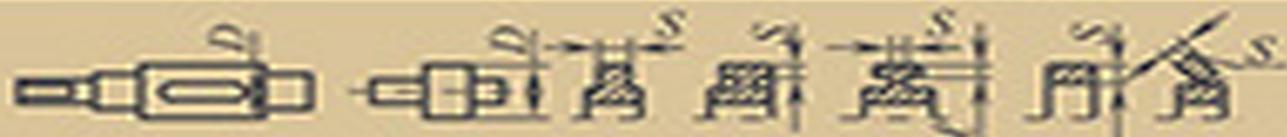




# ДЕТАЛИ МАШИН



А. В. Тюняев, В. П. Звездков, В. А. Вагнер



**А. В. ТЮНЯЕВ,  
В. П. ЗВЕЗДАКОВ,  
В. А. ВАГНЕР**

# ДЕТАЛИ МАШИН

*Издание второе,  
исправленное и дополненное*



САНКТ-ПЕТЕРБУРГ • МОСКВА • КРАСНОДАР  
2013

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА

Издательство «Лань»  ЛАНЬ®

ББК 34.4я73  
Т 98

**Тюняев А. В., Звездаков В. П., Вагнер В. А.**  
Т 98 Детали машин: Учебник. 2-е изд., испр. и доп. —  
СПб.: Издательство «Лань», 2013. — 736 с.: ил. —  
(Учебники для вузов. Специальная литература).

**ISBN 978-5-8114-1461-1**

В книге изложены основы теории, критерии работоспособности, расчеты прочности и конструирования деталей машин общего назначения: соединений разъемных и неразъемных, передач зацеплением и трением, валов и осей, подшипников скольжения и качения, муфт приводов. Даны методические рекомендации, необходимые для выполнения расчетов, приведены примеры расчетов и конструирования, даны вопросы для самоконтроля усвоенного материала. По этим вопросам приведен обширный библиографический материал, включающий монографии, научно-исследовательские работы, справочники, нормативные материалы, изобретения и патенты. На базе своего опыта работы в машиностроении и преподавания учебных дисциплин в вузе авторы уделили внимание не только прочностным расчетам, но и нормированию точности с целью повышения качества деталей машин общего назначения.

Учебник предназначен для студентов, обучающихся по направлениям подготовки: «Энергетическое машиностроение», «Машиностроение», «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств», «Наземные транспортно-технологические комплексы». А также для студентов машиностроительных специальностей. Может быть полезной слушателям курсов повышения квалификации, аспирантам и преподавателям вузов, инженерно-техническим работникам в области машиностроения.

**ББК 34.4я73**

#### **РЕЦЕНЗЕНТЫ:**

*А. Ю. Иванов* — кандидат технических наук, доцент кафедры технологии приборостроения Санкт-Петербургского национального исследовательского университета информационных технологий, механики и оптики; *Б. П. Тимофеев* — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой мехатроники Санкт-Петербургского национального исследовательского университета информационных технологий, механики и оптики, заслуженный работник высшей школы; *Г. А. Лаврушин* — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Основы конструирования» Дальневосточного государственного технического университета им. В. В. Куйбышева; *В. С. Кукис* — доктор технических наук, профессор кафедры двигателей Челябинского высшего военного автомобильного командно-инженерного училища (военного института), заслуженный деятель науки РФ.

Обложка  
*Е. А. ВЛАСОВА*

© Издательство «Лань», 2013  
© Коллектив авторов, 2013  
© Издательство «Лань»,  
художественное оформление, 2013



## ПРЕДИСЛОВИЕ

Курс деталей машин является завершающим в общетехнической подготовке инженера-механика, он базируется на таких научных дисциплинах как теоретическая механика, теория механизмов и машин, сопротивление материалов, материаловедение и термическая обработка материалов, начертательная геометрия и машиностроительное черчение.

Дисциплина «Детали машин» призвана формировать конструкторов широкого профиля – создателей новой техники. Подготовка инженерных кадров высокой квалификации требует новейших информационных данных по всем направлениям. Будущий специалист в процессе обучения должен овладеть знаниями, умениями и навыками как в области специальных, так и общетехнических дисциплин.

Создание машин, отвечающих высокому научно-техническому и производственному уровню, является сложной задачей, требующей совместного изучения показателей качества проектируемой машины, а также конструктивных и технологических путей их обеспечения с учетом экономических факторов.

Предлагаемый учебник построен в соответствии с принятой классификацией деталей машин и отвечает утвержденной программе и учебным планам подготовки студентов машиностроительных специальностей вузов; включает теорию, расчет и конструирование деталей и узлов общемашиностроительного применения. В то же время он в определенной степени отражает фундаментальные вопросы современной техники – создание конструкций, обеспечивающих сбережение материалов, труда и энергии.

В настоящем учебнике получили отражение прогрессивные материалы, новые методики расчетов, а также новые ГОСТы и другие стандарты на расчеты деталей машин; в нем используются утвердившиеся в стандартах, технической документации и литературе термины, определения и буквенные обозначения.

Авторы выражают благодарность доктору технических наук, профессору Б. П. Тимофееву, заведующему кафедрой мехатроники Санкт-Петербургского института точной механики и оптики (Технический университет), доктору технических наук, профессору О. И. Хомутову и профессору Е. И. Лернеру Алтайского государственного технического университета им. И. И. Ползунова, давшим полезные советы при составлении и рецензировании рукописи.

*Авторы*

## ВВЕДЕНИЕ

Современное машиностроение имеет очень большое значение для человеческого общества. Машины освобождают людей от тяжелой физической работы, позволяют повысить производительность труда, способствуют улучшению качества продукции и снижению ее стоимости, увеличению выпуска различной продукции.

Основными тенденциями развития современного машиностроения являются увеличение номенклатуры и числа различных машин; повышение мощности и производительности, технологичности и экономичности, обеспечение потребителю нормальных условий эксплуатации. Создание новых более мощных, современных, высокопроизводительных и экономичных машин связано с непрерывным конструктивным совершенствованием, использованием более прочных и износостойких материалов, применением различных методов упрочнения, совершенствованием формы деталей. Уровень производства машин и их техническое совершенство являются основными показателями технического развития страны.

До 80-х годов XIX столетия наука о машинах не имела четкого разделения и включала все вопросы конструирования, изготовления, эксплуатации. Этот курс так и назывался – «построение машин». С течением времени и накоплением знаний в области машиностроения курс построения машин стал очень обширным и произошло его разделение на ряд общетехнических и специальных дисциплин. В результате образовались такие общетехнические дисциплины как: теоретическая механика, теория механизмов и машин, сопротивление материалов, детали машин, взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения деталей машин.

Первый учебный курс под названием «Детали машин» в России был написан в 1881 году профессором В. Л. Кирпичевым (1845–1913), а в дальнейшем он получил развитие в трудах профессоров П. К. Худякова, А. И. Сидорова, М. А. Саверина, В. А. Добровольского, Д. Н. Решетова, В. Н. Кудрявцева и других.

При изучении деталей машин использовались работы зарубежных авторов (К. Бах, Ф. Ретшер), переведенных на русский язык.

Курс «Детали машин» завершает цикл общинженерных дисциплин и является первым курсом, в котором студенты изучают основы проектирования машин.

Все машины состоят из отдельных деталей, под которыми понимают изделия из однородного материала, изготовленные без сборочных операций. Среди многообразия деталей, из которых состоят машины, можно выделить такие, которые используются почти во всех машинах и выполняют одни и те же функции. Такие детали называют деталями

общего назначения, например болты, винты, заклепки, штифты, шпонки, валы, оси, зубчатые колеса и т. д. Детали общего назначения изучают в курсе «Детали машин». Другие детали, которые применяют только в отдельных видах машинах и которые выполняют специфические функции, называют деталями специального назначения и изучают в специальных курсах.

Среди машиностроительных дисциплин курс «Детали машин» имеет очень большое значение, так как, не умея рассчитывать и конструировать отдельные детали, нельзя создать ни одной машины. Поэтому задачей курса «Детали машин» является изучение современных методов расчета и основ рационального конструирования деталей машин общего назначения. Поскольку такие детали в машиностроении используются в очень больших количествах, то усовершенствование методов их расчета, приводящее к уменьшению металлоемкости и стоимости изготовления или к повышению долговечности, дает большой экономический эффект.

При расчете деталей машин стремятся, по возможности, точнее определить расчетную нагрузку, действующую на деталь, так как от этого будет зависеть конструктивная форма детали. Кроме этого на рациональность конструкции влияет правильный выбор допускаемых напряжений, связанных с выбором материала, термообработки, качества рабочих поверхностей. Выбор оптимальной расчетной схемы, наиболее полно отражающей истинные условия нагружения, правильное назначение допускаемых напряжений, является очень сложной задачей. Во многих случаях оптимальность конструкции зависит от жесткости изделия.

Большое значение имеет правильное назначение точности изготовления деталей, от которой зависит в целом качество всего изделия. С повышением точности изготовления деталей улучшается работоспособность всего изделия, но возрастает стоимость. При снижении точности изготовления необходимая долговечность обычно достигается за счет увеличения массы и габаритных размеров.

Поэтому расчеты деталей машин имеют большую многовариантность и для достижения оптимальности конструкции необходимы глубокие и разносторонние знания и опыт конструктора.

Курс «Детали машин», охватывающий основы современных методов расчета и рационального конструирования деталей машин общего назначения, призван привить студентам основные навыки принципов конструирования – этого творческого процесса создания оптимального варианта машины, и способствовать воспитанию ответственности за принятое решение.

# ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

## 1. Основные критерии работоспособности, надежности и расчета деталей машин

*Работоспособность* – состояние детали, при котором она способна выполнять заданные функции с параметрами, установленными нормативно-технической документацией.

Основными критериями работоспособности деталей машин являются *прочность, жесткость, износостойкость, теплостойкость, виброустойчивость*. Наряду с основными, в зависимости от назначения и условий эксплуатации могут устанавливаться дополнительные критерии, такие как коррозионная стойкость, масса деталей, транспортабельность, эстетичность и т. д. Значение того или иного критерия для данной детали зависит от ее функционального назначения и условий работы.

В процессе работы детали машин находятся под действием внешних (рабочих) нагрузок. Нагрузки на детали машин и напряжения в них, как известно, могут быть постоянными и переменными по времени. Детали, подверженные постоянным напряжениям в чистом виде, в машинах почти не встречаются. Постоянная неподвижная в пространстве нагрузка вызывает во вращающихся деталях (валах, осях, зубьях зубчатых колес) переменные напряжения. Однако отдельные детали работают с мало изменяющимися напряжениями, которые при расчете можно принимать за постоянные. К таким деталям могут быть отнесены детали с большими нагрузками от веса (в транспортных и подъемно-транспортных машинах), детали с большой начальной затяжкой (защелки, часть крепежных винтов и пружин) и детали с малым общим числом плавных нагружений, нагружаемые при начале длительного рабочего цикла машины и разгружаемые при остановке или окончании цикла, например элементы котлов и резервуаров.

Напряжения в работающей детали с течением времени могут изменяться как по значению, так и по знаку, т. е. они являются переменными.

Переменные напряжения, прежде всего, характеризуются *циклом изменений напряжений*. Циклом изменений напряжений называют совокупность последовательных значений напряжений за один период их изменения при регулярном нагружении.

В деталях машин возникают следующие циклы изменения напряжений:

1) *знакопостоянный* (винты, пружины) или *знакопеременный* (большинство деталей) *асимметричный цикл*, являющийся наиболее общим (рис. 1, а, б).

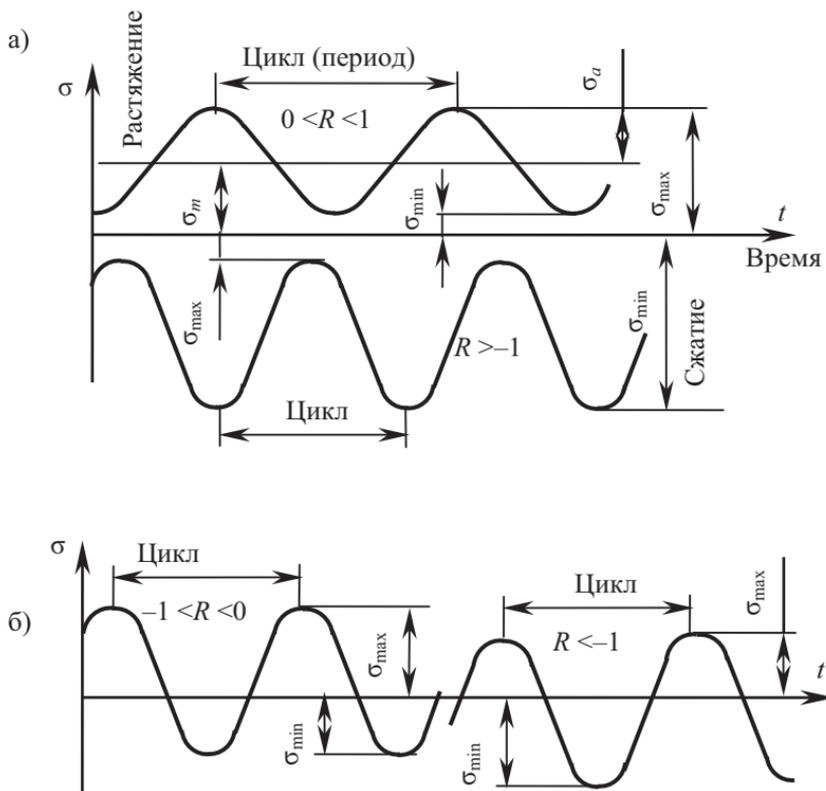


Рис. 1. Асимметричный цикл напряжений:  
 а) *знакопостоянный*; б) *знакопеременный*

2) *знакопеременный симметричный цикл* (рис. 2), в котором напряжения меняются от отрицательного до такого же положительного значения (напряжения изгиба во вращающихся валах и осях);

3) *отнулевой цикл* (рис. 3), в котором напряжения меняются от нуля до максимума (зубья зубчатых колес, работающих в одну сторону,

штоки, толкатели и шатуны тихоходных механизмов, малонагруженные при обратном ходе и т. д.).

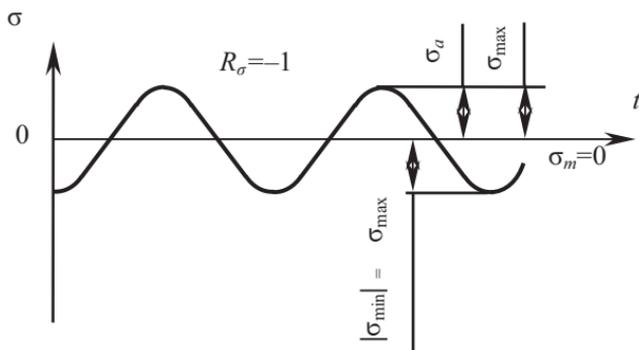


Рис. 2. Симметричный цикл напряжений

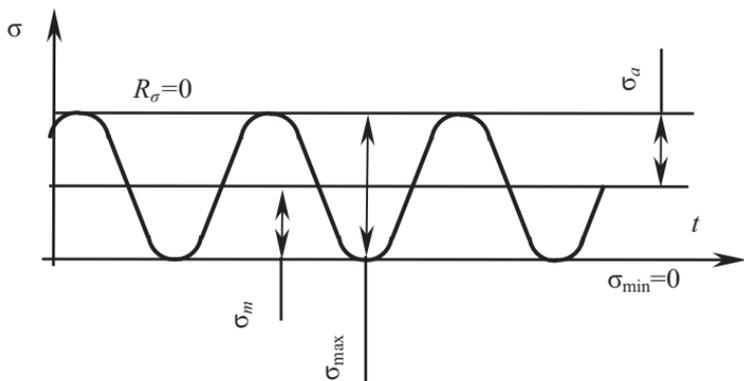


Рис. 3. Отнулевой цикл напряжений

Цикл характеризуется максимальным ( $\sigma_{\max}$  или  $\tau_{\max}$ ) и минимальным ( $\sigma_{\min}$  или  $\tau_{\min}$ ) напряжениями (рис. 1, а).

Алгебраическую полусумму максимального и минимального напряжений называют *средним напряжением цикла*:

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})}{2} \quad \text{или} \quad \tau_m = \frac{(\tau_{\max} + \tau_{\min})}{2}.$$

Алгебраическую полуразность  $\sigma_{\max}$  и  $\sigma_{\min}$  называют *амплитудой напряжений цикла*:

$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})}{2} \quad \text{или} \quad \tau_a = \frac{(\tau_{\max} - \tau_{\min})}{2}.$$

Коэффициентом асимметрии напряжений цикла  $R$  называют отношение минимального напряжения цикла к максимальному:

$$R_{\sigma} = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad \text{или} \quad R_{\tau} = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}}.$$

Если коэффициент асимметрии цикла напряжения  $R_{\sigma} = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = -1$ ,

то цикл напряжений называют *симметричным* (рис. 2).

Если  $R_{\sigma} = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = 0$ , или  $R_{\sigma} = -\infty$ , то цикл напряжений называют *отнулевым* (рис. 3). Для цикла растяжения  $R_{\sigma} = 0$ , а для цикла сжатия  $R_{\sigma} = -\infty$ .

Если  $R_{\sigma} = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = 1$ , то напряжения постоянны, т. е. имеет место статическое нагружение (рис. 4).

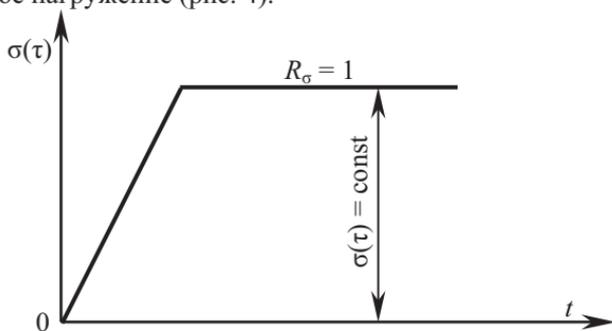


Рис. 4. Статическое нагружение

Все циклы напряжений, для которых  $R \neq -1$  (т. е. все циклы отличные от симметричного), называют *асимметричными*.

Переменные напряжения в детали могут возникать при действии не только переменных, но и постоянных нагрузок. Например, вращающаяся ось железнодорожного вагона находится под действием постоянной нагрузки (относительно небольшими изменениями нагрузки при движении вагона пренебрегаем), однако напряжения в поперечном сечении оси изменяется по симметричному циклу.

Машины могут работать в условиях постоянных (установившихся, стационарных) режимов, при которых амплитуда и постоянные составляющие напряжений неизменны, или переменных (нестационарных) режимов, при которых амплитуда и постоянная составляющая или один из этих параметров переменны.

Постоянные режимы характерны для машин центральных силовых и насосных станций и транспортных машин дальнего следования, переменные – для большинства машин – универсальных машин орудий, транспортных машин и т. д.

Нагрузки могут изменяться плавно или прикладываться внезапно (удары). Существенные ударные нагрузки действуют в машинах ударного действия и в транспортных машинах. Удары также бывают связаны с работой механизмов (переключением зубчатых колес и кулачковых муфт на ходу, использованием упоров и т. д.), с погрешностями изготовления и увеличенными зазорами в механизмах. Очень опасны удары при авариях. Основная характеристика сопротивления удару – ударная вязкость.

Размеры деталей машин определяют расчетным путем или назначают конструктивно.

### **Прочность**

*Прочность* – основной критерий работоспособности большинства деталей. Потеря работоспособности по этому критерию может наступить вследствие возникновения больших остаточных деформаций либо вследствие разрушения. Наличие остаточных деформаций ведет к изменению размеров и формы деталей, что нарушает характер их сопряжения и нормального взаимодействия. Разрушение деталей наблюдается двух видов: поверхностное и объемное (полломка). Полломка – опасный отказ, который может привести к аварии. По характеру разрушение может быть статическим или усталостным. Статическое разрушение, как правило, результат действия кратковременных перегрузок; усталостное – результат длительного действия переменных напряжений. Для обеспечения прочности деталей выполняют расчеты. В конструкторской практике выполняют два вида прочностных расчетов – проектировочный и проверочный. Цель проектировочного расчета заключается в определении основных размеров детали и в выборе ее материала. Расчет носит приближенный характер и выполняется по допускаемым напряжениям. При простом напряженном состоянии условие прочности имеет вид:  $\sigma \leq [\sigma]$  или  $\tau \leq [\tau]$ , где  $\sigma$  и  $\tau$  – расчетные напряжения, возникающие в расчетном сечении детали, их значения определяют по формулам сопротивления материалов;  $[\sigma]$  и  $[\tau]$  – допускаемые напряжения, т. е. такие, при которых деталь для заданных

условий работы может выполнять свои функции в течение установленного срока службы. В том случае, когда в сечении детали возникают нормальные и касательные напряжения, расчет ведут по эквивалентным напряжениям, определяемым по одной из теорий прочности, а условие прочности принимает вид  $\sigma_3 \leq [\sigma]$ . Результаты проектного расчета используют для конструирования изделия и детали, входящей в него. После конструкторской разработки детали, уточнения ее формы и размеров выполняют проверочный расчет. Результатом такого расчета является коэффициент запаса прочности ( $S$ ), его сопоставляют с минимально допустимым значением ( $[S]$ ), при этом должно соблюдаться условие  $S \geq [S]$ . Допускаемые напряжения принимают как некоторую часть предельных напряжений, рассчитываемых по формулам:  $[\sigma] = \sigma_{\text{пред}} / [s]$  или  $[\tau] = \tau_{\text{пред}} / [s]$ , где  $\sigma_{\text{пред}}$  и  $\tau_{\text{пред}}$  – предельные (опасные) напряжения, при достижении которых деталь получает недопустимые пластические деформации или может разрушиться.

За предельные напряжения принимают прочностные характеристики материала детали. При постоянных напряжениях для деталей из «пластичных» материалов за опасные напряжения принимают предел текучести ( $\sigma_T$  или  $\tau_T$ ). Для деталей, выполненных из «хрупких» материалов, за опасные напряжения принимают предел временного сопротивления при соответствующем напряженном состоянии.

Минимально допустимый коэффициент запаса прочности  $[S]$  учитывает влияние на прочность таких факторов, как погрешность определения нагрузок и напряжений, приближенность расчетных схем, разброс механических характеристик материалов, требования к безопасности работы детали в различных изделиях и машинах. Численная величина его колеблется в пределах от 1,2 до 6 и более, но в каждом частном случае диапазон значений значительно сужают. Коэффициент запаса по отношению к пределу текучести материала не превышает обычно 1,3...1,5 [49]. Коэффициенты запаса по отношению к временному сопротивлению назначают большими (для чугуна, например, до 3), что связано с опасностью разрушения детали даже при кратковременных перегрузках. В некоторых отраслях машиностроения (краностроение, станкостроение, котлостроение и др.) находят применение табличный метод назначения коэффициентов запаса прочности (допускаемых напряжений). Переносить этот опыт на другие отрасли следует с большой осторожностью. Имеются рекомендации определения коэффициента запаса расчетным путем. Его представляют как произведение частных коэффициентов, каждый из которых учитывает определенный фактор прочности [103].

$$[S] = S_1 \cdot S_2 \cdot S_3,$$



где  $S_1$  – учитывает достоверность определения расчетных нагрузок ( $S_1 = 1 \dots 1,5$ );  $S_2$  – учитывает однородность механических свойств материалов (стальные поковки, прокат  $S_2 = 1,2 \dots 1,5$ ; детали из чугуна  $S_2 = 1,5 \dots 2,5$ );  $S_3$  – учитывает специфические требования безопасности работы детали в машине ( $S_3 = 1 \dots 1,5$ ). Широкого практического применения этот метод не получил.

Расчет на прочность деталей машин при регулярных (например, рис. 2) переменных напряжениях обеспечивает требуемый запас прочности относительно предела выносливости. При одноосном растяжении–сжатии или изгибе запас прочности при переменных нагрузках определяют по формуле

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_T}.$$

То же, при кручении

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_T},$$

где  $\sigma_T$  и  $\tau_T$  – постоянные составляющие напряжений;  $\sigma_a$  и  $\tau_a$  – переменные составляющие напряжений;  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  – пределы выносливости материала при знакопеременном симметричном цикле;  $K_{\sigma D}$  и  $K_{\tau D}$  – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;  $\varepsilon$  – масштабный фактор;  $\psi_{\sigma}$  и  $\psi_{\tau}$  – коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла.

Пределы выносливости при симметричном цикле напряжений для некоторых конструкционных материалов приводятся в справочной литературе, например [10]; для стали эти показатели можно определить по приближенным зависимостям:

$$\sigma_{-1p} = 0,35\sigma_B \text{ – при растяжении–сжатии;}$$

$$\sigma_{-1} = (0,4 \dots 0,45)\sigma_B \text{ – для углеродистой стали при изгибе;}$$

$$\sigma_{-1} = 0,35\sigma_B + 120 \text{ – для легированной стали при изгибе;}$$

$$\tau_{-1} = 0,25\sigma_B \text{ – при кручении,}$$

где  $\sigma_B$  – предел прочности.

При расчетах по приведенным формулам предполагается, что действие переменных напряжений значительнее постоянных и несущая способность ограничивается усталостью материала, а не пластическими деформациями. Если это не соблюдается, то для таких случаев запас прочности определяется по отношению к пределу текучести.



При совместном действии изгиба и кручения или растяжения-сжатия и кручения общий запас прочности определяют по соотношению:

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S].$$

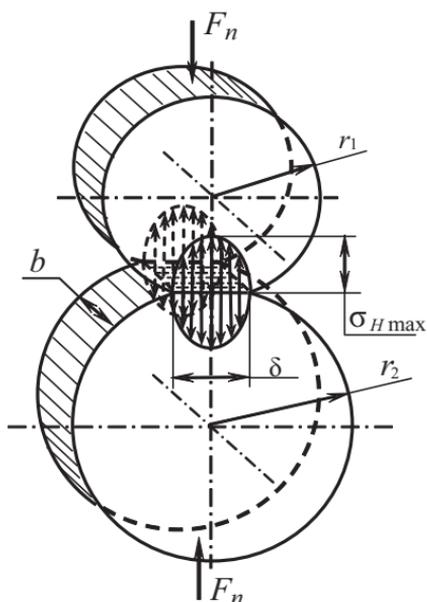


Рис. 5

Существенный недостаток расчетов деталей машин на прочность по допускаемым напряжениям (по коэффициентам запаса прочности) состоит в том, что эксплуатационные нагрузки, возникающие от их действия напряжения, прочностные характеристики материалов, размеры деталей рассматривают как детерминированные величины (т. е. такие, которые заранее могут быть определены). В действительности эти величины носят случайный характер. Поэтому в настоящее время все большее

распространение находят вероятностные методы расчета деталей машин на прочность. Метод позволяет учесть рассеяние величин, входящих в условия прочности. Однако использование вероятности разрушения детали как характеристики прочностной надежности изделия (особенно для определения отказов ответственных конструкций) ограничено [10].

Сопряженные поверхности, имеющие начальное касание (касание при отсутствии деформирующего усилия) в точке или по линии, после приложения нагрузки в результате деформирования поверхностей образуют площадку контакта, например, для цилиндров в виде прямоугольника с шириной  $\delta$  (рис. 5). Напряжения на площадке контакта распределяются по эллиптическому закону. Максимальную величину  $\sigma_H$  используют в качестве критерия для оценки работоспособности сопрягаемых поверхностей, при этом величина  $\sigma_H$  не должна превышать допускаемое значение  $[\sigma_H]$ .

При вращении сопряженных поверхностей под нагрузкой (например, катки фрикционных передач, подшипники качения и т. п.) отдельные точки их поверхностей периодически нагружаются и разгружаются по отнулевому циклу напряжений. Каждая точка нагружается только в период прохождения зоны контакта и свободна от нагрузки в остальное время. Такого рода переменные контактные напряжения вызывают усталостные явления в поверхностном слое детали.

Первое решение задачи о напряженном состоянии в зоне контакта упругих тел, так называемой контактной задачи, дал в 1882 г. Г. Герц. По его имени контактными напряжениям  $\sigma_H$  присвоен индекс  $H$ .

Для деталей, имеющих начальное касание по линии (например, зубчатые передачи, роликовые подшипники), определение контактных напряжений рассматривают на примере сжатия двух цилиндров с параллельными осями (рис. 5). Под действием сжимающих сил  $F_n$  возникают упругие деформации, площадка контакта принимает вид полоски  $b\delta$ , и контактные напряжения  $\sigma_H$  распределяются по ее ширине  $\delta$ .

Значение этих напряжений можно определить по формуле Герца

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{\text{пр}}} \cdot \frac{E_{\text{пр}}}{2\pi(1-\mu^2)}},$$

где  $q = \frac{F_n}{b}$  – нагрузка на единицу длины контактной площадки ( $b$  –

ширина цилиндра);  $E_{\text{пр}} = \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}$  – приведенный модуль упругости;

$\rho_{\text{пр}} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$  – приведенный радиус кривизны катков;  $\mu = 0,25 \dots 0,35$  – коэффициент Пуассона (отношение продольной и поперечной деформации).

В инженерных расчетах формула Герца преобразуется в зависимости от конфигурации и условий работы конкретных деталей.

## **Жесткость**

Под действием внешних нагрузок конструкции (системы) деформируются, изменяя свои формы и размеры. *Способность системы сопротивляться действию внешних нагрузок с деформациями, которые не приводят к утрате работоспособности системы (детали), называют жесткостью. Свойство изделия получать деформации под действием внешних нагрузок называют упругостью.*



Жесткость, как и прочность, определяет работоспособность конструкции. Повышенные деформации приводят к неравномерному распределению нагрузки на отдельных участках деталей, в результате чего появляются местные напряжения, иногда значительно превосходящие величину номинальных напряжений. Нежесткость корпусных деталей (или их элементов) влияет на взаимное положение расположенных в них механизмов, вызывая в подвижных сопряжениях повышенное трение, кромочное давление, появление зон повышенной температуры и др. Нежесткость неподвижных соединений, испытывающих динамические нагрузки, приводит к фрикционной коррозии, наклепу, иногда к свариванию поверхностей. Жесткость рабочих органов и станин станков влияет на точность изготавливаемых на них деталей. Особое значение имеют вопросы жесткости при использовании в деталях высокопрочных материалов.

Величину деформации определяют расчетом для простейших случаев, используя методы сопротивления материалов и теории упругости. На практике, приходится определять деформации сложных деталей, сечения которых формируются условиями технологии и конструкцией машины. В таких случаях используют либо предшествующий опыт, либо проводят моделирование, эксперимент. В вопросах жесткости особая роль отводится профессионализму конструктора, сбору и накоплению опыта в конструкторских организациях.

Применительно к деталям различают собственную (объемную) жесткость (брус, пластина, оболочка) и контактную жесткость, т. е. жесткость, связанную с контактными деформациями поверхностных слоев в местах контакта деталей. Для большинства деталей при больших нагрузках в суммарной жесткости превалирует объемная жесткость, при малых – контактная. Объемную жесткость оценивают коэффициентом жесткости ( $C$ ). Для случая растяжения – сжатия бруса постоянного сечения согласно закону Гука  $C=P/f=\sigma A/f=EA/l$ , где  $P$  – усилие, Н;  $f$  – деформация (мм, мкм);  $\sigma$  – напряжения, МПа;  $A$  – площадь сечения, мм<sup>2</sup>;  $E$  – модуль упругости, МПа;  $l$  – длина бруса в направлении действия силы, мм. Величина, обратная  $C$  – коэффициент податливости  $\lambda=1/C$ . При изгибе бруса постоянного сечения коэффициент жесткости выражается зависимостью:  $C=aEJ/l^3$ , где  $J$  – момент инерции сечения бруса,  $a$  – коэффициент, зависящий от условий нагружения. Сравнительные расчеты жесткости, приведенные в [86], показывают, что двухопорный брус, нагруженный равномерно распределенной нагрузкой имеет в 1,5 раза большую жесткость аналогичного бруса, нагруженного сосредоточенной силой равной величины в середине балки, а такой же брус с консольной заделкой обладает жесткостью, равной

0,063 жесткости двухопорного бруса. Двухопорный брус с заделанными концами в 4...8 раз более жесткий, чем брус свободно опертый по концам. Таким образом, жесткость системы существенно зависит от типа и расположения опор. Это обстоятельство следует учитывать при проектировании опор валов на подшипниках качения (скольжения).

Коэффициент жесткости бруса, подверженного кручению, равен отношению вращающего момента ( $T$ ) к углу поворота сечения на длине  $l$ :  $C=GJ_p/l$ , здесь  $G$  – модуль упругости второго рода, а  $J_p$  – полярный момент инерции сечения. Нежесткость, например, валов с насаженным на них зубчатыми колесами приводит к неравномерному распределению нагрузки по ширине зубчатого венца. Приведенные выше формулы указывают на факторы, определяющие жесткость конструкции. Модули упругости  $E$  и  $G$  – устойчивые характеристики металлов. Применение металла в конструкции чаще диктуется условиями работы детали и экономическими показателями. На жесткость существенно влияют размеры и рациональная форма сечений детали; длина детали в различных случаях деформаций влияет по-разному (обратно пропорциональна первой степени при растяжении – сжатии и обратно пропорциональна третьей степени при изгибе). Наиболее простой способ снижения деформаций состоит в уменьшении уровня напряжений, однако этот путь приводит к увеличению массы конструкций.

Контакт деталей с начальным касанием может быть в точке или по линии, что соответствует сжатию шаров или цилиндров, либо по большой номинальной площади касания. Во всех случаях при действии нормального усилия  $F_n$  сближение происходит за счет деформации в зоне, имеющей малую фактическую площадь касания. В первом случае площадь зависит от формы контактирующих поверхностей, во втором – от величины микронеровностей и волнистости поверхностей контакта. При начальном касании по линии, сближение тел от действия нормальной силы  $F_n$  (рис. 5) соответствует уменьшению расстояния на линии действия силы между точками, лежащими на отрезке, примерно равным  $8\delta$  от линии начального касания. Эта величина составляет малую долю наименьшего радиуса кривизны  $\rho_1$ , что свидетельствует о быстром затухании деформаций по мере удаления от начальной точки контакта [73]. Возможные разрушения материала в этом случае следует ожидать в поверхностных слоях контактирующих поверхностей. Расчетами на контактную жесткость определяются сближение осей ( $\Delta$ ) контактирующих тел (податливость) и площадь контакта. Первый параметр определяет жесткость сопряжения; второй – степень равномерности передачи усилия от одной детали к другой.

Например, для случая, показанного на рис. 5, эти параметры рассчитываются по следующим зависимостям [10]:

$$\Delta = 2,8966 \cdot 10^{-6} \cdot q \left( 0,815 + \ln \left( 345205 \frac{\rho_1 \rho_2}{q \rho_{\text{пр}}} \right) \right), \text{ мм},$$

где  $q$ , Н/мм;  $\rho_1$ ,  $\rho_2$  и  $\rho_{\text{пр}}$ , мм;  $a = \delta/2 = 3,404 \cdot 10^{-3} \sqrt{q \rho_{\text{пр}}}$  ( $a$  – полуширина площадки контакта в мм).

Приведенные выше формулы определены для случая контактирования стальных цилиндров с  $\mu=0,3$  и  $E=2 \cdot 10^5$  МПа.

В случаях касания плоских поверхностей расчет жесткости и действительной площади контакта выполняют по полуэмпирическим формулам, коэффициенты которых получают по результатам статистической обработки экспериментов и эксплуатации изделий. Считают, что упругое перемещение ( $\Delta$ , мкм) пропорционально среднему давлению  $P$ , МПа.

$$\Delta = C \cdot P^m,$$

где  $C$  и  $m$  – коэффициенты, зависящие от геометрии поверхностей и свойств материалов (сталь, чугун  $m=0,5$ ; для поверхностей деталей, обработанных полированием, хонингованием, шабрением  $C=0,02$ ; шлифованием  $C=0,06 \dots 0,13$ ; строганием  $C=0,09$ ) [54].

Приведенные задачи охватывают контакт тел простой формы и рассматривают местные напряжения и деформации в зоне контакта. В реальных конструкциях нагрузки передаются через несколько площадок контакта (резьбовые и зубчатые соединения, зубчатые передачи, подшипники качения и др.). При расчетах таких конструкций учитываются как общие, так и местные деформации, что в каждом конкретном случае учитывается имеющимися методиками расчета.

### **Износостойкость**

Многие детали машин выходят из строя из-за износа. *Изнашивание* можно представить как постепенное уменьшение размеров и изменение формы деталей в процессе эксплуатации. Износ вызывает резкое удорожание эксплуатации машин, необходимость периодической проверки их состояния, ремонта или замены.

Ежегодные расходы на восстановление действующего парка машин превышают стоимость годового их выпуска.

Ограничение долговечности деталей от износа связано:

- а) с потерей;
- б) со снижением к.п.д.;



- в) со снижением прочности вследствие уменьшения сечений, неравномерного износа опор;
- г) с возрастанием шума в передачах транспортных машин;
- д) с полным истиранием, которое делает деталь непригодной к эксплуатации.

Виды изнашивания в машинах можно разделить на следующие группы:

1. *Механические*. Основное значение имеет абразивное изнашивание, т. е. изнашивание твердыми посторонними преимущественно абразивными частицами. Абразивное изнашивание проявляется в виде: а) усталости при многократном повторном деформировании микровыступов с малой глубиной взаимного внедрения; б) малоциклового усталости при повторном пластическом деформировании микровыступов со средней глубиной внедрения; в) микрорезания при глубоком внедрении.

2. *Молекулярно-механическое* изнашивание при схватывании или заедании. Схватывание в начальной форме проявляется в намазывании материала одной сопряженной детали на другую, а в наиболее опасной форме – в местном сваривании трущихся поверхностей с последующим вырыванием частиц одного тела, приварившихся к другому, при дальнейшем их относительном движении. Схватывание наблюдается при высоких скоростях или давлениях в связи с выдавливанием масляной пленки или потерей ею защитной способности. Оно особенно опасно для незакаленных трущихся поверхностей и однородных материалов.

3. *Коррозионно-механическое*, при котором продукты коррозии стираются механическим путем.

Опыт эксплуатации машин показывает возможность работы с исчезающе малым износом при условии жидкостного трения, т. е. трения с разделением трущихся поверхностей достаточным слоем смазки, предотвращающим непосредственный их контакт, и хорошей изоляцией от загрязнения.

Расчеты на износостойкость предусматривают: обеспечение жидкостного трения, для чего необходимо иметь толщину масляного слоя, превышающую сумму микронеровностей и погрешностей формы контактирующих поверхностей, или при невозможности создания жидкостного трения обеспечение требуемого ресурса назначением допустимых давлений, установленных практикой.

При сравнительном анализе конструкций для оценки ресурса по износу, а также для распространения результатов экспериментов и опыта эксплуатации на другие условия применяют расчеты на износ в

относительной форме. В качестве исходной принимают следующую зависимость, характеризующую износостойкость:

$$\rho^m \times S = \text{const},$$

где  $\rho$  – давление (контактное напряжение);  $S$  – путь трения;  $m$  – показатель степени.

Применение такой зависимости с постоянным показателем степени естественно предполагает, что не происходит перехода от одного вида изнашивания к другому.

Обработка результатов испытания на изнашивание образцов разных типов дает показатель  $m$  обычно в пределах 1...3. При полужидкостном трении  $m$  около 3; при трении без смазки и полусухом трении, а также значительных контактных напряжениях  $m = 1...2$ , в среднем 1,5; при абразивном износе, а также при малых давлениях и трении без смазки  $m \approx 1$ .

### **Теплостойкость**

*Теплостойкость* для многих деталей является важнейшим критерием их работоспособности.

Работа машин сопровождается тепловыделением, вызываемым рабочим процессом машин и трением в их механизмах. Тепловыделение, связанное с рабочим процессом, имеет место у тепловых двигателей, электрических машин, литейных машин и машин для горячей обработки материалов.

В результате нагрева могут возникать следующие вредные для работы машин явления:

1. Понижение несущей способности деталей, наблюдаемое для деталей из сталей при температурах выше 300...400°C, а для деталей из легких сплавов и пластмасс – выше 100...150°C. Это связано с понижением основных механических характеристик материалов, в частности предела прочности и предела выносливости, с охрупчиванием, потерей пластичности во времени и, наконец, с явлением ползучести. Ползучесть, т. е. процесс малой непрерывной пластической деформации при длительном нагружении, становится основным критерием работоспособности для отдельных деталей машин: лопаток и дисков турбин, элементов паровых котлов высокого давления и др. Ползучесть очень опасна в связи с возможностью выборки зазоров у вращающихся или поступательно перемещающихся деталей. Расчеты на ползучесть основываются на задании допустимых пластических перемещений за определенный срок службы.



2. Понижение защитной способности масляного слоя, разделяющего трущиеся поверхности деталей машин, и, как следствие, появление повышенного износа или заедания.
3. Изменение зазоров в подвижных соединениях вследствие обратимых температурных деформаций. Выход из строя подшипников и других замкнутых подвижных сопряжений часто связан с захватыванием шейки вала или ползуна вследствие уменьшения зазора до нуля.
4. Изменение свойств трущихся поверхностей, например снижение коэффициента трения в тормозах.
5. Понижение точности машины вследствие обратимых температурных деформаций. Это относится к точным машинам, например к прецизионным металлорежущим станкам.

Расчетам на прочность при повышенных температурах и расчетам температурных деформаций должны предшествовать собственно тепловые расчеты. Теплообразование в механизмах, связанное с работой трения, подсчитывают непосредственно по передаваемой механизмом мощности и КПД. Теплообразование, связанное с рабочим процессом, устанавливают при расчете его рабочих циклов. Средние установившиеся температуры определяют по уравнению теплового баланса: тепловыделение за произвольную единицу времени приравнивают теплоотдаче. При расчете теплоотдачи пользуются ее усредненными коэффициентами. Для решения более сложных тепловых задач (установления температурных полей в деталях машин, определения неустановившихся температур) используют методы, рассматриваемые в теории теплопередачи.

## ***Виброустойчивость***

Под *виброустойчивостью* понимают способность конструкций работать в нужном диапазоне режимов без недопустимых колебаний. В связи с повышением скоростей машин явления колебаний становятся все более опасными и поэтому расчет на виброустойчивость все более актуальным.

Вынужденные колебания, вызываемые внешними периодическими силами (неуравновешенностью вращающихся деталей, переменными силами в поршневых машинах и т. д.) опасны возникновением резонанса. Необходимым является расчет частот собственных колебаний во избежание кратности или совпадения их частот с частотами возмущающих сил.

При работе деталей машин могут возникать автоколебания или самовозбуждающиеся колебания, т. е. колебания, в которых возмущающие силы вызываются самими колебаниями. При опасности возникновения автоколебаний необходим расчет динамической устойчивости, который проще всего основывать на энергетических условиях.

Расчеты на колебания обычно приходится проводить не для отдельных деталей, а для систем с учетом контактных деформаций.

Работа машин сопровождается шумом, вызываемым соударением движущихся деталей машин. Шум в первую очередь связан с погрешностями изготовления деталей – ошибками шага и профиля зубьев, волнистостью дорожек качения подшипников. Однако некоторые детали являются источниками шума при идеально точном изготовлении, например зубчатые колеса в связи с входом в зацепление новых зубьев. Повышенный шум увеличивает утомляемость персонала и вреден для здоровья. Критерий шума может служить для оценки качества изготовления машин.

В качестве средств для борьбы с вибрацией и шумом применяют: повышение точности обработки и снижение шероховатости поверхностей, уменьшение сил удара конструктивными методами, применение для гашения колебаний материалов с повышенным внутренним трением, а также специальных покрытий, демпферов и антивибраторов.

### ***Надежность изделий. Основные понятия***

*Надежность* (ГОСТ 13377-75) – свойство изделия выполнять заданные функции, сохраняя свои эксплуатационные показатели в заданных пределах в течение требуемого промежутка времени или требуемой наработки.

Надежность изделия обуславливается его безотказностью, ремонтопригодностью, сохраняемостью и долговечностью. При этом подразумевается, что изделие эксплуатируется в заданных режимах и условиях использования.

*Безотказность* – свойство изделия сохранять работоспособность в течение заданной наработки без вынужденных перерывов. Отказом называют нарушение работоспособности объекта (изделия). Под наработкой понимают продолжительность или объем работы изделия, измеряемые в принятых единицах.

*Ремонтопригодность* называют свойство изделия к предупреждению, обнаружению и устранению отказов и неисправностей путем проведения технического обслуживания и ремонтов.



*Сохраняемость* – свойство изделия сохранять обусловленные эксплуатационные показатели в течение и после срока хранения и транспортирования, установленного в технической документации.

*Долговечностью* называют свойство изделия сохранять работоспособность до предельного состояния с необходимыми перерывами для технического обслуживания и ремонтов. Показателями долговечности могут служить ресурс, срок службы. Под ресурсом понимают наработку изделия до предельного состояния, оговоренного в технической документации. Различают ресурс до первого ремонта, назначенный ресурс, средний ресурс, т. е. средняя наработка до предельного состояния, и  $\gamma$ -процентный ресурс, который имеет и превышает в среднем обусловленное число ( $\gamma$ ) процентов изделий данного типа. Например, 90 %-ный ресурс.

Основными показателями безотказной работы  $P(t)$ , т. е. вероятность того, что в заданном интервале времени или в пределах заданной наработки не возникнет отказ изделия. Вероятность безотказной работы системы равна произведению вероятности независимых элементов:

$$P(t) = P_1(t) \cdot P_2(t) \dots P_n(t).$$

Уравнение показывает, что надежность сложных систем низка. Например, для системы, состоящей из пяти элементов с одинаковой вероятностью безотказной работы, имеем:  $P(t) = (P_1(t))^5$  и при  $P_1(t) = 0,9$  составит  $0,9^5 = 0,59$ . Для повышения надежности при создании сложных технических систем необходимо следовать выработанным инженерной практикой правилам. Эти правила относятся к проектированию, опытному производству и испытаниям, серийному производству, эксплуатации и ремонту. Они имеют специфический характер для различных типов машин, общими могут быть следующие. *В проектировании*: система должна включать максимальное число элементов, проверенных практикой; содержать защитные устройства, устраняющие или предупреждающие возможность возникновения катастрофических отказов; быть удобной для ремонта; нагруженные элементы должны подвергаться тщательному расчету и экспериментальной проверке; допустимые запасы прочности должны быть установлены на основе необходимого объема экспериментальных исследований с учетом рассеивания нагрузок и механических свойств материалов. *Опытное производство*: с целью определения прочности и технических показателей машины изготавливают опытные экземпляры, на которых проводят всесторонние испытания в лабораторных, стендовых и эксплуатационных условиях; стадия опытного производства должна завершаться официальными испытаниями и утверждением образца для серийного производства. *Серийное производство*: технологические процессы



серийного производства должны обеспечивать качество изделия не ниже эталонного образца; необходимо предусматривать эффективно действующую систему входного контроля материалов и комплектующих изделий. *Эксплуатация и ремонт*: эксплуатация машин должна соответствовать техническим условиям и руководствам на них; для ответственных изделий необходима система их технической диагностики; система обслуживания должна включать регламентные работы, профилактические осмотры и ремонты, надежность отремонтированных изделий должна подтверждаться испытаниями, на основе опыта эксплуатации машин должна выполняться корректировка норм проектирования и допустимых повреждений деталей и изделий.

### **Вопросы для самоконтроля**

1. Назовите основные критерии работоспособности деталей машин. Дайте определение их понятиям.
2. Назовите виды прочности изделий. Запишите условия прочности и дайте определения параметрам, входящим в них.
3. Понятие жесткости. Виды жесткости. Основные задачи, решаемые с помощью уравнений жесткости.
4. Виброустойчивость. Методы оценки.
5. Надежность изделий и машин. Понятие критериев, характеризующих надежность.
6. Вероятность безотказной работы сложной системы.
7. Износ деталей машин. Виды износа.

### **2. Стандартизация и взаимозаменяемость в машиностроении**

Развитие науки и техники, расширение научного и торгового сотрудничества между странами невозможно без применения принципов стандартизации. Стандартизация создает единые требования к продукции машиностроения, единые критерии ее оценки, единые правила оформления документации.

Под *стандартизацией* понимают деятельность, направленную на достижение оптимальной степени упорядоченности в определенной области посредством установления положений для всеобщего и многократного использования в отношении реально существующих или потенциальных задач.

Стандартизация способствует совершенствованию конструкций, снижению стоимости изделий, улучшению условий труда и имеет

большое значение для машиностроения. На базе стандартизации стало возможным организовать массовое производство деталей самыми прогрессивными методами с минимальными трудоемкостью и стоимостью. Применение стандартных деталей снижает трудоемкость освоения новых машин, способствует повышению качества, работоспособности и долговечности.

Конкретными документами по стандартизации являются нормативные документы: стандарты, технические регламенты, общетехнические классификаторы технико-экономической информации, правила по стандартизации и другие материалы.

Категории нормативных документов:

- государственные стандарты РФ (ГОСТ Р) и технические регламенты;
- межгосударственные стандарты (ГОСТ);
- общероссийские классификаторы технико-экономической информации (ОКТЭИ);
- стандарты отраслей (ОСТ);
- стандарты предприятий (СТП);
- стандарты научно-технических, инженерных и других общественных объединений (СТО);
- правила по стандартизации (ПР);
- руководящие документы по стандартизации (РД);
- рекомендации по межгосударственной стандартизации (РМГ);
- методические указания (МИ);
- технические условия (ТУ).

Нормативные документы имеют свой номер с добавлением через тире года разработки (утверждения) документа.

Кроме национальных стандартов, которые отражают особенности и уровень машиностроения внутри страны, существуют международные стандарты. Последние разрабатываются на основе достижений науки и техники наиболее развитых стран. Разрабатывает эти стандарты Международная организация по стандартизации (ISO).

Понятие «вид стандарта» определяет его содержание. Могут быть стандарты: общих технических условий, общих технических требований, параметров, типов, конструкции, марок, методов контроля, расчета, правил приемки, маркировки, упаковки и хранения, правил эксплуатации и ремонта, типовых технологических процессов.

Тесно связана со стандартизацией взаимозаменяемость в машиностроении.

Современное машиностроение, представляющее собой массовое или крупносерийное производство, невозможно без взаимозаменяемости, благодаря которой изготавливаются детали и агрегаты в одних

цехах, а потом собираются в изделия без подгонки в других цехах или даже на других заводах. Но для того, чтобы выдержать расчетный ритм сборки, необходимо иметь на сборочном конвейере детали или агрегаты, не требующие дополнительной индивидуальной подгонки, т. е. на сборочный конвейер должны поступать взаимозаменяемые детали и агрегаты.

*Взаимозаменяемостью* называется свойство независимо изготовленных с заданной точностью деталей обеспечивать возможность сборки без подгонки сопрягаемых деталей в сборочную единицу, а сборочных единиц в изделие при соблюдении предъявляемых к ним требований.

Применение принципа взаимозаменяемости позволяет осуществить специализацию и кооперирование предприятий. Это упрощает и удешевляет производство машин.

Важное значение взаимозаменяемости проявляется при ремонте машин. При наличии взаимозаменяемости деталей упрощается и удешевляется эксплуатация машин и улучшается качество ремонта.

Однако для обеспечения принципа взаимозаменяемости необходимо изготавливать детали с заданной точностью.

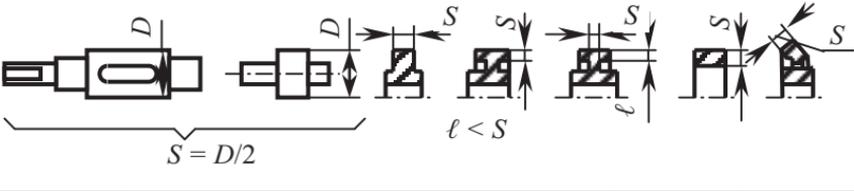
### 3. Машиностроительные материалы

Основными машиностроительными материалами являются: **стали** – железоуглеродистые сплавы с содержанием углерода до 2 %; **чугуны** – железоуглеродистые сплавы с содержанием углерода свыше 2 %; **сплавы** цветных металлов; **пластмассы** – материалы, изготавливаемые на основе синтетических и природных высокомолекулярных смол. Кроме того, для изготовления некоторых деталей применяют дерево, резину, кожу, графит и другие материалы.

**Конструкционные стали** – сплавы *Fe* и *C*, содержащие естественные примеси и во многих случаях специально вводимые легирующие элементы (*Cr, Ni, Mo, V, W, Ti* и др.), являются наиболее широко используемые материалы для деталей машин. В табл. 1 даны усредненные значения механических характеристик и виды термообработки некоторых распространенных марок конструкционных сталей (углеродистых качественных – ГОСТ 1050-88 и легированных – ГОСТ 4543-71), используемых для ответственных деталей машин, когда наряду с высокой прочностью требуется компактность или возможно наименьший вес (зубчатые колеса, оси, валы, детали муфт, звездочки цепных передач, червяки, винты винтовых механизмов и др.), а также для таких деталей машин, которые должны обладать специфическими свойствами, например, жаропрочностью, коррозионной стойкостью и т. д.

Таблица 1

**Механические характеристики некоторых марок сталей,  
используемых для деталей машин**



Марка стали	Размер сечения, S, мм	Механические свойства после обработки			Твердость поверхности после закалки и низкого отпуска, HRC	Термообработка*
		Твердость, HB	Временное сопротивление разрыву, $\sigma_B$ , МПа	Предел текучести, $\sigma_T$ , МПа		
45	$\leq 80$	170...217 192...240 241...285	600 750 850	340 450 580	— — —	Н У У
40X	60...100 $\leq 60$	230...260 260...280	750 1000	520 800	—	У
40XH	$\leq 100$ 100...300	230...280 163...269	850 800	600 580	—	У
35XГСА	60...150 40...60 30...40 $\leq 30$	$\geq 235$ 270 310 —	$\geq 760$ 980 1100 1700...1950	$\geq 500$ 880 960 1350...1600	— — — 46...53	У
20X	$\leq 60$	197	650	400	56...63	Ц; 3; НО
12ХН3А	40...60 $\leq 40$	250 300	920 1000	700 800	65...63	Ц; 3; НО
18ХГТ	$\leq 40$ 40...80	300 270	1000 950	800 750	56...63	Ц; 3; НО
38X2MЮ А	—	—	—	—	63...65	А

\* Приняты следующие обозначения: А – азотирование; 3 – закалка; Н – нормализация; НО – низкий отпуск; У – улучшение; Ц – цементация.

Как следует из табл. 1, механические характеристики сталей помимо химического состава и вида термообработки зависят также от размера сечения.

Механические характеристики отливок из некоторых марок углеродистой стали в отожженном или нормализованном состоянии (ГОСТ 977-88) имеют следующие значения:

Марка стали	15Л	20Л	25Л	30Л	40Л	50Л
$\sigma_B$ , МПа	400	420	450	480	530	580
$\sigma_T$ , МПа	200	220	240	260	300	340
Относительное удлинение, $\delta$ %	24	22	19	17	14	11

Для получения отливок с более высокими механическими характеристиками используют конструкционные низколегированные стали, например марок 30ХГСЛ, 30ХНМЛ, 35ХМЛ, 40ХЛ, 50ГЛ и др.

**Чугуны** – сплавы *Fe* и *C*, содержащие естественные примеси, а также и специально вводимые легирующие элементы для получения заданных свойств. Благодаря хорошим литейным свойствам, относительно низкой стоимости и достаточной прочности чугуны широко применяются для деталей сложной конфигурации и, в первую очередь для корпусных деталей и станин. Наибольшее распространение для деталей машин получили серый и высокопрочный чугуны. В ГОСТ 1412-85 имеются следующие марки серых чугунов: СЧ 10, СЧ 15, СЧ 20, СЧ 25, СЧ 30, СЧ 35. В этих обозначениях за буквами СЧ следует цифровое обозначение минимального временного сопротивления при растяжении в МПа·10<sup>-1</sup>. Модуль упругости *E* серых чугунов зависит от временного сопротивления разрыву и изменяется примерно от 10<sup>5</sup> до 1,5·10<sup>5</sup> МПа при изменении  $\sigma_B$  от 120 до 400 МПа.

В обозначении марок высокопрочных чугунов (ГОСТ 7293-85), например ВЧ 35, ВЧ 40, ВЧ 45, ВЧ 50, ВЧ 60, ВЧ 70, ВЧ 80, ВЧ 100, за буквами ВЧ (высокопрочный чугун) следует цифровое значение минимального временного сопротивления при растяжении в МПа·10<sup>-1</sup>. Для высокопрочных чугунов  $\sigma_T \approx 0,7 \sigma_B$  и  $E=(1,6 \dots 1,9) \cdot 10^5$  МПа.

**Медные сплавы** – бронзы и латуни обладают высокими антикоррозионными свойствами, а пары, сочетающие бронзовые поверхности со стальными или чугунными, отличаются хорошими антифрикционными свойствами, хорошо обрабатываются резанием. Из медных сплавов для деталей машин наиболее широко используют бронзы. Названия им дают по легирующим элементам (*Sn*, *P*, *Al*, *Fe*, *Mn*, *Sb*, *Zn* и др.).

**Бронзы** по основному, кроме меди, компоненту, разделяют на оловянные, свинцовые, алюминиевые, бериллиевые, кремнистые и др. Наиболее распространенные бронзы приведены в табл. 2.

Таблица 2

### Основные физико-механические свойства бронз

Марка	ГОСТ	Условия отливки	Временное сопротивление $\sigma_B$ , МПа	Относительное удлинение $\delta_s$ , %	Твердость по Бринеллю, <i>НВ</i>
			не менее		
БрО10Ф1	613-79	В песчаную форму	240	6	100
БрО4Ц4С17		В кокиль	260	3	100
	В песчаную форму	150	5	60	
БрО4Ц7С5	493-79	В песчаную форму	150	6	60
БрС30		В кокиль	60	4	25
БрА9ЖЗЛ		В песчаную форму	400	10	100

Бронзы обозначают буквами Бр и условными обозначениями основных компонентов, кроме меди (А – алюминий, Б – бериллий, Ж – железо, К – кремний, Мц – марганец, Н – никель, О – олово, С – свинец, Ц – цинк, Ф – фосфор), и цифрами, выражающими среднее содержание соответствующих компонентов в процентах. Например, БрО10Ф1 означает бронзу с содержанием в среднем 10 % олова и 1 % фосфора.

*Оловянные бронзы* являются универсальными, хорошо работающими в различных условиях. Содержание олова обычно 4...12 %. Применяют также оловянные бронзы с другими компонентами: свинцом, цинком, фосфором. Свинец повышает сопротивление коррозии и позволяет уменьшить содержание олова. Оловянно-свинцовые бронзы лучше других работают с незакаленными поверхностями сопряженных деталей. Цинк и фосфор улучшают технологические свойства бронз.

Ввиду высокой стоимости олова применение высокооловянных бронз (10...12 % Sn) ограничено.

*Свинцовые бронзы* (27...33 % Pb, остальное Cu) являются хорошими подшипниковыми материалами. Недостатком этих бронз является

склонность к ликвации (химической неоднородности при кристаллизации). Эти бронзы из-за низкой твердости применяют только в виде покрытий на более твердую основу. Необходимо, чтобы сопряженная поверхность с бронзой была закалена до значительной твердости, гладко и точно обработана.

*Алюминиевые бронзы* с добавкой железа, а также иногда марганца и никеля применяют преимущественно как антифрикционный материал при высоких давлениях, но малых и средних скоростях скольжения. Необходима закалка, достаточная точность и высокое качество рабочей поверхности сопряженной детали.

**Латуни** – медные сплавы, в которых преобладающим легирующим компонентом является цинк (до 50 %). Латуни разделяют на двойные (сплавы Cu-Zn) и сложные, дополнительно содержащие следующие компоненты: свинец, кремний, марганец, алюминий, железо, никель, олово.

Латуни обозначают буквой Л и условными обозначениями других основных компонентов (см. обозначения бронз), а также числами, выражающими среднее содержание в процентах меди и других компонентов.

В марках двойных латуней указывают только одну цифру, соответствующую содержанию меди, например Л59.

Двойные латуни применяют преимущественно для изделий, обрабатываемых давлением: труб, гильз, проволоки. Повышение содержания цинка у двойных и сложных латуней увеличивает прочность и уменьшает пластичность. Латуни с высоким содержанием цинка не допускают обработки давлением в холодном состоянии. В машиностроении преимущественно применяют сложные латуни.

**Баббиты** – сплавы на основе мягких металлов (олова, свинца, кальция), представляющие собой высококачественные, хорошо прирабатывающиеся антифрикционные подшипниковые материалы низкой твердости, допускающие работу со значительными скоростями и давлениями. Химический состав, временное сопротивление на сжатие  $\sigma_{в.сж.}$  и твердость некоторых марок баббитов даны в табл. 3.

Баббиты обозначают буквой Б и цифрой, показывающей содержание олова в процентах, или вместо цифры буквой, характеризующей дополнительный компонент (Н – никель, Т – теллур, К – кальций, С – сурьма).

Баббиты разделяют на следующие группы:

1) высокооловянные – сплав олова с сурьмой и медью при содержании олова более 70 % (баббиты Б83, Б89 и др.);

- 2) оловянно-свинцовые, содержащие 5...20 % олова, около 15 % сурьмы и 65...75 % свинца (Б16, БН, БТ, Б6);
- 3) свинцовые, содержащие более 80 % свинца (БКА, БК2).

Таблица 3

**Химический состав и механические характеристики некоторых марок баббитов и других сплавов**

Марка сплава	Ориентировочные данные о содержании элементов, %	$\sigma_{в сж.}$ , МПа	НВ
Б83	Sb – 11; Cu – 6; Sn – 83	115	30
Б16	Sb – 16; Cu – 1,75; Sn – 16; Pb – остальное	120	30
ЦАМ 10-5	Al – 10; Sn – 5; Mg – 0,04; Zn – остальное	700	100
А09-2	Sn – 9; Cu – 2; Sb – 2; Ni – 1; Al – остальное	–	50-60

**Легкие сплавы** – конструкционные сплавы с плотностью  $\rho_m \leq 4500$  кг/м<sup>3</sup> на основе алюминия, магния, титана и других элементов с присадками Cu, Mg, Mn, Si и др., обладающие высокой удельной прочностью  $\sigma_{в}/\rho_m$  и используемые в основном там, где снижение массы особенно эффективно, например для корпусных и других деталей транспортных машин, для снижения инерционности быстроходных деталей, совершающих возвратно-поступательное движение и т. д. Легкие сплавы делятся на литейные и деформируемые.

Из легких сплавов в машиностроении широкое распространение получил *литейный* алюминиевый сплав-силумин, содержащий кремний (4–13 %). Этот сплав сочетает прочность (табл. 6) с высокими антикоррозийными свойствами.

Среди *деформируемых* сплавов на основе Al и Mg распространены конструкционные сплавы типа дюралюминия, обладающие высокими механическими свойствами и удельной прочностью. Так, у листов из сплава Д-16, нагартованных после закалки и искусственно состаренных,  $\sigma_{в} \approx 460$  МПа (табл. 4). Наибольшей прочностью из легких сплавов обладают титановые сплавы (табл. 4).

**Композиционные волокнистые металлические материалы** представляют собой сочетание основы (матрицы) и упрочняющего наполнителя – волокон. Варьируя компоненты и их объемное сочетание, получают материалы с высокими механическими характеристиками, жаропрочностью и другими свойствами. Так, механические свойства



композиционного материала с алюминиевой матрицей и борным волокном существенно выше, чем алюминиевых сплавов (табл. 4).

Принцип строения композиционных материалов используется в природе: в стволах деревьев и стеблях растений включены прочные трубки целлюлозы; в костях животных и человека прочные нити из фосфорных солей. Древние египтяне добавляли в кирпичи рубленую солому.

**Спеченные (металлокерамические) материалы** изготавливают методами порошковой металлургии, сущность которой состоит в получении порошков металлов (а также их смесей с неметаллическими порошками), прессовании и последующем спекании в пресс-формах деталей из них. Полученные таким способом детали не требуют обработки резанием. В связи с этим при достаточной массовости производства рассматриваемый процесс отличается высокой экономичностью.

Механические и физические свойства у беспористых спеченных металлов те же, что и у литых материалов, но они падают с увеличением пористости. В машиностроении наибольшее распространение получили детали на основе железного порошка – втулки, шайбы, ролики, малонагруженные зубчатые колеса и др.

Железографитовые спеченные материалы (2–3 % графита и остальное железо) используют для изготовления вкладышей подшипников скольжения. При этом хорошие антифрикционные свойства обеспечиваются благодаря включению графита и заполнению пор минеральным маслом.

Спеченные материалы успешно применяют для фрикционных элементов в виде дисков и тормозных колодок. Основой при этом являются железные и медные порошки с добавлением компонентов для предупреждения схватывания (графит, свинец, нитрид бора и др.) и повышения трения (асбест, карбиды, окислы др.). Так, фрикционный материал марки МКВ-50А содержит 10 % меди, 8 % графита, 3 % асбеста, 5 % карбида кремния, 5 % карбида бора и остальное железо.

**Пластические массы (пластмассы)** – материалы на основе синтетических или (значительно реже) природных высокомолекулярных смол – полимеров. Пластмасса может состоять из смолы или представлять собой композиционный материал из полимерной основы (матрица) и наполнителя (асбест, молотый кварц, древесная мука), или из связующего и армирующих волокон (стекло, углерод и др.). Выбором наполнителя и связующего добиваются тех или иных физических и механических свойств материала. В пластмассы добавляют пластификаторы, облегчающие формообразование благодаря повышению пластичности.

**Ориентировочные значения  $\rho_m$ ,  $\sigma_B$  и другие характеристики  
некоторых конструкционных металлических и неметаллических  
материалов**

Материал	Плотность $\rho_m$ , кг/м <sup>3</sup>	$\sigma_B$ , МПа	$E$ , МПа	Удельная прочность, $\sigma_B / \rho_m$	Ориентировочные значения коэффициента теплопроводности $\lambda$ при 20°С, Вт/(м·°С)	Теплоемкость, Дж/(кг·°С)	
Металлы	Сталь легированная высококачественная	7850	1200	210 000	0,15	≈35	≈460
	Сталь сверхпрочная	7850	3000	210 000	0,38	–	≈460
	Чугун высокопрочный	7300	450...800	150 000	0,06...0,11	≈ 40	≈500...540
	Титановый сплав ВТЗ	4500	1100	120 000	0,24	≈7,5	≈500
	Дюралюминий Д-16	2800	460	71 000	0,16	≈120...170	≈920
	Силумин АЛ-4	2650	260	71 000	0,09	≈140	≈750
	Композиционный материал с алюминиевой матрицей и борными волокнами	2650	1150	240 000	0,43	–	–
Пластмассы	Текстолит	1300...1400	100*	6 000...10 000	0,07	0,25...0,35	1,5·10 <sup>3</sup>
	Анизотропный стеклопластик СВМ-ЭР	1900	900...950	21 000...35 000	0,47...0,50	≈ 0,30	1,2·10 <sup>3</sup>
	Капрон	1130	60...70*	1500	0,05...0,06	≈ 0,30	(1,7...2,1)·10 <sup>3</sup>
	Капролон В	1160	90...95*	2 000...3 000	0,07...0,08	≈ 1,2	1,6·10 <sup>3</sup>
	Фторопласт-4	2100...2300	11...14	470...850	(48...66)·10 <sup>-4</sup>	≈ 0,25	1,04·10 <sup>3</sup>

\*Отношение временного сопротивления при изгибе и растяжении составляет около 1,5...1,7.



Пластмассы делят на *термопластические* (термопласты) и *термоактивные* (реактопласты). Термопласты при нагревании переходят в вязкотекучее состояние без химических превращений и поэтому могут быть повторно переработаны. Получение изделий из реактопластов сопровождается необратимым переходом в неплавкое состояние.

Достоинствами пластмасс являются малая плотность (табл. 4), возможность получения высоких фрикционных, антифрикционных, электрических и демпфирующих свойств, сравнительная простота формообразования многих изделий при минимальных отходах, хорошая обрабатываемость резанием. При замене деталей из черных металлов литьевыми из пластмасс трудоемкость и число технологических операций снижаются не менее чем в пять раз. Благодаря малому значению  $\rho_m$  некоторые пластмассы по удельной прочности конкурируют с высокопрочными сталями (табл. 4). В связи с этим по массе и другим показателям некоторые детали оболочковой формы, выполненные из пластмасс, имеют преимущества перед остальными.

Наряду с указанными достоинствами изделий из пластмасс, обеспечивающими им все возрастающее распространение, необходимо учитывать особенности, ограничивающие возможность их использования для подавляющего большинства деталей машин: низкая в сравнении с металлами прочность, малая твердость и жесткость (модуль упругости  $E$  при растяжении приблизительно на один-два порядка меньше, чем у сталей), низкая теплопроводность и обычно невысокая теплостойкость (60...250 °С). К исключениям по последнему показателю относятся пластмассы на основе кремнийорганических смол с асбестостеклянными наполнителями. При проектировании необходимо учитывать ползучесть под нагрузкой и старение, существенно снижающее свойства деталей из пластмасс.

В машиностроении пластмассы находят широкое распространение как фрикционные и антифрикционные материалы, для малонагруженных деталей (например, крыльчаток центробежных вентиляторов, зубчатых колес), размеры которых по условиям компоновки существенно превышают полученные из расчета при использовании стали, для деталей оболочковой формы, для смотровых люков и т. д.

**Резина** – материал, получаемый вулканизацией смеси натурального или синтетического каучука с серой и другими добавками. Резина имеет высокие эластические свойства, сохраняющиеся в широком диапазоне температур, воспринимает очень большие, почти полностью обратимые деформации, отличается низким модулем упругости. При повторном деформировании часть энергии поглощается на внутреннее трение, т. е. резиновые изделия имеют хорошие демпфирующие свой-

ства. Помимо этого резина обладает высокой износостойкостью, хорошими диэлектрическими свойствами и сопротивлением действию многих агрессивных сред.

В машиностроении резину используют для изготовления ремней, амортизаторов, упругих элементов муфт, уплотнительных устройств, для защиты деталей от агрессивных сред и действия абразива. Широко используют для получения заданных свойств армирование резиновых изделий текстильными и стальными элементами (ремни, транспортные ленты, покрышки транспортных машин и т. д.).

### **Некоторые пути экономии материалов при конструировании деталей и узлов машин**

Важнейшими критериями при выборе материалов для нагруженных деталей общего назначения является объемная прочность (изгиб, кручение, растяжение, сжатие) износостойкость и жесткость. Наряду с этим во многих случаях решающее значение имеют теплостойкость, теплопроводность и такие свойства, как противокоррозийные, диссипативные, электроизоляционные и др. Необходимо учитывать также стоимость и дефицитность материала и умело использовать конструктивно-технологические мероприятия, направленные на повышение несущей способности за счет выбора рациональных форм детали и применения различных видов упрочнения.

Для многих трущихся пар большое значение имеют антифрикционные и фрикционные свойства материалов сопряженных поверхностей.

*Антифрикционными* называют материалы, обладающие в определенных условиях малыми и достаточно стабильными значениями коэффициентов трения, высокой износостойкостью и хорошей прирабатываемостью.

Трение широко используется для передачи рабочих усилий между сопряженными поверхностями и для поглощения энергии. Характерными примерами являются фрикционные муфты (сцепные и предохранительные), тормоза и т. д. В таких случаях материалы трущихся поверхностей должны обладать хорошими *фрикционными* свойствами, под которыми понимают достаточно высокий коэффициент трения, износостойкость и теплостойкость с сохранением стабильности этих показателей (в широком диапазоне значений давления, скорости скольжения, температуры), а также хорошее сопротивление тепловой усталости.

Затраты на материалы составляют значительную часть стоимости машины. Эта часть достигает 85 % в редукторах общего назначения, 75 % в дорожных машинах, 70 % в автомобилях и т. д. Отсюда следует актуальность мероприятий направленных на экономию материалов на снижение массы детали, основные из которых следующие:

1. Выбор оптимальной схемы машины или узла. Например, при применении волновых редукторов вместо многоступенчатых зубчатых масса узла уменьшается в несколько раз.

2. Уточнение расчетов и снижение коэффициентов безопасности. При этом снижение размеров детали вызывает также уменьшение материалоемкости сопряженных деталей.

3. Выбор оптимальных типов деталей и конструктивных исполнений. Например, в результате перехода от клепаных конструкций к сварным достигается экономия металла в среднем 15...20 %. Масса балки равного сопротивления, работающей на изгиб, по условиям прочности до 30...40 % меньше массы балки постоянного сечения.

4. Выбор оптимальных параметров деталей и агрегатов (расчетных скоростей, основных конструктивных соотношений и т. д.). Как известно, размеры машин и агрегатов определяются передаваемыми моментами. Поэтому, повышая частоту вращения какого-либо агрегата при сохранении той же мощности, можно достигнуть резкого уменьшения его массы.

5. Выбор оптимальных материалов и термической обработки, применение поверхностных упрочнений, биметаллических и неметаллических деталей. Применение закалки, например, практически приводит к повышению допустимых напряжений для деталей типа зубчатых колес почти в 2 раза.

6. Снижение массы заготовок имеет не меньшее значение, чем снижение масс деталей. Известно, что коэффициент использования металла в машиностроении весьма не высок (в среднем он составляет 0,7 %), причем он тем ниже, чем меньше серийность выпуска машин. Выбором рациональной заготовки для отдельных деталей удается уменьшить отход металла в стружку в несколько раз.

#### **4. Шероховатость поверхности деталей машин**

Шероховатость поверхности регламентирована следующими стандартами:

ГОСТ 25142-82 (СТ СЭВ 1156-78) – Шероховатость поверхности. Термины и определения;

СТ СЭВ 638-77 – Шероховатость поверхности. Основные параметры и числовые значения;

ГОСТ 2789-73 – Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики;

ГОСТ 2.309-73 (СТ СЭВ 1632-79) – ЕСКД. Обозначение шероховатости поверхности с изменениями ИУС 11-80; 12-84; 3-2003.

*Шероховатостью поверхности* называется совокупность неровностей поверхности с относительно малыми шагами, выделенной с помощью базовой длины. *Базовая длина* – это длина базовой линии, которая используется для выделения неровностей поверхности. Числовые значения неровности поверхности отсчитывают от базы, за которую принимают среднюю линию профиля.

Для оценки шероховатости поверхности по ГОСТ 2789-73 (СТ СЭВ 638-77) предусмотрены параметры:

$R_a$  – среднее арифметическое отклонение профиля;

$R_z$  – высота неровностей профиля по десяти точкам;

$R_{max}$  – наибольшая высота неровностей профиля;

$S_m$  – средний шаг неровностей;

$S$  – средний шаг местных выступов профиля;

$t_p$  – относительная опорная длина профиля ( $p$  – значение уровня сечения профиля).

Шероховатость поверхности может оцениваться одним или несколькими из указанных параметров. Параметр  $R_a$  является предпочтительным.

Приведенные выше параметры (рис. 6) определяют по формулам:

$$R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|; \quad R_z = \frac{1}{5} \left( \sum_{i=1}^5 |y_{pmi}| + \sum_{i=1}^5 |y_{vmi}| \right);$$

$$S_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{mi}; \quad S = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i; \quad t_p = \frac{\sum_{i=1}^n b_i}{\ell} \cdot 100\%; \quad p = \frac{P}{R_{max}} \cdot 100\%.$$

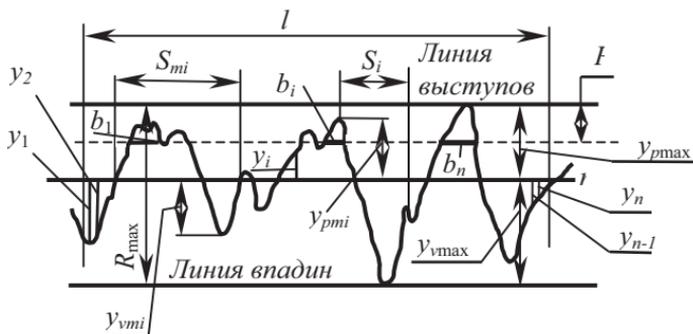
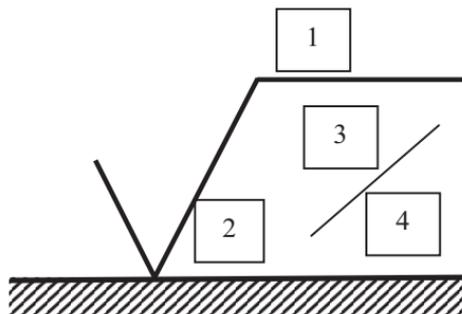


Рис. 6. Профилограмма и основные параметры шероховатости поверхности

Для обозначения шероховатости поверхности используют знак (рис. 7), вокруг которого делаются соответствующие записи.



*Рис. 7. Структура обозначения шероховатости поверхности*

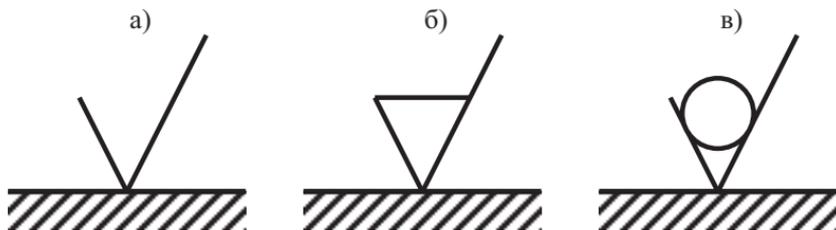
В зоне 1 указывают способ обработки или другие дополнительные указания.

В зоне 2 – условное обозначение направления неровностей.

В зоне 3 – указывают базовую длину при измерении параметра шероховатости.

В зоне 4 – после косой черты, отделяющей эту зону от зоны 3, указывают необходимые параметры шероховатости по ГОСТ 2789-73 и их числовые значения.

Если конструктор не устанавливает вид обработки, то применяется знак по рис. 8а; если поверхность образуется удалением слоя материала, то по рис. 8б. Знак (рис. 8в) применяют, когда поверхность получают без снятия слоя материала (ковка, штамповка, литье и т. д.) с указанием значения параметра шероховатости, а также необрабатываемые по данному чертежу, без указания параметра шероховатости.



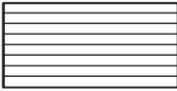
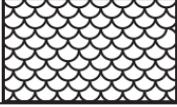
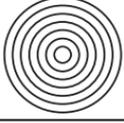
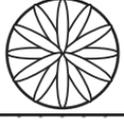
*Рис. 8. Обозначение вида обработки*

Числовые значения параметров шероховатости указывают в обозначении после соответствующего символа, например:  $R_a$  1,25;  $R_z$  3,2;  $R_{max}$  6,3;  $S_m$  0,63;  $S$  0,032;  $t_{50}$  70.

При необходимости могут быть указаны требуемые направления неровностей (табл. 5).

Таблица 5

### Обозначение направления неровностей

Направление неровностей	Схематическое изображение	Знак
Параллельное		=
Перпендикулярное		⊥
Перекрещивающееся		×
Произвольное		M
Кругообразное		C
Радиальное		R
Точечное		P

При задании наибольшего допустимого значения параметра шероховатости его приводят без предельных отклонений:

$$\sqrt{R_a 1,25} ; \sqrt{R_z 50} .$$

При ограничении наименьшего значения параметра шероховатости указывают:

$$\sqrt{R_a 1,25_{min}} ; \sqrt{R_z 3,2_{min}} .$$

При указании шероховатости в диапазоне значений приводят оба значения, причем в верхней строке дают значение наиболее грубой шероховатости, например:

$$\sqrt{R_a \begin{matrix} 0,8 \\ 0,4 \end{matrix}} ; \sqrt{R_z \begin{matrix} 0,10 \\ 0,05 \end{matrix}}$$

При указании номинального значения шероховатости поверхности его дают с предельными отклонениями:

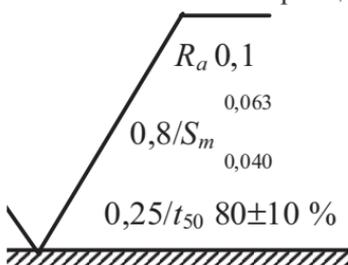
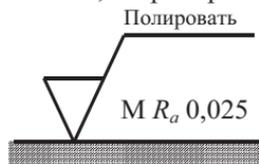
$$\sqrt{R_a \begin{matrix} 1+20\% \\ \end{matrix}} ; \sqrt{R_z \begin{matrix} 100-10\% \\ \end{matrix}}$$

Базовую длину для  $R_a$ ;  $R_z$ ;  $R_{\max}$  не приводят, если она соответствует стандартной (ГОСТ 2789-73 приложение 1).

Если вид обработки является единственным для получения требуемого качества, то его указывают в обозначении шероховатости, например:

При необходимости задания двух и более параметров шероховатости последние располагают сверху вниз в такой последовательности:

- один из высотных параметров  $R_a$ ,  $R_z$ ,  $R_{\max}$ ;
- один из шаговых параметров  $S_m$ ,  $S$ ;
- относительная опорная длина профиля, например:



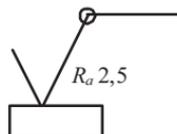
Расшифровка:  $R_a = 0,1$  мкм;

$S_m = 0,063 \dots 0,040$  мм;

$t_p = 80 \pm 10\%$  на уровне сечения 50 %.

Базовая длина: для  $R_a$  – стандартная  $\Rightarrow$  0,25 мм; для  $S_m \Rightarrow$  0,8 мм; для  $t_p \Rightarrow$  0,25 мм.

Если несколько поверхностей образуют контур и должны иметь одинаковую шероховатость, то применяют обозначение:



### **Волнистость поверхностей деталей**

Волнистость занимает промежуточное положение между отклонениями формы и шероховатостью. Она не стандартизована. Имеется только рекомендация СЭВ (РС 3951-73).

*Волнистость* – это совокупность повторяющихся неровностей, у которых расстояния между смежными возвышенностями превышают базовую длину.

Параметрами волнистости (рис. 9) являются: высота волнистости  $W_z$  – среднее арифметическое из пяти ее значений, определенных на длине участка измерения; наибольшая высота волнистости  $W_{\max}$  – расстояние между наивысшей и низшей точками измеренного профиля; средний шаг волнистости  $S_w$  – среднее арифметическое значение длин отрезков средней линии, ограниченных точками их пересечения с соседними участками профиля волнистости.

Высота волнистости определяется по формуле

$$W_z = \frac{W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5}{5};$$

средний шаг волнистости по зависимости  $S_w = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{wi}$ .

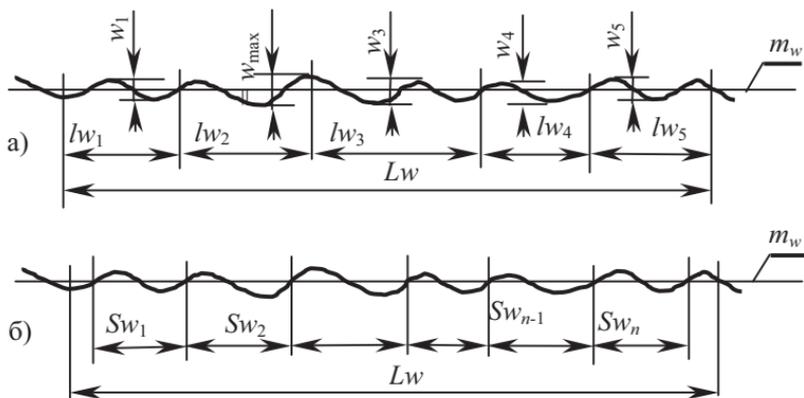


Рис. 9. Волнистость поверхности:  
а – определение высоты; б – определение шага

## 5. Точность изготовления. Допуски и посадки

Практика машиностроения показывает, что достигнуть абсолютной точности изготовления деталей невозможно. Всегда возникают различного рода погрешности.

Под точностью изготовления обычно понимают степень соответствия действительных параметров детали параметрам, заданным на чертеже, а под погрешностью – разность между полученным и заданным значением параметра.

Точность изготовления деталей машин складывается из следующих составляющих:

– точности размеров отдельных поверхностей;

- точности формы;
- точности расположения поверхностей;
- волнистости и шероховатости поверхности.

### **Точность размеров**

Точность линейных размеров отдельных поверхностей регламентируется Единой системой допусков и посадок ЕСДП (*ISO 286/1-88*, СТ СЭВ 145-88, СТ СЭВ 144-88, ГОСТ 25346-89, ГОСТ 25347-89).

Среди линейных размеров различают: номинальный, действительный и предельные размеры.

*Номинальным размером* называется основной размер, который определяется функциональным назначением изделия. Его получают в результате расчетов на прочность, жесткость, усталость или выбирают исходя из конструктивных или технологических соображений. Этот размер проставляется на чертеже.

*Действительным размером* называется размер, который получают измерением реальной детали с допустимой погрешностью.

*Предельными размерами* называют наибольшее и наименьшее допустимые значения размера.

Действительный размер детали считается годным, если его значение не выходит за предельные значения размера.

Одним из важнейших понятий в теории взаимозаменяемости является допуск. *Допуском  $T$*  называется разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или параметрами.

Детали в машинах работают совместно. Поэтому поверхности, по которым соединяются детали, называются сопрягаемыми, а остальные поверхности – свободными.

В сопряжении двух деталей различают *охватывающую* и *охватываемую* поверхности. Первую называют *отверстием*, а вторую *валом*. Отмеченное справедливо не только для гладких цилиндрических сопряжений, но и для поверхностей сложной формы.

Характер соединения деталей называется *посадкой* и определяется разностью размеров до сборки, т. е. величиной зазоров или натягов в сопряжении.

Положительная разность между размерами отверстия и вала называется *зазором*. Зазор обеспечивает свободу взаимного перемещения деталей. Поэтому посадки с зазором называются *подвижными посадками*.

Если размер вала до сборки больше размера сопрягаемого с ним отверстия, то положительная разность между размером вала и размером отверстия называется *натягом*. Натяг обеспечивает неподвиж-



ность взаимного соединения деталей после сборки. Поэтому посадки с натягом называются *неподвижными посадками*.

Существуют еще *переходные посадки*, в которых может быть как зазор, так и натяг в зависимости от конкретных действительных размеров отверстия и вала, поступивших на сборку.

Изображение сопрягаемых деталей в виде схемы позволяет лучше усвоить данные ранее определения и упрощает расчеты (рис. 10, 11).

На схемах принято обозначать все параметры, относящиеся к отверстию прописными буквами, а к валу строчными. Так, верхнее отклонение отверстия обозначено *ES*, а нижнее отклонение отверстия *EI*. Аналогично для вала: *es* – верхнее отклонение вала, *ei* – нижнее отклонение вала.

Предельные отклонения размеров указывают на чертежах или в технической документации следующими способами:

- числовыми величинами:  $\varnothing 50^{+0,025}$ ;
- условными обозначениями полей допусков:  $\varnothing 50H7$ ;
- условными обозначениями и числовыми величинами (смешанный способ):  $\varnothing 50H7(^{+0,025})$ ;
- текстом на поле чертежа для размеров низкой точности, многократно повторяющихся на чертеже.

При указании предельных отклонений числовыми величинами последние записываются более мелким шрифтом, чем шрифт номинального размера, и каждое отклонение на своем месте: верхнее отклонение несколько выше, а нижнее несколько ниже номинального размера. Число знаков в верхнем и нижнем отклонениях должно быть одинаковым, а отклонение, равное нулю, не указывается. Отклонения, одинаковые по абсолютной величине, записываются один раз со знаком  $\pm$  шрифтом, равным шрифту номинального размера.

В соответствии с отмеченным, предельные отклонения размеров в виде числовых величин могут быть заданы в следующих шести вариантах:

$$\begin{array}{ll} \varnothing 100^{+0,035}; & \varnothing 100_{-0,035}; \\ \varnothing 100^{+0,071}; & \varnothing 100_{-0,071}^{-0,036}; \\ \varnothing 100_{+0,036}^{+0,071}; & \\ \varnothing 100 \pm 0,017; & \varnothing 100_{-0,025}^{+0,010}. \end{array}$$

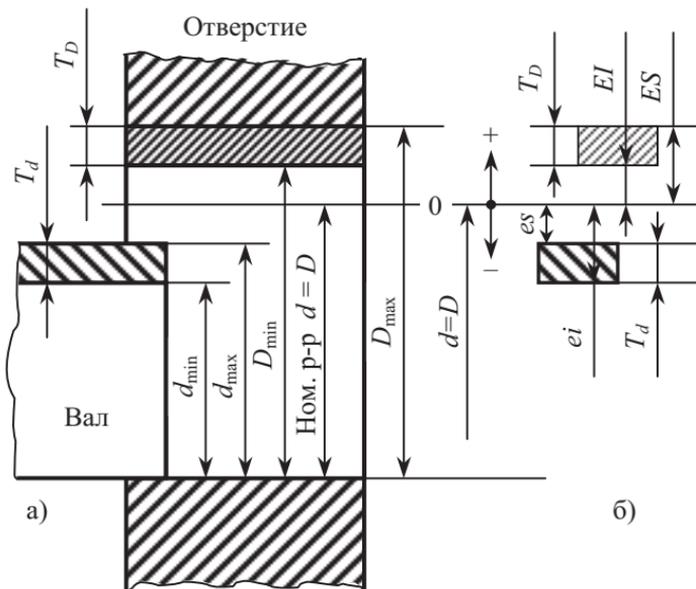


Рис. 10. Посадка с зазором: а – схема сопряжения; б – схема расположения полей допусков

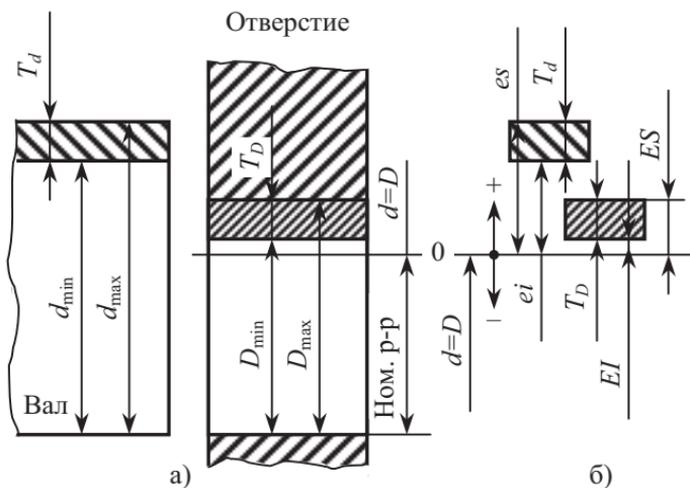


Рис. 11. Посадка с натягом: а – схема размеров деталей, образующих посадку (до сборки); б – схема расположения полей допусков

Система допусков и посадок, применяемая в машиностроении, представляет собой совокупность рядов допусков и посадок, закономерно построенных на основе производственного опыта, теоретических и экспериментальных исследований и оформленных в виде стандартов. Она устраняет произвол в назначении допусков, способствует стандартизации режущего инструмента, калибров, облегчает конструирование и производство машин.

Посадки, применяемые в машиностроении, могут быть в системе отверстия или в системе вала.

Посадки в системе отверстия – это посадки, в которых различные зазоры или натяги достигаются соединением различных валов с основным отверстием. Основным отверстием называется отверстие, нижнее отклонение которого равно нулю. Схема расположения полей допусков посадок в системе отверстия приведена на рис. 12.

Посадки в системе вала – это посадки, в которых различные зазоры или натяги достигаются соединением различных отверстий с основным валом. Основным валом называется вал, верхнее отклонение которого равно нулю.

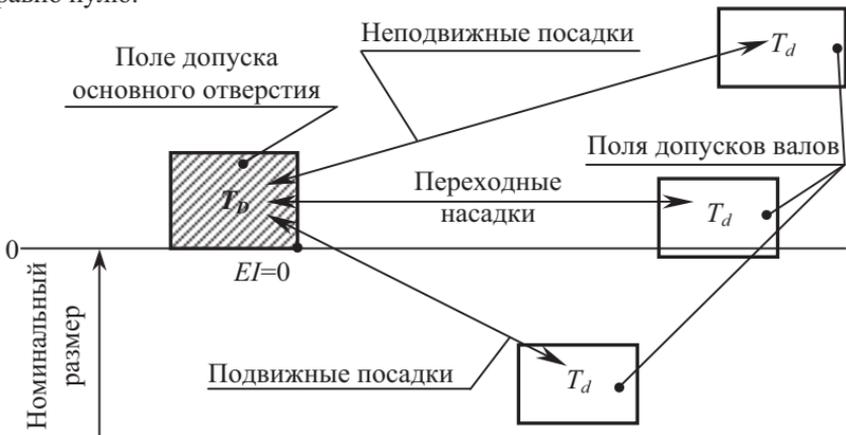


Рис. 12. Схема расположения полей допусков в системе отверстия

Схема расположения полей допусков посадок в системе вала приведена на рис. 13.

Расположение поля допуска основной детали (основного отверстия и основного вала) принято односторонним предельным и направленным «в тело» детали, т. е. в металл.

Несмотря на то, что обе системы считаются равноправными, с экономической точки зрения система отверстия предпочтительнее, т. к. различных по размерам точных отверстий в ней меньше.

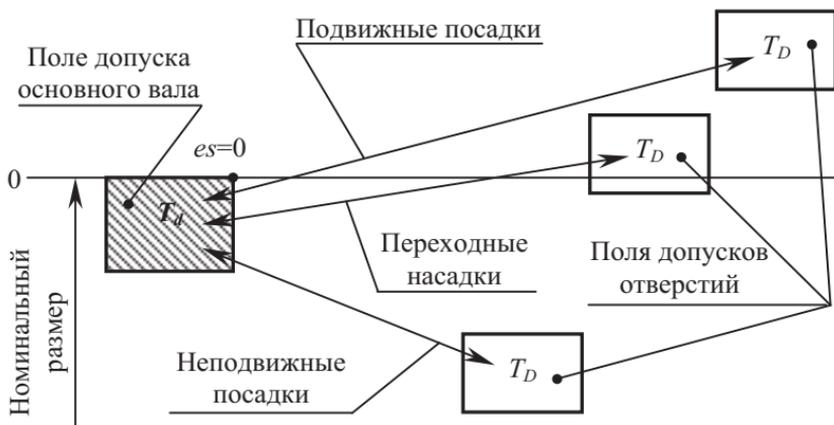


Рис. 13. Схема расположения полей допусков посадок в системе вала

Допуск на обработку размера детали в ЕСДП определяется по зависимости

$$T = k \cdot i,$$

где  $k$  – число единиц допуска (коэффициент точности);  $i$  – единица допуска, мкм.

В ЕСДП для размеров от 1 до 500 мм единица допуска определяется по формуле

$$i = 0,45 \cdot \sqrt[3]{D} + 0,001 \cdot D,$$

где  $D$  – среднее геометрическое значение крайних размеров каждого интервала размеров, мм.

Для сокращения таблиц в ЕСДП диапазон размеров от 1 до 500 мм разбит на 13 интервалов, в пределах которых величина единицы допуска устанавливается постоянной.

Точность изготовления размеров деталей в ЕСДП определяется качеством.

*Качество* (степень точности) – совокупность допусков, рассматриваемых как соответствующие одному уровню точности для всех номинальных размеров.

В ЕСДП для размеров до 500 мм установлено 20 качеств: 01, 0, 1, 2...17, 18. Каждое качество характеризуется постоянным для него числом единиц допуска (коэффициентом точности)  $k$ . Чем меньше его величина, тем выше точность. Самым точным является качество 01, а самым грубым 18. Наиболее распространены в машиностроении качества:

2...4 – для калибров;

5...13 – для образования посадок (производственные качества);

14...18 – для неотчетливых размеров.

Для образования различных посадок в ЕСДП установлено 27 основных отклонений для валов и столько же для отверстий.

*Основное отклонение* – это одно из двух отклонений (верхнее или нижнее), используемое для однозначного определения положения поля допуска относительно нулевой линии. В ЕСДП основным отклонением является отклонение, ближайшее к нулевой линии.

Основные отклонения обозначают буквами латинского алфавита и комбинациями букв. Для основных отклонений отверстий используют прописные (большие) буквы, а для валов строчные (маленькие). Основное отклонение основного отверстия обозначают буквой **H**, а основное отклонение основного вала **h**.

Схемы расположения основных отклонений валов и отверстий, а также определение второго предельного отклонения через основное отклонение и допуск приведены на рис. 14-17.

Для образования посадок с зазором используют отклонения от *A,a* до *H,h*, для переходных посадок *J,j; K,k; M,m; N,n*, для посадок с натягом от *P,p* до *ZC,zc*.

У валов *js* и отверстий *JS* нет основного отклонения. Оба предельных отклонения равны  $\pm IT/2$ , где *IT* – значение международного допуска для соответствующего качества, взятое из таблиц ЕСДП.

Допуски для размеров в таблицах ЕСДП приведены для нормальной температуры, которая принята +20°С. Измерения, градуировка и аттестация средств измерения должны производиться также при нормальной температуре.

Образование полей допусков в ЕСДП производится сочетанием основного отклонения и допуска по одному из качеств. Например: *F8*, где *F* – основное отклонение отверстия; 8 – номер качества.

Сочетание любых качеств с любыми основными отклонениями дает очень большое количество полей допусков как для валов, так и для отверстий, применение которых не является необходимым. Поэтому из всего многообразия полей допусков в ЕСДП выделены предпочтительные поля, которые применяют в первую очередь.

Посадки в ЕСДП образуются сочетанием поля допуска отверстия (в числителе) с полем допуска вала (в знаменателе).

Например:  $\varnothing 100 \frac{H7}{f7}$ .

Допустимые варианты записи этой посадки:

$\varnothing 100 \frac{H7}{f7}$ ;  $\varnothing 100H7 - f7$ .

В ЕСДП для размеров от 1 до 500 мм установлены предпочтительные посадки как в системе отверстия, так и в системе вала, которые следует применять в первую очередь.

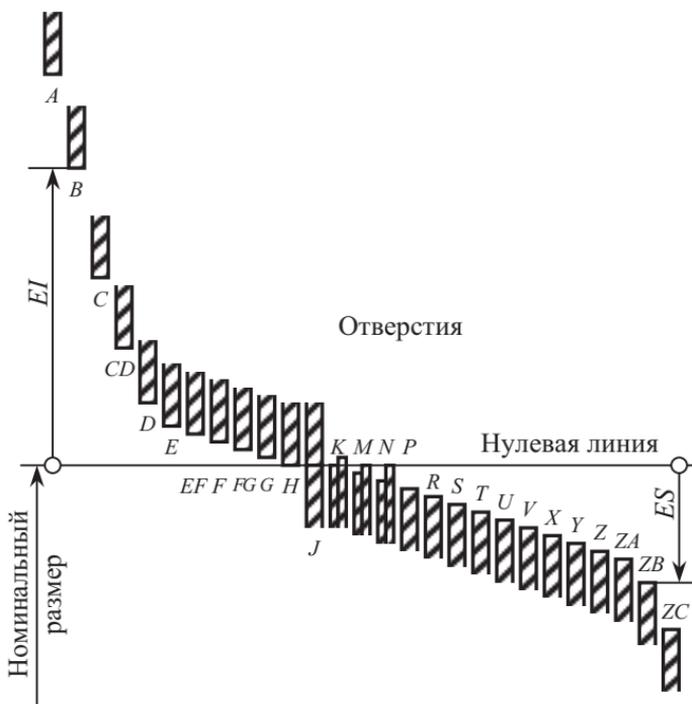


Рис. 14. Схема расположения и обозначение основных отклонений отверстий

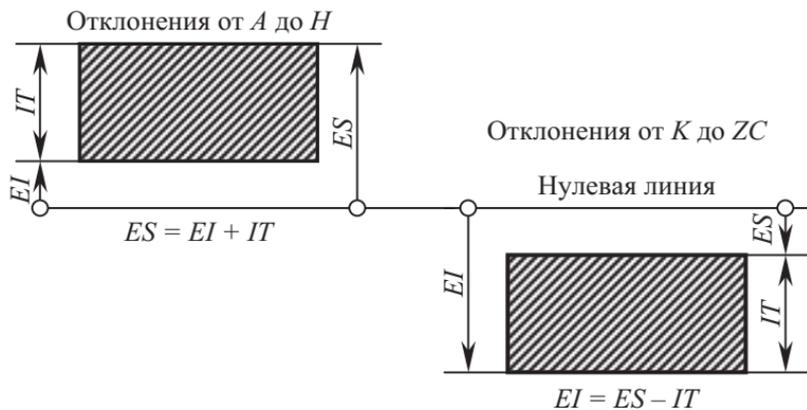


Рис. 15. Определение второго предельного отклонения отверстия через основное отклонение и допуск

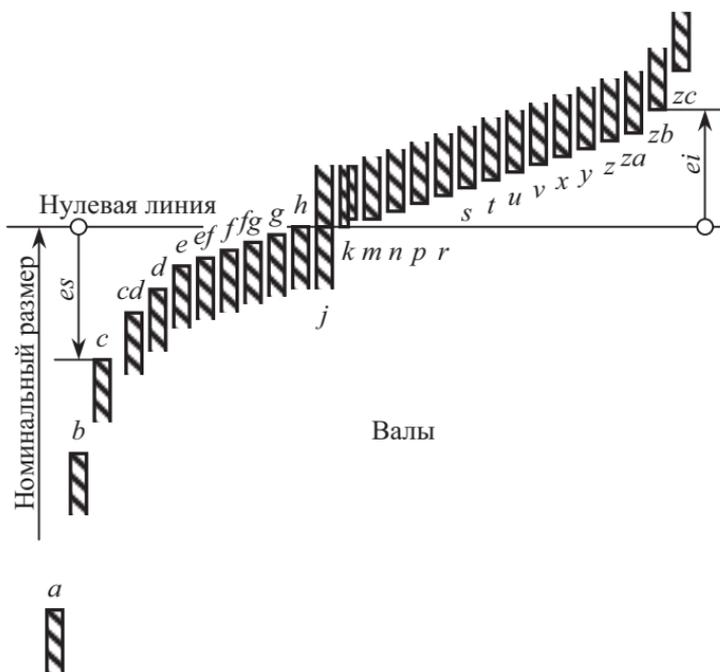


Рис. 16. Схема расположения и обозначение основных отклонений валов

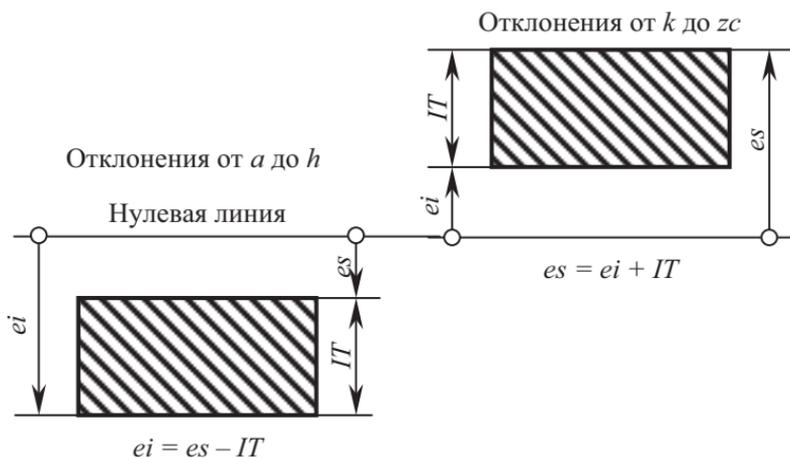


Рис. 17. Определение второго предельного отклонения вала через основное отклонение и допуск

## ***Точность геометрической формы и взаимного расположения поверхностей***

Взаимозаменяемость по форме и расположению поверхностей регламентирована стандартами:

ГОСТ 24642-81 (СТ СЭВ 301-88) – Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Основные термины и определения;

ГОСТ 24643-81 (СТ СЭВ 636-77) – Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения;

ГОСТ 2.308-79 (СТ СЭВ 638-76) – Допуски формы и расположения. Указание на чертежах.

Согласно указанным стандартам к отклонениям формы цилиндрических поверхностей относится «отклонение от цилиндричности», которое является комплексным показателем.

Отклонением формы в поперечном сечении является «отклонение от круглости», частным случаем которого могут быть «овальность» и «огранка».

Параметром, характеризующим форму цилиндрической детали в продольном сечении, является «отклонение профиля продольного сечения», частным случаем которого могут быть «конусообразность», «бочкообразность», «седлообразность», «изогнутость».

Отклонение формы плоских поверхностей характеризуется «отклонением от плоскостности», частным случаем которого являются «выпуклость» и «вогнутость».

Точность взаимного расположения поверхностей и осей деталей во многом определяет нормальную работу как отдельных частей машины, так и всего устройства в целом.

Главными видами погрешностей расположения поверхностей являются:

- отклонение от параллельности плоскостей;
- отклонение от перпендикулярности плоскостей;
- отклонение от соосности относительно общей оси;
- отклонение от симметричности;
- позиционное отклонение (отклонение от номинального расположения);
- радиальное биение;
- торцовое биение.

Все указанные отклонения формы и расположения поверхностей ограничиваются допусками, приведенными в указанных выше стандартах.

Отклонения формы и расположения поверхностей указывают на чертежах в виде специального знака согласно ГОСТ 2.308-79, СТ СЭВ 368-76 (табл. 6). Необходимый знак, числовое значение до-



пуска и базу вписывают в рамку, которую соединяют с нормируемым элементом на чертеже (рис. 18).

Таблица 6

**Условные обозначения допусков формы и расположения поверхностей по ГОСТ 2.308-79**

Группа допусков	Вид допуска	Знак
Допуски формы	Допуск прямолинейности	—
	Допуск плоскостности	
	Допуск круглости	
	Допуск цилиндричности	
	Допуск профиля продольного сечения	
Допуски расположения	Допуск параллельности	
	Допуск перпендикулярности	
	Допуск наклона	
	Допуск соосности	
	Допуск симметричности	
	Позиционный допуск	
	Допуск пересечения осей	
Суммарные допуски формы и расположения	Допуск радиального биения Допуск торцового биения Допуск биения в заданном направлении	
	Допуск полного радиального биения Допуск полного торцового биения	
	Допуск формы заданного профиля	
	Допуск формы заданной поверхности	



Рис. 18. Схема указания допусков формы и расположения поверхностей

Базу обозначают затемненным треугольником, соединяемым с рамкой, в которую вписывают обозначение базы (буква) (рис. 19).

Если нет необходимости выделять в качестве базы ни одну из поверхностей, то поступают так, как показано на рис. 20.

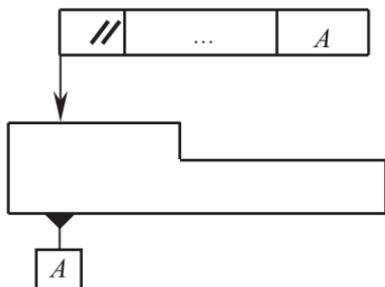


Рис. 19. Поверхность, выделенная базой

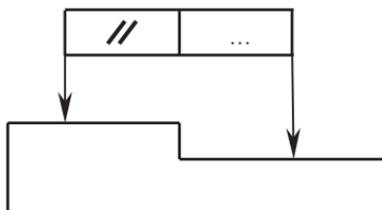


Рис. 20. Поверхности без выделения базы

Перед числовым значением допуска необходимо вписывать символ:

$\varnothing$  – если поле допуска задано диаметром;

$R$  – если поле допуска задано радиусом;

$T$  – если допуски симметричности, пересечения осей, позиционный допуск заданы в диаметральном выражении;

$T/2$  – для тех же видов допусков, заданных в радиусном выражении.

**Примеры:**



Допуски расположения могут быть *зависимыми* и *независимыми*.

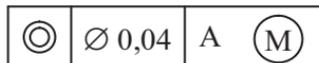
Зависимым допуском расположения называется переменный допуск, который разрешается превышать на величину отклонения действительного размера детали от проходного предела. Для зависимого допуска на

чертеже указывается минимальное значение. Обозначают этот допуск буквой  $\textcircled{M}$ .

**Пример:**



Расшифровка: допуск соосности в диаметральном выражении равен 0,04 мм, допуск зависимый и связан с действительными размерами поверхности, база А.



Расшифровка: то же, что и в предыдущем примере, но зависимый допуск связан с действительными размерами базовой поверхности.

**Пример 1.** На рабочем чертеже вала задан номинальный размер с предельными отклонениями:  $\varnothing 50_{-0,050}^{-0,025}$ . Выборочные измерения нескольких изготовленных валов дали следующие результаты:

$$d_1 = 50,000 \text{ мм}; d_2 = 49,975 \text{ мм}; d_3 = 49,950 \text{ мм}.$$

**Определить:**

- 1) допуск на обработку вала;
- 2) годность изготовленных валов;
- 3) для негодных валов установить вид брака: исправимый или неисправимый. Построить схему расположения поля допуска заданного вала с указанием на ней предельных отклонений, предельных и действительных размеров.

**Решение.**

1. Допуск на обработку вала:

$$T_d = es - ei = -25 - (-50) = 25 \text{ мкм} = 0,025 \text{ мм}.$$

Дальнейшее решение задачи удобнее производить после построения схемы расположения поля допуска заданного вала. Все необходимое для ее построения известно.

Эта схема приведена на рис. 21.

2. Годность изготовленных валов по их действительным размерам оценивается по зависимости:

$$d_{\min} \leq d_{\text{действ}} \leq d_{\max}.$$

3. Предельные размеры вала:

$$d_{\max} = d + es = 50 + (-0,025) = 49,975 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei = 50 + (-0,050) = 49,950 \text{ мм}.$$

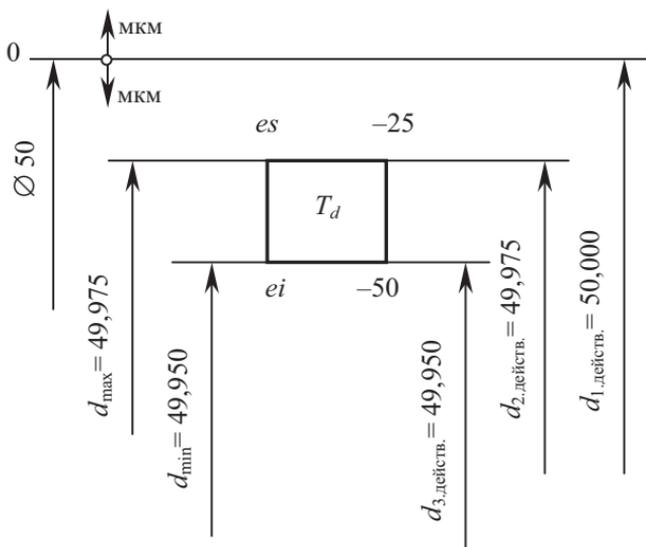


Рис. 21. Схема расположения поля допуска вала

Сравнивая полученные в результате измерения действительные размеры валов с предельными размерами, можно установить, что размеры  $d_2$  и  $d_3$  являются годными, хотя и находятся на границе допустимых значений, а вал  $d_1 = 50,000$  мм является негодным, т. к. его размер больше предельного:  $d_1 > d_{\max}$ . Но такой вид брака для вала является исправимым, т. к. удалив при дополнительной обработке необходимый слой металла, можно получить требуемый размер (здесь не рассматривается технологическая сторона этой операции).

**Пример 2.** В двух посадках известны номинальные размеры соединений и обозначения посадок.

**Определить:**

- 1) в какой системе (в системе отверстия или вала) задана посадка;
- 2) предельные отклонения отверстия и вала;
- 3) допуск отверстия, допуск вала, допуск посадки;
- 4) предельные размеры отверстия и вала.

Дать схему расположения полей допусков деталей сопряжения с указанием на ней предельных отклонений.

Первая посадка  $\varnothing 40 \frac{H7}{f7}$ .

Вторая посадка  $\varnothing 50 \frac{E9}{h8}$ .

**Решение.**

**Первая посадка**  $\varnothing 40 \frac{H7}{f7}$ .

1. При решении вопроса о том, в какой системе (отверстия или вала) задана посадка, следует помнить, что по ЕСДП основное отверстие обозначается буквой  $H$ , а основной вал  $h$ .

В соответствии с изложенным можно установить, что посадка задана в системе отверстия ЕСДП, причем допуски отверстия и вала заданы по седьмому квалитету.

2. Для определения предельных отклонений следует обратиться к табл. 1, 2, 3 ГОСТ 25346-89.

Нижнее отклонение основного отверстия  $H$  равно нулю:

$$EI = 0.$$

Верхнее отклонение отверстия:

$$ES = EI + IT = 0 + 25 = +25 \text{ мкм},$$

где  $IT$  – величина стандартного допуска по седьмому квалитету для размера 40 мм, взята по табл. 1 ГОСТ 25346-89.

Верхнее отклонение вала определяется буквой  $f$  и берется из таблицы 2 стандарта, указанного ранее, для номинального размера  $d = 40$  мм. Итак,  $es = -25$  мкм. Нижнее отклонение:

$$ei = es - IT = -25 - 25 = -50 \text{ мкм}.$$

Величина стандартного допуска  $IT$  седьмого квалитета для номинального размера 40 мм была найдена ранее.

Схема расположения полей допусков рассмотренной посадки представлена на рис. 22.

3. Допуск отверстия и допуск вала определяются квалитетом. В рассматриваемом примере допуски отверстия и вала будут численно равны между собой, так как отверстие и вал выполнены по седьмому квалитету

$$T_D = T_d = IT_{740} = 25 \text{ мкм}.$$

Допуск посадки:

$$T_S = T_D + T_d = 25 + 25 = 50 \text{ мкм}.$$

Предельные размеры отверстия и вала:

$$D_{\max} = D + ES = 40 + 0,025 = 40,025 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D + EI = 40 + 0 = 40,000 \text{ мм};$$

$$d_{\max} = d + es = 40 + (-0,025) = 39,975 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei = 40 + (-0,050) = 39,950 \text{ мм}.$$

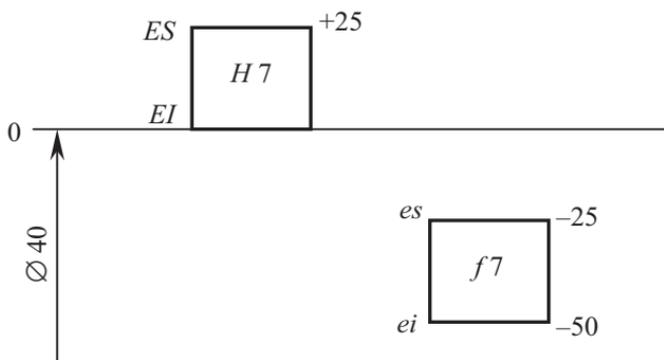


Рис. 22. Схема расположения полей допусков посадки

**Вторая посадка**  $\varnothing 50 \frac{E9}{h8}$ .

1. Эта посадка задана в системе вала по ЕСДП. Основной вал восьмого квалитета, а отверстие девятого квалитета с основным отклонением  $E$ .

2. Предельные отклонения следует выписать из табл. 2 и 3 по ГОСТ 25346-89 для заданного номинального размера посадки  $d = 50$  мм:

$$EI = 50 \text{ мкм}; ES = EI + IT9_{50} = 50 + 62 = +112 \text{ мкм};$$

$$es = 0; ei = es - IT8_{50} = 0 - 39 = -39 \text{ мкм}.$$

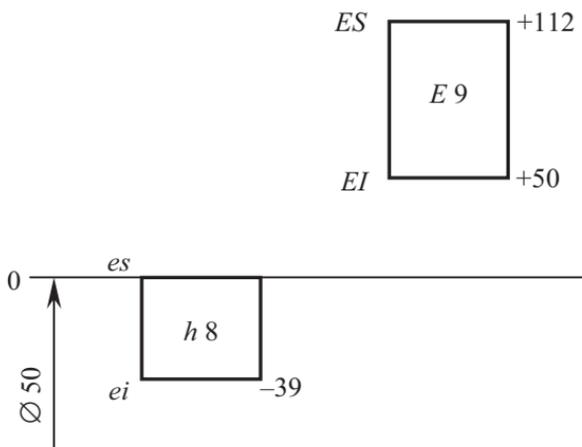


Рис. 23. Схема расположения полей допусков деталей сопряжения

Схема расположения полей допусков деталей сопряжения приведена на рис. 23.

3. Допуск отверстия, допуск вала и допуск посадки:

$$T_D = ES - EI = +112 - (+50) = 62 \text{ мкм};$$

$$T_d = es - ei = 0 - (-39) = 39 \text{ мкм};$$

$$T_S = T_D + T_d = 62 + 39 = 101 \text{ мкм}.$$

4. Предельные размеры отверстия и вала:

$$D_{\max} = D + ES = 50 + 0,112 = 50,112 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D + EI = 50 + 0,050 = 50,050 \text{ мм};$$

$$d_{\max} = d + es = 50 + 0 = 50,000 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei = 50 + (-0,039) = 49,961 \text{ мм}.$$

### Вопросы для самоконтроля

1. В чем сущность стандартизации?
2. Что представляет собой взаимозаменяемость в машиностроении?
3. Что представляет собой точность изготовления деталей в машиностроении?
4. Как обозначаются предельные отклонения размеров на чертеже?
5. Что представляет собой посадка?
6. Какие посадки существуют в машиностроении?
7. Что такое система отверстия и система вала?
8. Что такое квалитет?
9. Что представляют собой основные отклонения в ЕСДП и как они обозначаются?
10. Как образуются поля допусков и посадки в ЕСДП?
11. Как условно обозначаются допуски формы и расположения на чертежах?
12. Что представляет собой шероховатость поверхности?
13. Какие параметры установлены для характеристики шероховатости поверхности?
14. Какой из параметров шероховатости поверхности имеет наибольшее распространение в машиностроении?
15. Как обозначается шероховатость поверхности на чертежах?

### 6. Технологичность деталей машин

*Технологичной* называется такая конструкция, которая изготавливается при минимальных затратах труда, времени, средств и обеспечивает заданные эксплуатационные показатели. Для решения этой задачи конструктор нуждается в постоянном сотрудничестве с технологами, литейщиками, кузнецами, сварщиками и другими специалистами. Тех-

нологичность детали зависит от формы, материала и способа получения ее заготовки; требуемой точности изготовления и шероховатости обрабатываемых поверхностей; соответствия детали технологичности сборочной единицы машины или машины в целом.

Основные требования, предъявляемые к конструкциям деталей машин в отношении их технологичности, следующие:

1. *Соответствие конструкции масштабу выпуска и условиям производства.* Из приведенного определения следует, что понятие «технологичность» неразрывно связано с производственными условиями. Конструкция, технологичная в одних условиях при одном масштабе выпуска, требует, как правило, переработки при переходе к другому масштабу и соответственно другой организации производства. Технологичность детали нельзя оценивать в отрыве от технологичности машины в целом. Может случиться, что облегчение механической обработки детали вызывает усложнение сборки машины или последующего ее ремонта и сводит к нулю выгоды от улучшения технологичности детали.

2. *Простота и целесообразность конструкции.* Простая конструкция – это изделие, созданное из наименьшего количества простых деталей минимального веса при наиболее удобном их изготовлении и легкой сборке.

3. *Точность выполнения и шероховатость обрабатываемых поверхностей.* Установлено, что для большинства процессов обработки зависимость между затратами на обработку и требуемой точностью близка к гиперболической: с увеличением точности стоимость изготовления быстро возрастает.

Поэтому не следует стремиться к повышенной точности без достаточных оснований, однако нельзя снижать точность там, где она действительно необходима по условиям работы детали.

Требования к шероховатости поверхностей детали должны быть согласованы с реальными условиями их работы. Не следует требовать излишнего качества поверхностей, так как его получение связано с дорогими доводочными операциями и применением специального оборудования.

4. *Способ получения заготовки.* Технологичность детали в целом в большой мере определяется заготовкой – ее материалом и способом получения. Обработка снятием стружки стоит значительно дороже, чем обработка давлением или отливка, и, кроме того, связана с расходом металла, превращаемого в стружку. Поэтому стремятся перенести основную часть работы по формообразованию детали из механических (обрабатывающих) цехов в заготовительные. Форма и размеры заго-

товки должны быть по возможности близкими к форме и размерам готовой детали, чтобы на долю обработки снятием стружки оставалась лишь окончательная отделка поверхностей, требующих особой точности. Заготовки деталей машин из металла получают отливкой, ковкой, штамповкой, прессованием, сваркой, резкой и др.

*Отливку* применяют для изготовления деталей сложной формы. Получение качественных отливок представляет большие трудности, так как по целому ряду причин отливка может быть пористой, с большими внутренними напряжениями, трещинами, пустотами (раковинами), недоливами, короблениями и т. п. Все эти пороки связаны, главным образом, с усадкой отливки при остывании, неравномерным остыванием различных частей отливки и неудачной конструкцией.

Для устранения указанных недостатков конструкторы при проектировании и технологи литейного производства применяют разнообразные приемы. При проектировании стремятся к выбору такой формы литых деталей, при которой устраняются местные скопления металла, с чем связано неравномерное остывание отливки и появление раковин. В основном это сводится к проектированию отливок с равномерной толщиной стенок; разделению сложных отливок на части; созданию отливок особой формы, не препятствующей их свободной деформации при остывании, с простой конструкцией внутренних полостей, определяющих форму и положение стержней.

Равномерная толщина стенок – основное требование при проектировании отливки; при невозможности выполнить его необходимо предусмотреть постепенный переход от толстой стенки к тонкой.

Отливку детали по частям производят при больших размерах отливаемых деталей. Отлитые части затем соединяют.

Для удаления модели из формы без ее нарушения необходимо соблюдать уклоны (откосы); литейный уклон для чугунного и стального литья берется в зависимости от высоты  $h$  элемента отливки равным  $1/5$  при  $h \leq 25$  мм и  $1/10$  при  $h = 25...500$  мм. Чем больше высота ребра, тем меньше делают уклон, чтобы получить удобную форму сечения; если высота ребра не превышает его двойной толщины, то уклон можно не делать.

Из-за трудности отливки мелкие, сильно выступающие части, например небольшие кронштейны на большой станине, лучше отливать отдельно и прикреплять к большой отливке болтами, тем более что такие выступающие части легко могут быть повреждены при перевозке.

*Покówki* отличаются большей плотностью и прочностью по сравнению с отливками, так как изготовление деталей ковкой и штамповкой основано на действии сжимающих сил. Однако процесс изготов-

ления ковкой более дорогой. Поэтому требование простоты формы детали при ковке должно соблюдаться очень строго. Сложные по форме детали ковать очень дорого, а иногда и невозможно. Поэтомуковки применяют только там, где от деталей требуется большая прочность при небольшой массе и простой форме.

В массовом и серийном производстве ковку заменяют *штамповкой*, что более выгодно не только в экономическом отношении, но и потому, что можно получить деталь более сложной формы и более точной, чем при ковке. Но для штамповки требуются материал высокой вязкости и высококачественные штампы. Для получения хорошего качества штампованной детали необходимо проектировать ее так, чтобы металл затекал во все углубления штампов и свободно выходил из них. В связи с этим нужно предусмотреть соответствующие уклоны и закругления углублений и выступающих элементов штампуемой детали. Необходимо закруглять все наружные углы штампуемой детали; радиус закругления в этом случае принимают 1...6 мм при глубине полости 10...150 мм; для внутренних углов радиус закругления рекомендуется брать равным  $\frac{2}{3}$  от глубины полости; кроме того, толщина стенки нигде не должна быть менее 4 мм.

*Холодная штамповка и прессовка* при массовом и крупносерийном производстве деталей машин увеличивают производительность и экономичность; детали при этом получают точных размеров с гладкой поверхностью и часто не требуют дополнительной обработки.

*Сварка* применяется для изготовления таких деталей, элементы которых представляют собой листы, полосы, уголки, швеллеры, двутавры и т. п. Такими деталями являются станины, рамы, шкивы, барабаны и др. В сварных деталях по сравнению с литыми переход от тонкого сечения к толстому осуществляется гораздо легче. Толщину стенок сварных деталей можно принимать в соответствии с расчетом их на прочность. Поэтому при сварке по сравнению с литьем экономия металла и снижение стоимости деталей машин достигают 50 % и более.

*Комбинацию штамповки и сварки* выгодно применять для получения штампосварных деталей машин.

Для изготовления деталей машин пользуются также *термической резкой*, которой можно заменить ряд операций на металлорежущих станках, как, например, изготовление фасонных заготовок из листов для станин, рам, барабанов и т. п.

5. *Механическая обработка*. В общей трудоемкости изготовления деталей машин трудоемкость механической обработки составляет значительную часть. Резанием на соответствующих механических станках обрабатывают заготовки для получения деталей машин точных разме-

ров с чистыми ровными поверхностями. Обработке подлежат все соприкасающиеся между собой поверхности деталей машин. Особенно тщательно должны быть обработаны трущиеся металлические поверхности цапф, вкладышей, подшипников, ползунов, направляющих и т. д.

Работа на станках для механической обработки состоит из двух операций: установки заготовки на станке и собственно обработки (резания) ее. Следовательно, для ускорения и удешевления процесса обработки имеются два пути: упрощение установки заготовки на станке и ускорение процесса резания.

При проектировании деталей прежде всего следует предусмотреть самую возможность обработки их на станках.

Для уменьшения отхода материала заготовки в стружку форма ее должна максимально приближаться к форме готовой детали.

Детали должны быть изготовлены таким образом, чтобы *была возможна сборка машины*.

Машина должна быть спроектирована так, чтобы *было удобно и надежно смазывать ее трущиеся части*. Для возможности удобного ремонта машины и быстрой замены изношенных деталей все ответственные, опасные и изнашивающиеся детали должны быть доступны для надзора, осмотра, разборки и сборки.

Специфику разнообразных требований технологичности можно показать на примере конструктивного оформления валов.

1. *Диаметр заготовки и количество стружки, снимаемой при обработке, должны быть минимальными*. Различия между диаметром основных рабочих частей вала и его уступами должны быть возможно малы; диаметр наибольшего уступа (ступени) следует назначать равным диаметру заготовки (прутка).

2. *Ступеней вала должно быть минимальным*. Каждая ступень вала при обработке на токарных и шлифовальных станках – дополнительный переход, новый мерительный инструмент.

3. *Длины участков вала различных диаметров следует назначать по возможности одинаковыми*. При соблюдении этого правила обработка валов на многолезцовых станках может быть выполнена наиболее производительно.

4. *Между ступенями необходимо предусматривать канавки для выхода шлифовального круга*, если поверхности этих ступеней требуют шлифования.

Канавки следует делать лишь в тех случаях, когда это допускается условиями прочности при расчете вала на выносливость.

5. *Максимальная унификация радиусов закруглений.* При этом уменьшаются число применяемых радиусных резцов и число перестановок.

6. *Максимальная унификация ширины, шпоночных канавок.* Изменение ширины канавки связано со сменой инструмента, следовательно, с потерей времени.

7. *Все шпоночные пазы располагать по одной образующей вала.* Это позволяет обрабатывать на шпоночно-фрезерных станках все пазы с одной установки.

Стандартизация и унификация также относятся к основным требованиям технологичности деталей машины.

## **7. САПР и использование его в курсе деталей машин**

Современные задачи, возникающие перед наукой и техникой, вызывают необходимость проектирования все более сложных технических объектов в сжатые сроки. Удовлетворить противоречивые требования повышения сложности объектов, сокращения сроков и повышения качества проектирования с помощью простого увеличения численности проектировщиков нельзя, так как возможность параллельного проведения проектных работ ограничена и численность инженерно-технических работников в проектных организациях страны не может быть сколько-нибудь заметно увеличена. Выходом из этого положения является широкое применение вычислительной техники для решения проектных задач (автоматизация проектирования).

Согласно ГОСТ 23501.101-87 система автоматизированного проектирования (САПР) – организационно-техническая система, входящая в структуру проектной организации и осуществляющая проектирование при помощи комплекса средств автоматизированного проектирования.

Основная функция САПР состоит в выполнении автоматизированного проектирования на всех или отдельных стадиях проектирования объектов и их составных частей.

Цели САПР заключаются в повышении качества продукции, уменьшении трудоемкости и сокращении сроков проектирования, изменении технологии проектирования в связи с повышением сложности объектов. Эти цели достигаются применением математических методов и вычислительной техники, разработкой эффективных математических моделей, методов многовариантного проектирования и оптимизации, автоматизации рутинных работ, а также частичной заменой натуральных испытаний моделированием.

Системы автоматизированного проектирования имеют блочную структуру, т. е. состоят из подсистем, в которых выполняются закон-

ченные решения, а каждая подсистема включает в себя компоненты САПР, виды обеспечения.

В развитии САПР можно отметить три этапа: первый этап – применение ЭВМ для решения отдельных (в основном расчетных) задач; второй этап связан с вводом-выводом графической информации в диалоговом режиме (в ограниченном объеме); третий этап – комплексная автоматизация при высокой степени интеграции, универсальности, адаптивности; результаты могут выдаваться в виде полей изменения параметров, рабочих чертежей, пространственных изображений, программ для технологических машин с программным управлением.

В основе автоматизированного проектирования лежат стандартизация деталей и сборочных единиц, унификация функциональных элементов, методов расчета и технологических процессов.

При конструировании должны быть выбраны оптимальные параметры изделия, наилучшим образом удовлетворяющие многочисленным требованиям (критериям), часто противоречивым: наименьшим массе, габаритам, стоимости, наибольшим КПД, надежности, жесткости; удовлетворять экономическим и социальным требованиям. Так, масса и удельные величины, представляющие массу, отнесенную к мощности, моменту, производительности и т. д., являются простыми и эффективными критериями, так как стоимость материала составляет значительную часть стоимости машин. Масса достаточно хорошо коррелирует с трудоемкостью. Критерий массы имеет особое значение для транспортных машин, летательных аппаратов.

Габариты тесно связаны с критерием массы и существенно влияют на сопряженные объекты – другие детали и сборочные единицы. В частности, размеры механизмов определяют размеры базовых деталей, а последние существенно влияют на площадь и высоту помещений цехов.

Коэффициент полезного действия важен в связи с тем, что большая часть энергии бесполезно тратится на внешнее трение, а оно, кроме того, вызывает износ, в основном определяющий долговечность машин.

Надежность – критерий, обеспечивающий безопасность людей.

Жесткость, отнесенная к массе, – критерий, эффективный для многих деталей машин и элементов несущих систем.

Вышперечисленные параметры являются весьма важными.

Варируемые параметры можно иллюстрировать на примере зубчатых приводов. Это распределение передаточного отношения между ступенями редуктора  $u_{\sigma}/u_{\tau}$ , относительная ширина колес  $\psi_{ba}$ , материал колес, геометрия зацепления, передаточные отношения редуктора (частота вращения вала электродвигателя при заданной постоянной частоте вра-

щения выходного вала) и др. Кроме того, можно варьировать типы редукторов (цилиндрические, червячные, планетарные и др.).

Оптимизация может быть однокритериальной, т. е. проводимой по одному доминирующему критерию, и многокритериальной, проводимой по ряду критериев. Оптимизация развивается в двух направлениях: а) получившей основное распространение параметрической оптимизации, обеспечивающей оптимальные параметры элементов заданной структуры, и б) структурно-параметрической оптимизации, предусматривающей и совершенствование структуры.

Первая известная работа по оптимизации – разработка балки равного сопротивления – принадлежит Г. Галилею, а первую работу по оптимизации механизмов выполнил П. Л. Чебышев.

При оптимальном проектировании рассматривают три группы условий: 1) исходные условия, не подлежащие варьированию; 2) основные варьируемые параметры объекта, существенно влияющие на показатели его качества; 3) ограничения.

В исходные условия включается сам объект оптимизации, который обычно считается заданным, однако сейчас уже ставятся задачи об автоматическом поиске оптимальных схем и структур или оптимального типа конструкций.

Обычно рассматривают ограничения: параметрические (по габаритам, массе, быстроходности и другим параметрам), функциональные (по универсальности, возможности выполнения трудных операций) и критериальные (по критериям работоспособности и надежности – прочности, устойчивости, износостойкости, жесткости, нагреву, шуму и др.). Часто пользуются широким понятием конструктивных ограничений.

Оптимизационное проектирование в машиностроении требует предварительного формирования банка справочных данных, данных по проверенным в эксплуатации конструкциям, а также по результатам опытно-конструкторских и исследовательских работ.

При однокритериальной оптимизации критерии, кроме основного, учитывают в виде ограничений и назначают границы их применения. Значения малозначащих параметров берут средними или (реже) варьируют двумя группами параметров. При этом можно поочередно исследовать влияние других параметров, оставляя остальные постоянными.

Такая оптимизация наиболее проста и используется как вспомогательная в режиме взаимодействия человека и ЭВМ, а также с целью проработки технического предложения или эскизного проекта. Она позволяет выделить наиболее важные критерии и параметры, влияю-

щие на качество проектируемой системы, сократить их число и облегчить многокритериальную оптимизацию.

Многокритериальная оптимизация требует исследования влияния ряда факторов. Методы оптимизации позволяют на стадии проектирования проанализировать влияние различных параметров на качество конструкции и выбрать наилучший вариант. При противоречивых требованиях невозможно одновременно удовлетворить всем критериям. В этом случае оптимальность конструкции может оцениваться по Парето [103].

Оптимальными называются системы (конструкции), у которых невозможно улучшить ни одного из критериев качества без ухудшения других.

В общем случае проектируемая система зависит от  $r$  варьируемых параметров  $\alpha_1, \dots, \alpha_r$ , которые являются координатами точки  $\alpha = (\alpha_1, \dots, \alpha_r)$  в  $r$ -мерном пространстве параметров. Параметрам задают пределы, в которых они могут изменяться (ограничения).

Система характеризуется количеством  $K$  частных критериев  $F_1(\alpha), \dots, F_k(\alpha)$ . Для выделенной с учетом ограничений области независимых параметров ищется вектор-функция (целевая функция)

$$\Phi(A) = \{F_1(\alpha), \dots, F_k(\alpha)\} .$$

Частные критерии могут выражаться явными функциями от параметров. Тогда осуществляется непосредственный поиск оптимальных решений экстремума зависимости  $\Phi(A)$ . Часто частные критерии выражаются системой уравнений (например, масса редуктора определяется после расчета размеров зубчатых колес, валов, подшипников на прочность, жесткость) или в виде набора чисел из анализа существующих конструкций или экспериментов. В этих случаях используют массив значений критериев, составляют уравнения регрессии, описывающие частные критерии в зависимости от выбранных параметров. Уравнения регрессии позволяют сократить малозначащие параметры.

Задача оптимизации заключается в нахождении некоторой точки  $\alpha_0$ , для которой значения  $F_1(\alpha_0), \dots, F_k(\alpha_0)$  являются наиболее близкими к оптимальным по Парето.

Для исследования выделенной области независимых параметров применяют ЛП: поиск, который позволяет наиболее равномерно назначить необходимый минимум  $N$  пробных точек. Для каждой точки рассчитывают значения частных критериев. Каждый расчет условно назван испытанием. По результатам испытаний выбирают вариант, наиболее полно отвечающий техническому заданию.

В некоторых задачах для нахождения множества эффективных решений применяют метод «свертывания» векторного критерия  $F(\alpha_0)$  в одну числовую функцию  $F(\mu, \alpha_0)$ , именуемую обобщенным или гло-

бальным критерием и сводящую задачу к однокритериальной. В этом случае необходимо назначать числовые значения коэффициентам  $\mu_i$ , называемым весовыми коэффициентами или коэффициентами важности критериев. Каждому коэффициенту присваивают определенную долю от единицы, т. е.  $\sum \mu_i = 1$ , а параметры  $F_i$  представляются в относительной форме.

Весовые коэффициенты выбирают, в частности, на основе проверочных расчетов хорошо зарекомендовавших себя конструкций, причем эти коэффициенты оказываются достаточно стабильными.

Решение задачи сводится к нахождению экстремальных значений обобщенного критерия

$$A_0 = \text{extr } \psi(\mu, \alpha_0); \alpha_0 \in A.$$

Для простейшего случая возможно использование линейных зависимостей обобщенного критерия  $F(A)$  от частных критериев, в том числе массы  $m$ , КПД  $\eta$ , жесткости  $j$  и др. Обобщенный критерий записывают так:

$$F(A) = \frac{m_{\max} - m}{m_{\max} - m_{\min}} \cdot \mu_m + \frac{\eta_{\max} - \eta}{\eta_{\max} - \eta_{\min}} \cdot \mu_\eta + \frac{j_{\max} - j}{j_{\max} - j_{\min}} \cdot \mu_j.$$

Широкое применение получил метод множителей Лагранжа, в котором находится экстремум функции, состоящей из целевой функции и из функций ограничений с постоянными коэффициентами, которые находятся приравниванием нулю частных производных.

Оптимизация параметров проектируемой системы предполагает наличие функциональных зависимостей, разработки математических моделей, программ для ЭВМ.

Обобщенным критерием многокритериальной оптимизации машиностроительных конструкций, к которому следует стремиться, является принцип минимума затрат труда при изготовлении и эксплуатации с учетом распределения трудовых затрат по времени. Реализация этого критерия затрудняется сложностью и трудоемкостью его поиска, отсутствием и нестабильностью значений экономических показателей. Этот критерий применяют в упрощенной форме: для технологических машин – в виде минимизации себестоимости единицы продукции; для энергетических машин – в виде минимизации себестоимости единицы электроэнергии; для транспортных машин – в виде минимизации себестоимости перевозки единицы массы на единицу расстояния и т. д.

Простейшими примерами объектов оптимизации в области деталей машин могут служить: стержни, т. е. балки, колонны, шатуны (профиль и размеры сечения вдоль длины, расположение опор); резьбовые детали (профиль, форма стержня и гайки); зубчатые передачи (типы, параметры зацепления, передаточные числа, конструктивные соотно-



шения); подшипники качения (типы, профиль дорожек качения, конструктивные соотношения, натяги, зазоры); подшипники скольжения (геометрические соотношения, формы расточек, зазоры, вязкость масел) и др. Основные критерии: масса, сопротивление усталости, технологичность, а для передач – также КПД, бесшумность, теплостойкость, долговечность.

Элементы САПР, применяемые при изучении курса деталей машин, это прежде всего – автоматизация расчетов при выполнении курсовых проектов и домашних заданий. Такая автоматизация предусматривает алгоритмизацию курса: замену табличных данных аналитическими зависимостями, введение современных методов расчета, которые были невозможны при ручном счете.

САПР предполагает активное участие человека в анализе вариантов, оптимизации, принятии решения. Такой творческий подход к проектированию может широко реализоваться в курсовом проекте по деталям машин, особенно учитывая, что все задачи в проекте многокритериальны со множеством управляемых параметров.

Следующим элементом САПР является умение работать с банками данных (параметрами стандартных узлов – электродвигателей, подшипников, муфт и т. д.; графическими данными – чертежами стандартных деталей, например валов, зубчатых колес, сборочных единиц из них; готовыми графическими решениями; пакетами прикладных программ для расчета). Навык работы с банками данных можно осуществить в диалоговых или автоматизированных обучающих системах.

Самым перспективным элементом САПР в изучении курса деталей машин является автоматизация конструкторских и графических работ.

Наконец, САПР предполагает обработку результатов испытаний на ЭВМ, вводя с помощью датчиков и специальной аппаратуры сигналы с экспериментальных установок в ЭВМ, в которой они и будут обрабатываться и выдаваться на дисплей или графопостроитель в виде графиков.

## **8. Краткие сведения о вероятностных расчетах деталей машин**

В формулы расчета деталей машин часто входят параметры, имеющие определенное рассеяние числовых значений в результате действия многих случайных факторов.

Так, хорошо известно, что прочностные свойства стали зависят от ее химического состава и твердости, получаемой в результате соответствующей термообработки. Для стали одного химического состава невозможно реально получить твердость строго заданной величины, а



колебание твердости стали в некоторых пределах неизбежно приведет к колебанию ее прочностных свойств. Аналогичные явления происходят с размерами деталей, которые невозможно получить абсолютно точно. Это приводит к колебанию зазоров или натягов в посадках.

Поэтому применение в расчетах деталей машин положений теории вероятностей, оперирующей, как известно, со случайными величинами, является важным условием повышения надежности машин.

Основными числовыми характеристиками случайных величин являются:

– математическое ожидание  $m_x = \int_{-\infty}^{+\infty} x \cdot f(x) dx$ ;

– дисперсия  $D_x = \int_{-\infty}^{+\infty} (x - m_x)^2 \cdot f(x) dx$ ;

– среднее квадратическое отклонение  $\sigma_x = \sqrt{D_x}$ ;

$$v = \frac{\sigma_x}{m_x} \text{ – коэффициент вариации.}$$

Случайные величины имеют вполне определенные законы распределения. Большинство случайных величин, встречающихся в технике, близко к нормальному закону распределения (закон Гаусса). Этот закон тем точнее описывает реальную случайную величину, чем больше независимых факторов, не являющихся доминирующими, оказывают на нее влияние.

Плотность вероятности нормального распределения (рис. 24) описывается уравнением

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-a)^2}{2\sigma^2}},$$

где  $\sigma$  – среднее квадратическое отклонение случайной величины;  $e$  – основание натуральных логарифмов;  $x$  – значение случайной величины;  $a$  – параметр, определяющий положение оси симметрии кривой распределения (рис. 24).

Для определения вероятности нахождения случайной величины, подчиняющейся нормальному закону, в интервале  $(x_1, x_2)$  необходимо (рис. 25) вычислить определенный интеграл вида

$$P(x_1 < x < x_2) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{x_1}^{x_2} e^{-\frac{(x-a)^2}{2\sigma^2}} dx.$$

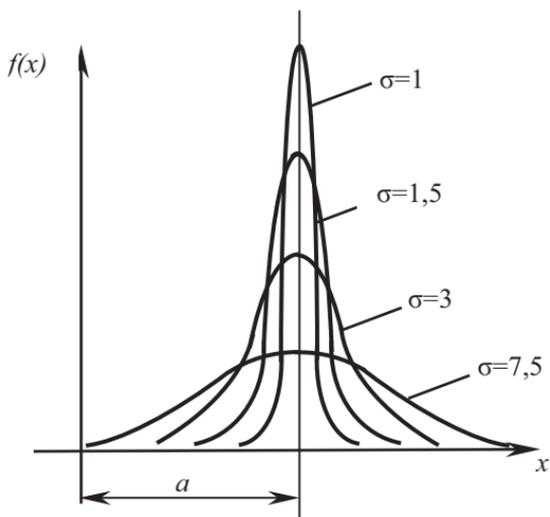


Рис. 24. Плотность вероятности нормального распределения

Геометрическая интерпретация этой операции показана на рис. 25, где заштрихованная площадь соответствует вероятности нахождения случайной величины  $x$  в интервале  $(x_1, x_2)$ .

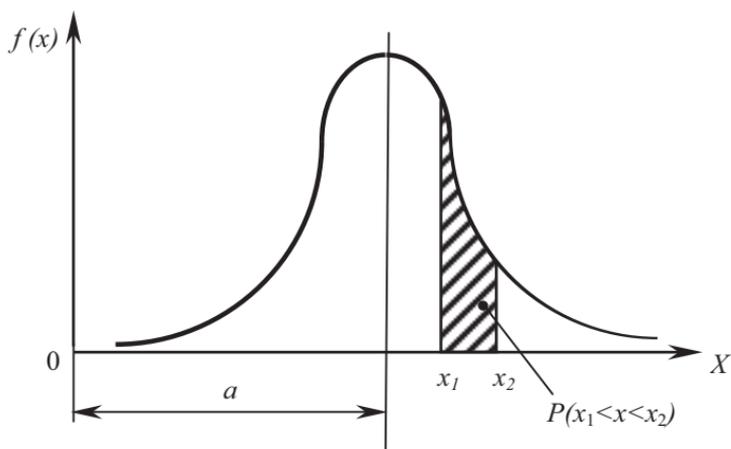


Рис. 25. Кривая распределения вероятностей непрерывной случайной величины

Для облегчения вычислений вводят новую переменную  $Z = \frac{x-a}{\sigma}$ . Это означает, что вероятность попадания случайной величины  $x$  в интервал  $(x_1, x_2)$  равносильна вероятности попадания величины  $Z = \frac{x-a}{\sigma}$  в интервал  $\left( Z_1 = \frac{x_1-a}{\sigma}, Z_2 = \frac{x_2-a}{\sigma} \right)$ .

Интеграл с переменным верхним пределом вида

$$\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z e^{-\frac{z^2}{2}} dz$$

называют интегралом вероятностей или нормированной функцией Лапласа, и таблицы его значений приводятся во всех инженерных справочниках.

Функция Лапласа геометрически представляет собой площадь под кривой  $\varphi(z)$  в промежутке от 0 до  $z$  и обозначается  $\Phi(z)$ . На рис. 26 показано, что представляет функция Лапласа для значения  $z_1$ .

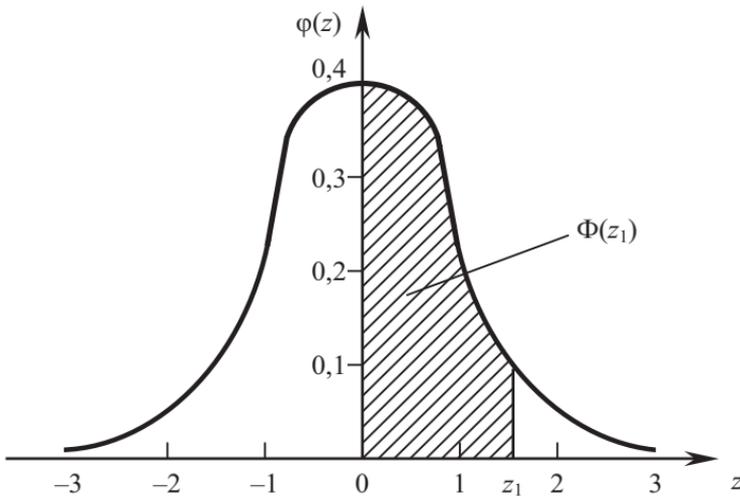


Рис. 26. Геометрическое представление функции Лапласа

Если воспользоваться функцией Лапласа, то поставленная ранее задача определения вероятности нахождения случайной величины  $x$  в интервале  $(x_1, x_2)$  (рис. 25) принимает простой вид

$$P(x_1 < x < x_2) = \Phi(z_2) - \Phi(z_1),$$

где  $z_1 = \frac{x_1 - a}{\sigma}$ ;  $z_2 = \frac{x_2 - a}{\sigma}$ .

Таким образом, можно легко определить, что вероятность попадания нормально распределенной случайной величины

в интервал  $a \pm \sigma$  ( $|Z| = 1$ ) составляет  $P = 0,6826$ ;

в интервал  $a \pm 2\sigma$  ( $|Z| = 2$ )  $\Rightarrow P = 0,9544$ ;

в интервал  $a \pm 3\sigma$  ( $|Z| = 3$ )  $\Rightarrow P = 0,9973$ .

Поэтому на практике считают, что отклонения нормально распределенной случайной величины от центра группирования реально не превышает  $\pm 3\sigma$ . И эти границы в технике считают практически предельными.

Вероятность нахождения случайной величины в интервале  $(-3, z_1)$  (см. рис. 26) определяется зависимостью

$$P(x < x_1) = 0,5 + \Phi(z_1).$$

Часто в практических задачах бывает необходимо определить значения случайной величины, соответствующие заданным уровням вероятности. Если обозначить через  $x_p$  значение случайной величины  $x$ , когда выполняется условие  $x < x_p$  с заданной вероятностью  $P$ , то отношение  $\frac{x_p - \bar{x}}{\sigma_x}$  называют **квантилью** и обозначают  $Z_p$  или  $U_p$ .

Из уравнения  $\frac{x_p - \bar{x}}{\sigma_x} = Z_p$  можно получить

$$x_p = \bar{x} + Z_p \cdot \sigma_x$$

Вероятностные максимальные и минимальные значения величины  $x$  (рис. 27) обозначаются  $x_{p\max}$ ;  $x_{p\min}$  и вычисляются по формулам:

$$x_{p\max} = \bar{x} + Z_p \sigma_x; \quad x_{p\min} = \bar{x} + Z_{1-p} \sigma_x$$

(квантили для  $P < 0,5$  отрицательны).

Расчет квантилей для вероятностей меньших 0,5 производится из соотношения

$$Z_p + Z_{1-p} = 0.$$

Значения квантилей нормированного нормального распределения, наиболее часто используемых, приведены в табл. 7.

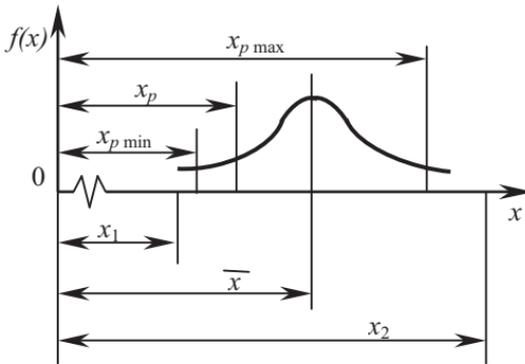


Рис. 27. Плотность распределения вероятностей  $f(x)$  случайной величины  $x$

Таблица 7

**Значения квантилей нормированного нормального распределения**

Вероятность $P$	Квантиль $Z_p$						
0	$-\infty$	0,05	-1,64	0,5	0	0,975	1,96
0,0001	-3,72	0,1	-1,28	0,6	0,25	0,99	2,33
0,001	-3,09	0,2	-0,84	0,7	0,52	0,995	2,58
0,005	-2,58	0,3	-0,52	0,8	0,84	0,999	3,09
0,01	-2,33	0,4	-0,25	0,9	1,28	0,9999	3,72
0,025	-1,96			0,95	1,64	1	$\infty$

**Примеры вероятностных расчетов**

**Пример 1.** Твердость стали после термообработки находится в пределах  $HB_{\min} = 255$ ;  $HB_{\max} = 285$  и подчиняется нормальному закону распределения. Какова вероятность того, что зубчатые колеса, изготовленные из этой стали, будут иметь твердость  $HB=275\dots280$ ?

**Решение.**

Область существования случайной величины (твердость стали)  
 $V = HB_{\max} - HB_{\min} = 285 - 255 = 30$ .

Для нормального закона, как было указано выше, в технике справедлива зависимость

$$V = 6 \cdot \sigma,$$

где  $\sigma$  – среднее квадратическое отклонение случайной величины.



Тогда  $\sigma = \frac{V}{6} = \frac{30}{6} = 5$ .

Среднее значение твердости  $\overline{HB}$

$$\overline{HB} = \frac{HB_{\max} + HB_{\min}}{2} = \frac{285 + 255}{2} = 270.$$

Координатной центра группирования случайной величины является координата средней твердости (рис. 28).

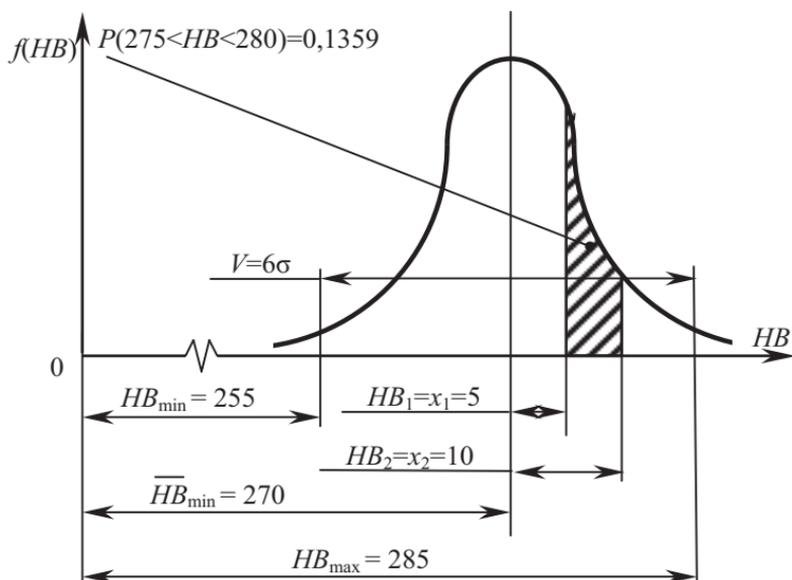


Рис. 28. Плотность распределения вероятностей  $f(HB)$  твердости по Бринеллю ( $HB$ )

Вероятность того, что зубчатые колеса будут изготовлены с твердостью  $HB$  в диапазоне 275...280, определяется согласно рис. 28 зависимостью

$$P_{(275 < HB < 280)} = \Phi(z_2) - \Phi(z_1),$$

где  $\Phi(z_2)$  и  $\Phi(z_1)$  – значения интеграла вероятностей (нормированной функции Лапласа) для значений  $Z_2$  и  $Z_1$ , определяемых по формулам:

$$Z_1 = \frac{x_1}{\sigma} = \frac{HB_1}{\sigma} = \frac{5}{5} = 1$$

( $HB_1 = x_1 = 5$  взято со схемы рис. 28).

$$Z_2 = \frac{x_2}{\sigma} = \frac{HB_2}{\sigma} = \frac{10}{5} = 2$$

( $HB_2 = x_2 = 10$  взято со схемы рис. 28).

По таблицам нормированной функции Лапласа [89, 125, 126] для полученных значений  $Z_1$  и  $Z_2$  может быть найдено:

$$\Phi_{Z_1=1} = 0,3413; \Phi_{Z_2=2} = 0,4772.$$

Вероятность того, что изготовленные зубчатые колеса будут иметь твердость в интервале  $HB = 275 \dots 280$ :

$$P_{(275 < HB < 280)} = \Phi(z_2) - \Phi(z_1) = 0,4772 - 0,3413 = 0,1359.$$

**Пример 2.** Производится сборка гладкого цилиндрического сопряжения  $\varnothing 90 H9/e8$ , для которого известно, что при изготовлении рассеяние отклонений размеров отверстия и вала подчиняется нормальному закону.

Для заданной посадки определить:

- 1) наибольший и наименьший зазоры;
- 2) наибольший и наименьший вероятностные (практические) зазоры с вероятностью  $P=0,9973$ .

**Решение.**

По таблицам стандарта ГОСТ 25346-89 значения допусков и предельных отклонений для посадки  $\varnothing 90 H9/e8$ :

$$ES = +87 \text{ мкм}; es = -72 \text{ мкм};$$

$$EI = 0; ei = -126 \text{ мкм}.$$

Схема расположения полей допусков деталей заданного сопряжения показана на рис. 29.

Наибольший и наименьший зазоры в заданной посадке:

$$S_{\min} = EI - es = 0 - (-72) = 72 \text{ мкм};$$

$$S_{\max} = ES - ei = +87 - (-126) = 213 \text{ мкм}.$$

Величина среднего зазора

$$\bar{S} = S_m = \frac{S_{\min} + S_{\max}}{2} = \frac{72 + 213}{2} = 142,5 \text{ мкм}.$$

Известно, что при суммировании случайных величин (размеры отверстия и вала) с нормальным законом распределения получается случайная величина (зазор, натяг) с тем же законом распределения.



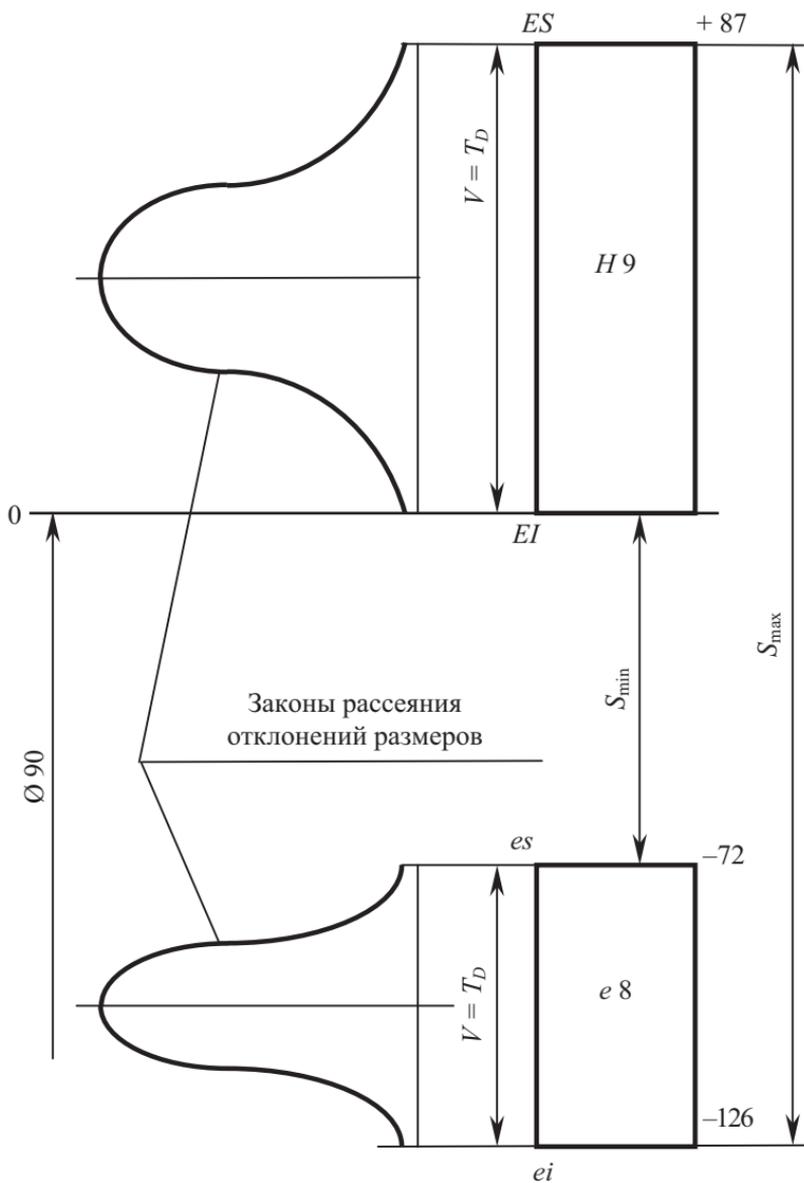


Рис. 29. Схема расположения полей допусков посадки

Центр группирования суммарной величины будет расположен по середине зоны рассеяния. Для этой задачи координатой центра группирования является средний зазор (рис. 30).

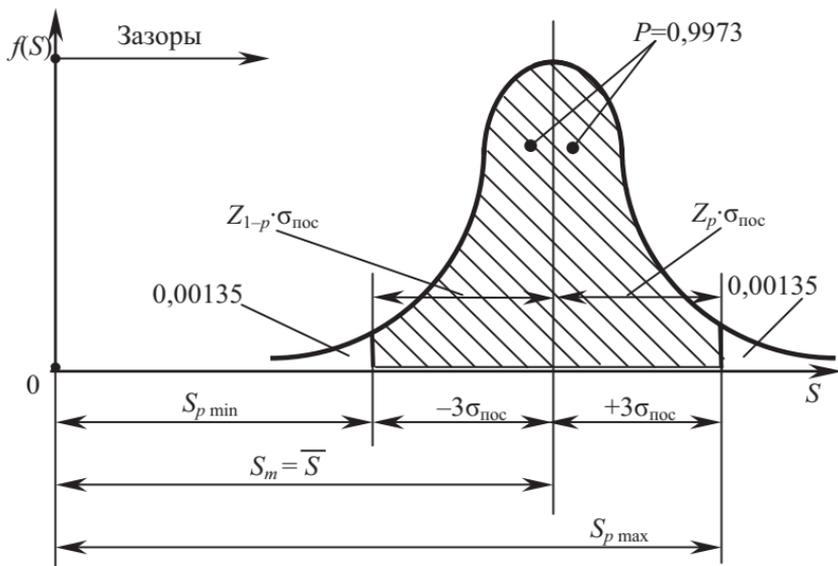


Рис. 30. Плотность распределения вероятностей зазоров

Наибольший и наименьший вероятностные (практические) зазоры с вероятностью  $P = 0,9973$  могут быть найдены (рис. 30) по формулам:

$$S_{p \max} = S_m + Z_p \sigma_{\text{пос}}; \quad S_{p \min} = S_m + Z_{1-p} \sigma_{\text{пос}} \quad (Z_{1-p} \text{ отрицательна}).$$

Для  $\frac{P}{2} = \frac{0,9973}{2} = 0,49865$  по таблицам функции Лапласа  $Z_p = 3$ ;

для  $\frac{1-P}{2} = 0,00135 \Rightarrow Z_p = -3$ .

Окончательно:  $S_{p \max} = S_m + 3\sigma_{\text{пос}}; \quad S_{p \min} = S_m - 3\sigma_{\text{пос}}$ .

Среднее квадратическое отклонение посадки  $\sigma_{\text{пос}}$ :

$$\sigma_{\text{пос}} = \sqrt{\sigma_D^2 + \sigma_d^2},$$

где  $\sigma_D = \frac{T_D}{6}$  — среднее квадратическое отклонение размеров отверстия;

$\sigma_d = \frac{T_d}{6}$  – среднее квадратическое отклонение размеров вала.

$$\sigma_D = \frac{T_D}{6} = \frac{87}{6} = 14,5 \text{ мкм}; \quad \sigma_d = \frac{T_d}{6} = \frac{54}{6} = 9 \text{ мкм};$$

$$\sigma_{\text{пос}} = \sqrt{\sigma_D^2 + \sigma_d^2} = \sqrt{14,5^2 + 9^2} = 17,1 \text{ мкм}.$$

Наибольший и наименьший вероятностные (практические) зазоры:

$$S_{p\text{max}} = S_m + 3\sigma_{\text{пос}} = 142,5 + 3 \cdot 17,1 = 193,8 \text{ мкм};$$

$$S_{p\text{max}} = 193,8 \text{ мкм} \approx 194 \text{ мкм};$$

$$S_{p\text{min}} = S_m - 3\sigma_{\text{пос}} = 142,5 - 3 \cdot 17,1 = 91,2 \text{ мкм};$$

$$S_{p\text{min}} = 91,2 \text{ мкм} \approx 91 \text{ мкм}.$$

## РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ

### СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Для выполнения определенных функций в машине ее детали образуют между собой *подвижные* или *неподвижные* соединения. Примеры подвижных соединений: вал-подшипник, шатун-коленчатый вал, зацепление зубчатых колес и т. д.; неподвижные соединения – это соединения с помощью различного рода соединительных элементов: заклепок, болтов, шпонок или соединения склеиванием, сварные и т. д.

В машиностроении термин «соединения» принято относить только к неподвижным соединениям деталей машин. Поэтому в данном разделе рассматриваются только неподвижные соединения, которые делят на две группы: *разъемные* и *неразъемные*.

*Разъемные* соединения (резьбовые, шпоночные, шлицевые, штифтовые, клиновые и профильные) допускают разборку и сборку в процессе эксплуатации, что является их достоинством по сравнению с *неразъемными* (заклепочные, сварные, прессовые, клеевые соединения), которые невозможно разобрать без разрушения соединяющих их элементов или частичного разрушения. *Неразъемные* соединения применяют там, где в разборке их нет необходимости.

Если по условиям работы соединения временами требуются разборка и сборка его частей, то применяют разъемные соединения.

Выбор вида соединения для конкретной конструкции определяется ее устройством и назначением, а также экономическими соображениями.

## ГЛАВА 1

### РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

#### 1.1. Общие сведения, области применения и сравнительная оценка

Резьбовые соединения относят к группе разъемных, позволяющих повторные сборку и разборку, что является их преимуществом перед неразъемными соединениями.

*Резьбовыми соединениями* называют соединения с помощью резьбовых крепежных деталей – винтов, болтов, шпилек, гаек или резьбы, нанесенной непосредственно на соединяемые детали.

*Резьба* образуется путем нанесения на цилиндрических или конических поверхностях сопрягаемых деталей винтовых канавок с попереч-

ным сечением определенного профиля – прямоугольной, треугольной, трапецидальной или круглой формы. Полученные между канавками выступы называют *витками резьбы*. Под витком резьбы принято понимать ту часть выступа ее, которая охватывает резьбовую деталь в пределах до  $360^\circ$ .

Термин *винт* применяют как общий (объединяющий также болты и шпильки) и как частный (винт, ввинчивающийся в деталь или отвинчивающийся при вращении). Термин винт послужил основой для ряда других терминов: винтовое движение, винтовая линия, винтовая поверхность. Термин *резьба* произошел от технологического процесса ее получения – нарезания.

При сборке и разборке резьбового соединения крепежные детали поворачиваются или удерживаются от поворота соответствующим инструментом (ключом, отверткой) или непосредственно рукой за головку винта. Применяются также винты с закладными головками, удерживаемые от поворота одной из соединяемых деталей.

*Болты* обычно работают во взаимодействии с гайкой (рис. 1.1, а).

*Гайка* – это деталь с резьбовым отверстием, имеющая форму, приспособленную для захвата ключом или рукой. Основные типы резьбовых соединений показаны на рис. 1.1.

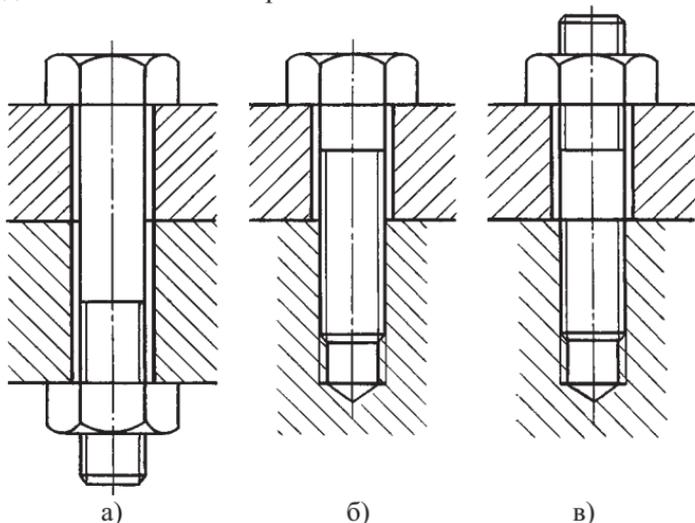


Рис. 1.1. Основные типы резьбовых соединений

Головки болтов, винтов могут быть шестигранными, квадратными (под ключ), полукруглыми, потайными (под отвертку) и т. д. Наиболее часто встречающаяся форма гаек – шестигранник, квадрат.

*Винты* (рис. 1.1, б), ввинчиваемые в одну из скрепляемых деталей, применяют в случаях достаточной прочности материала детали и достаточной ее толщины, при отсутствии места для расположения гайки, при жестких требованиях к массе соединения.

Основным преимуществом болтового соединения является то, что оно не требует нарезания резьбы в соединяемых деталях.

Недостатки – обе детали (болт и гайка) должны иметь место под головку болта и гайку, и при завинчивании и отвинчивании гайки необходимо удерживать головку болта от проворачивания, если она не закладная.

Винты и шпильки (рис. 1.1, б, в) применяют в тех случаях, когда по конструкции соединения постановка болта нерациональна или невозможно просверлить сквозное отверстие под болт.

Шпильки представляют из себя стержень цилиндрической формы с нарезкой с двух сторон. Один конец шпильки ввертывается (обычно с натягом) в деталь, а крепление сопряженной детали производится с помощью гайки, навертываемой на свободный конец шпильки.

Если при эксплуатации деталь соединения часто снимается и затем снова ставится на место, ее следует закреплять болтами или шпильками, т. к. винты при многократном отвинчивании и завинчивании могут повредить резьбу детали.

Резьбовые соединения получили большое распространение в машиностроении. В современных машинах детали, имеющие резьбу, составляют свыше 60 % от общего количества деталей.

Широкое применение резьбовых соединений обусловлено следующими их достоинствами:

- 1) высокой надежностью;
- 2) удобством сборки и разборки;
- 3) наличием большой номенклатуры резьбовых деталей, приспособленных к различным эксплуатационным условиям;
- 4) относительно малой стоимостью резьбовых изделий в связи с их стандартизацией и применением высокопроизводительных процессов изготовления.

К недостаткам резьбовых соединений следует отнести: наличие большого количества концентраторов напряжений на поверхностях резьбовых деталей; нетехнологичность некоторых специальных конструкций резьбовых деталей, обеспечивающих, однако, большую прочность.

Помимо крепежных резьбовых деталей в машиностроении широко применяют винтовые пары для осуществления поступательного движения, например для подъема грузов в домкратах; точного перемещения в металлорежущих станках и различных приборах.

## 1.2. Классификация резьб

Резьбы классифицируются по различным признакам.

1. В зависимости от того, на какой поверхности нанесена резьба, различают *цилиндрические* и *конические* резьбы; резьба, нанесенная на наружной поверхности, называется *наружной*; на внутренней поверхности – *внутренней*.

2. По направлению винтовой линии различают резьбы *правую* (завинчивание осуществляется вращением резьбовой детали по часовой стрелке) и *левую* (вращение при завинчивании против часовой стрелки).

3. По профилю резьбы различают: *треугольные*, *трапецидальные*, *прямоугольные* и *круглые*.

4. Резьба, образованная одним витком, называется *однозаходной*, двумя – *двухзаходной* и т. д. (*многозаходные резьбы*).

5. Количество заходов резьбы можно определить при наблюдении с торца нарезанного участка детали.

По назначению резьбы делятся на:

а) *крепежные* (применяются в неподвижных резьбовых соединениях и имеют треугольный профиль резьбы; как правило, однозаходные);

б) *движения* (ходовые винты станков, домкратов и т. д.; профиль трапецидальный, применяются как однозаходные, так и многозаходные резьбы);

в) *специальные резьбы* – применяются в ламповых патронах, винтовых стяжках, шурупах по дереву и т. д.

Конструкция резьб шурупов для дерева или других малопрочных материалов обеспечивает равнопрочность резьбы в деталях из этих материалов за счет растянутого шага и разных толщин витков резьб шурупов и деталей.

## 1.3. Элементы цилиндрических резьб

Основные элементы цилиндрических резьб рассмотрим на примере треугольной цилиндрической резьбы в соответствии с ГОСТ 9150-81 (рис. 1.2):

1. *Диаметры резьбы* (винта и гайки):

$d$ ,  $D$  – *наружный*;  $d_2$ ,  $D_2$  – *средний*;  $d_1$ ,  $D_1$  – *внутренний*. Диаметры винта (охватываемая деталь) обозначаются строчными буквами, диаметры гайки (охватывающая деталь) – прописными. Номинальные значения одноименных диаметров равны. Средний диаметр  $d_2$  – диаметр воображаемого цилиндра, на поверхности которого ширина витков и впадин резьбы равны. Номинальным диаметром резьбы является наружный диаметр резьбы винта –  $d$ .

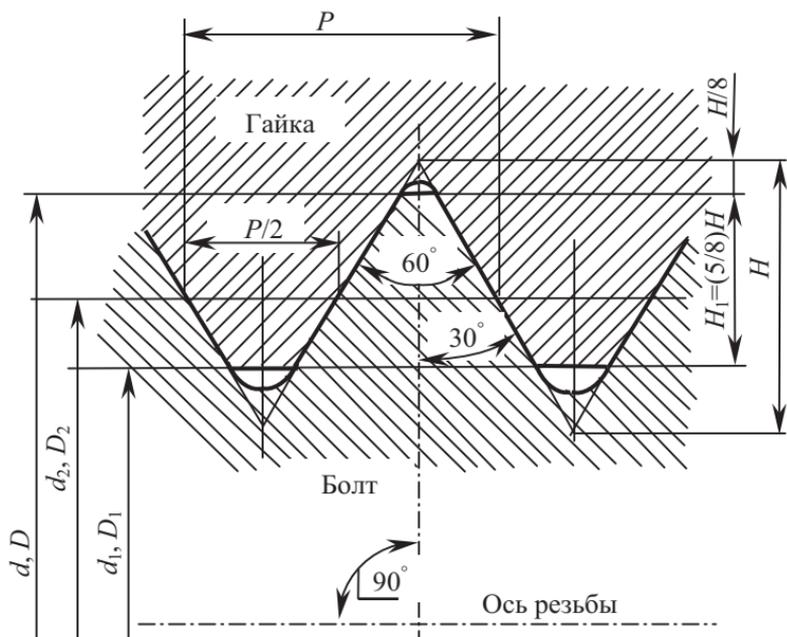


Рис. 1.2. Резьба метрическая, обозначения основных параметров

2. Профиль резьбы – это профиль выступа и впадины резьбы в плоскости ее осевого сечения.

3. Угол профиля  $\alpha$  – угол между смежными боковыми сторонами осевого сечения.

4. Высота теоретического профиля  $H$  – высота исходного треугольника.

5. Рабочая высота профиля  $H_1$  – высота профиля, на которой происходит соприкосновение витков винта и гайки.

6. Шаг резьбы  $P$  – расстояние между одноименными сторонами профиля по среднему диаметру.

Для многозаходных резьб вводят дополнительный термин – ход резьбы  $P_h$ , равный произведению шага на число заходов:  $P_h = P \cdot n$ .

7. Угол подъема резьбы  $\psi$  – угол, образованный касательной к винтовой линии по среднему диаметру резьбы и плоскостью, перпендикулярный к оси резьбы:

$$\psi = \arctg \frac{P_h}{\pi \cdot d_2}.$$

## 1.4. Основные типы резьбы и методы их изготовления

Основные типы и параметры резьбы представлены на рис. 1.3. Резьбы стандартизованы.

1. *Метрическая резьба* (рис. 1.3, а) является треугольной резьбой с углом профиля  $\alpha = 60^\circ$ . Метрическая резьба является основным типом крепежной резьбы, используемой в России. Различают метрическую резьбу с крупным шагом и метрическую резьбу с мелким шагом. Статическая несущая способность метрической резьбы с крупным шагом выше, чем у мелких метрических резьб. При одинаковых диаметрах мелкие метрические резьбы отличаются от резьбы с крупным шагом лишь размером шага и высотой профиля.

Области применения резьбы с мелким шагом:

а) динамически нагруженные детали и детали, диаметры которых в основном определяются напряжениями изгиба и кручения (валы);

б) полые тонкостенные детали (трубы);

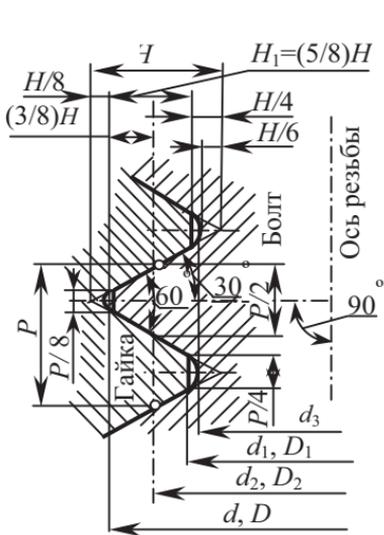
в) детали, у которых резьба применяется для регулировки.

2. *Трапецидальная резьба* по ГОСТ 9484-81, ГОСТ 24737-81, ГОСТ 24739-81 (рис. 1.3, б) является основной резьбой для передачи винт – гайка. Она более прочная и лучше центрируется, чем прямоугольная, имеет угол профиля  $\alpha = 30^\circ$ ; стандартизована в диапазоне диаметров от 8 до 640 мм.

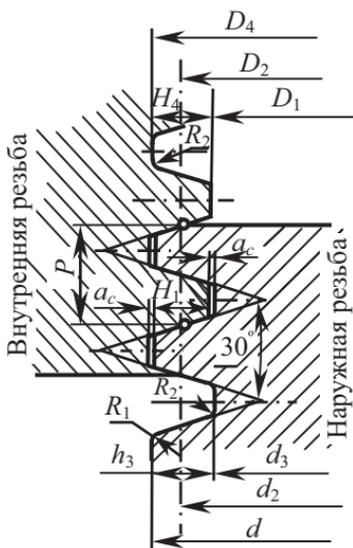
3. *Упорная резьба* по ГОСТ 10177-82 (рис. 1.3, в) представляет из себя трапецидальную несимметричную резьбу и предназначена для винтов с большой односторонней осевой нагрузкой. Угол наклона рабочей стороны профиля для повышения КПД выбран равным  $3^\circ$  (резьба с углом наклона  $0^\circ$  неудобна в изготовлении); угол наклона нерабочей стороны профиля  $30^\circ$ ; предусмотрен значительный радиус закругления впадин для снижения концентрации напряжений.

4. *Конические резьбы* обеспечивают герметичность без специальных уплотнений; их применяют для соединений труб, установки пробок, масленок и т. д. Стандартизованы три резьбы с конусностью 1:16 – метрическая с углом профиля  $\alpha = 60^\circ$ ; трубная ( $\alpha = 55^\circ$ ) и дюймовая ( $\alpha = 60^\circ$ ). Все эти резьбы допускают свинчивание с внутренними цилиндрическими резьбами.

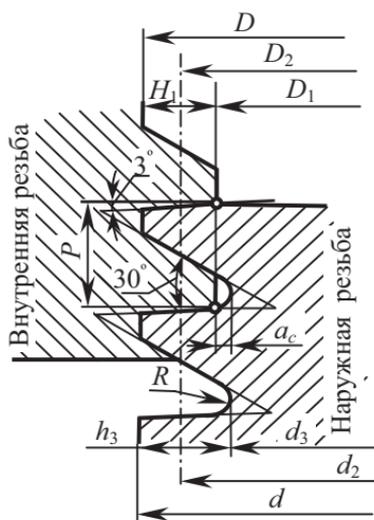
*Трубная резьба* по ГОСТ 6357-81 (рис. 1.3, г), применяется для соединения труб и арматуры трубопроводов в диапазоне условных размеров от  $1/16''$  до  $6''$ . Она представляет собой мелкую дюймовую резьбу, которая выполняется с закруглениями профиля. За номинальный размер диаметра принят условный внутренний диаметр трубы.



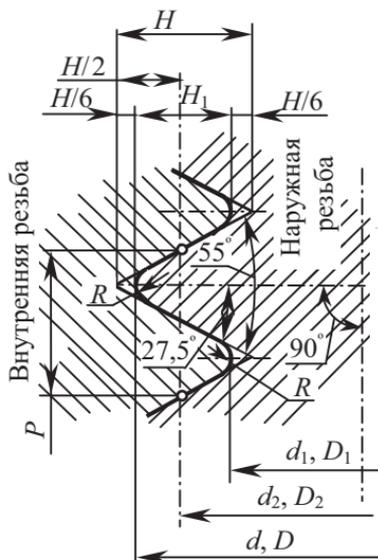
а)



б)



в)



г)

Рис. 1.3. Основные типы резьб

5. *Круглые резьбы* применяют, в основном, для винтов, подверженных большим динамическим напряжениям, а также часто завинчиваемых и отвинчиваемых в загрязненной среде (пожарная арматура, вагонные стяжки). Угол профиля  $30^\circ$ , большие радиусы закруглений, имеются зазоры, куда выжимаются попадающие в резьбу частицы загрязнений.

6. *Прямоугольная резьба* довольно широко применяется в винтовых механизмах. Изготовление этой резьбы на резьбонарезных станках невозможно. Ее изготавливают на токарно-винторезных станках (способ с низкой производительностью). Кроме того, у прямоугольной резьбы менее точное центрование по сравнению с другими резьбами. Поэтому в настоящее время она не стандартизована.

Применяют следующие методы изготовления резьб.

1. Нарезание вручную метчиками или плашками. Способ малопродуктивный. Его применяют в индивидуальном производстве и при ремонтных работах.

2. Нарезание на токарно-винторезных или специальных станках.

3. Фрезерование на специальных резьбонарезных станках. Применяют для нарезания винтов больших диаметров с повышенными требованиями к точности резьбы (ходовые и грузовые винты, резьбы на валах и т. д.).

4. Накатка на специальных резьбонакатных станках-автоматах. Этим высокопроизводительным и дешевым способом изготавливают большинство резьб стандартных крепежных деталей (болты, винты, шпильки). Накатка существенно упрочняет резьбовые детали.

5. Литьем на деталях из стекла, пластмассы, металлокерамики и др.

6. Выдавливание на тонкостенных изделиях из жести, пластмассы и т. д.

### **1.5. Конструкции крепежных резьбовых деталей и способы их стопорения от самоотвинчивания в резьбовых соединениях**

По конструкции различают болты, винты, шпильки, гайки общего назначения, широко распространенные в различных резьбовых соединениях и специального назначения, имеющие ограниченное применение. Все детали общего назначения стандартизованы. Среди винтов общего назначения различают крепежные, служащие для скрепления соединяемых деталей, и установочные, которые предназначены для предотвращения взаимного сдвига деталей. В отличие от крепежных установочные винты работают не на растяжение, а на срез.

К специальным болтам относятся *конусные болты* для отверстий из-под развертки (призонные болты), предназначенные для предотвращения взаимного сдвига деталей, которые испытывают при нагрузке деформации среза и смятия; *фундаментные болты*, служащие для закрепления машин на фундаменте и другие.

Описание конструкций различных крепежных деталей и винтов (болтов) специального назначения, рекомендации по их выбору приводятся в справочной литературе. Для повышения надежности резьбовых соединений весьма важным является предохранение их от самоотвинчивания и это особенно необходимо для соединений, подверженных вибрациям, переменным и ударным нагрузкам. Вибрации понижают трение и нарушают условие самоторможения в резьбе.

Многочисленные конструкции гаечных замков, применяемые в машиностроении для стопорения резьбовых деталей с целью предотвращения самоотвинчивания, основаны на трех принципах:

1) повышение сил трения на поверхностях контакта деталей соединения – в резьбе, на опорных поверхностях головки болта, гайки (рис. 1.4, а...е);

2) применение специальных, легко заменяемых надежных и дешевых ограничителей, препятствующих относительному смещению деталей соединения (рис. 1.4, ж...к);

3) стопорения наглухо (сварка, кернение) применяются для неразборных соединений (рис. 1.4, л).

Для *первой группы* увеличение трения создается в варианте *а* – контргайкой, в варианте *б* – стопорным кольцом из полиамида, которое завальцовано в гайку. Аналогичный принцип использован для стопорения винтов с помощью глухой или сквозной пробки из полиамида (рис. 1.4, в).

В последние годы получили распространение самоконтрящиеся гайки, дополнительное трение в которых создается натягом в верхней части гайки, деформированной на эллипс после нарезания резьбы (рис. 1.4, г).

Простейшим стопорным устройством является пружинная шайба (рис. 1.4, д), острые кромки которой, врезаясь в гайку и деталь, препятствуют самоотвинчиванию (ГОСТ 6402-70\*).

Аналогичный принцип положен в основу работы шайб с внутренними и наружными (рис. 1.4, е) зубьями.

Для стопорных устройств *второй группы* используют шплинты (рис. 1.4, ж), стопорные шайбы (рис. 1.4, з), ГОСТ 13463-77 и 13464-77; проволоку (рис. 1.4, к).

Недостатком стопорения шплинтами и отгибными шайбами является ступенчатость регулировки затяжки (рис. 1.4, з...м).

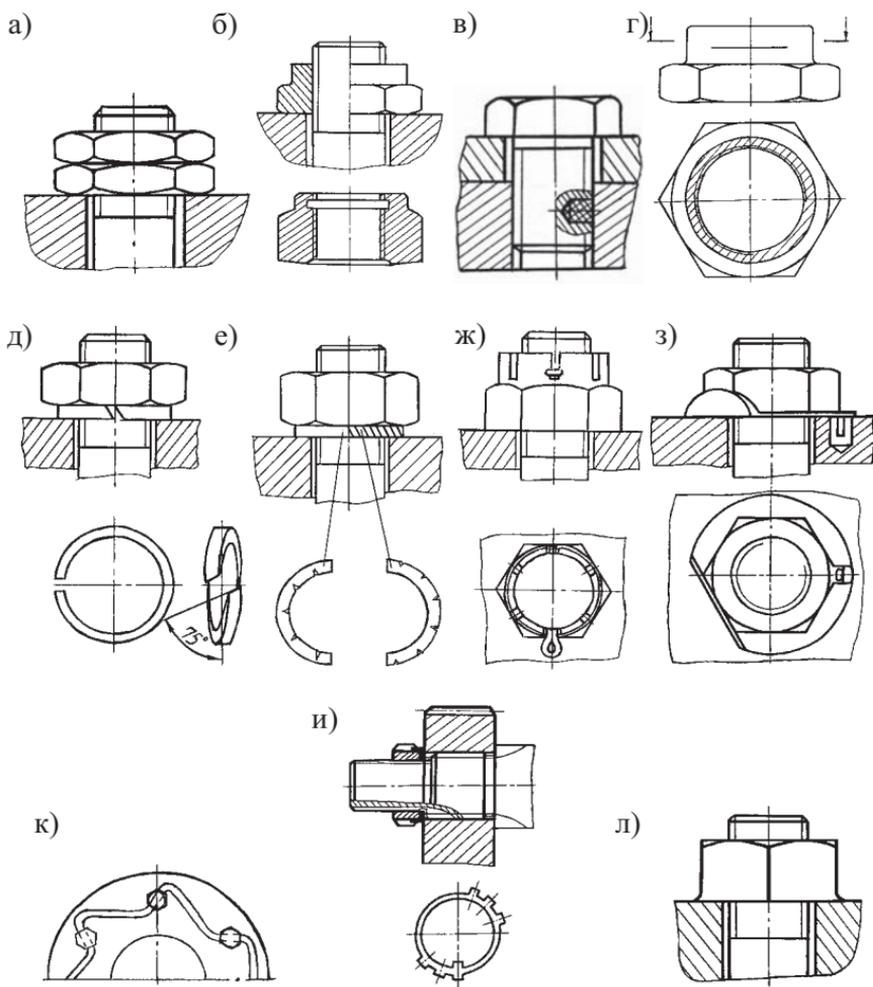


Рис. 1.4. Стопорные устройства

## 1.6. Материалы резьбовых деталей, классы прочности и допускаемые напряжения

Наиболее широко применяются резьбовые детали из низко- и среднеуглеродистых сталей типа: Ст. 3, сталь 10, сталь 45 и др. (крепежные изделия общего назначения, изготавливаемые методом холодной штамповки с последующей накаткой резьбы); автоматные стали А 12, которые хорошо обрабатываются резанием и поэтому используются для де-

талей, резьба которых нарезается; легированные стали 35Х, 30ХМ, 30ХГСА и др. применяются для высоконагруженных деталей, работающих при переменных нагрузках.

В самолетостроении применяют винты из титановых сплавов ВТ-14, ВТ-16. Масса винтов из титановых сплавов при одинаковых нагрузках вследствие меньшей плотности материала составляет 60 % от массы винтов из сталей.

Стальные болты, винты и шпильки в соответствии с ГОСТ 1750-86 изготовляют 12 классов прочности. *Первое число*, умноженное на 100, указывает минимальное значение предела прочности  $\sigma_b$ , МПа; *второе*, деленное на 10, есть отношение предела текучести к пределу прочности, а, следовательно, их произведение, умноженное на 10, представляет собой предел текучести  $\sigma_T$ , МПа. Обозначения классов прочности показаны в табл. 1.1, наиболее используемые материалы резьбовых деталей приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.1

### Классы прочности

Классы прочности	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Обозначения классов прочности	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.6	6.8	6.9	8.8	10.9	12.9	14.9

Таблица 1.2

### Механические характеристики материалов резьбовых деталей

Класс прочности	$\sigma_b$ , МПа		$\sigma_T$ , МПа	Марка стали	
	min	max		Болт	Гайка
3.6	300	490	200	Ст. 3, сталь 10	Ст. 3
4.6	400	550	240	20	3
5.6	500	700	300	30, 35	10
6.6	600	800	360	35, 45, 40Г	15
8.8	800	1000	640	35Х, 38ХА	20, 35
10.9	1000	1200	900	40Г2, 40Х, 30ХГСА	35Х, 38ХА

Сильно напряженные винты из легированных сталей, а также среднеуглеродистой качественной стали, работающие при переменной нагрузке, подвергают термической обработке: улучшению и закалке. Термообработкой достигают повышение прочности резьбовых деталей примерно на 75 %. Кроме того, применяют механические способы упрочнения винтов – обкатку резьбы и переходного участка от головки к стержню.



Для работы при высоких температурах, в агрессивных средах резьбовые детали делают из коррозионностойких, жаропрочных и других сталей с высоким содержанием хрома и никеля.

При необходимости резьбовые детали изготавливают с цинковым, хромовым, кадмиевым, никелевым и другими покрытиями.

**Примеры** условных обозначений резьбовых деталей.

Для болтов из стали 35X с резьбой M12, шагом 1,25, с полем допуска 6g длиной стержня 60, класса прочности 9:

*Болт* M12Ч1,25-6g Ч 60.8.8.35X ГОСТ 7798-70\*.

Для гайки класса прочности 10 из стали 35X с резьбой M12 и шагом 1,25, с полем допуска 6 G:

*Гайка* M12Ч1,25-6G. 10.35X ГОСТ5915-70\*.

Для болтов и гаек с крупным шагом из стали Ст.3 соответственно:

*Болт* M12-6g. 3.6 ГОСТ 7805-70;

*Гайка* M12-6G. 4.6 ГОСТ 5927-70.

Для шпилек по ГОСТ 22034-76 (рис. 1.5, а) с ввинчиваемым концом  $\ell_1 = 1,25 \cdot d$ , диаметром резьбы  $d = 16$  мм, с мелким шагом резьбы  $p = 1,5$  мм, с полем допуска 6g, длиной  $\ell = 120$  мм, классом прочности 5, из стали 40 X, без покрытия:

*Шпилька* M16Ч1,5 – 6g · 120.5.8 40X ГОСТ 22034-76.

Для шпилек по ГОСТ 9066-75 (рис. 1.5, б) типа Б, исполнения 2 с диаметром резьбы 48 мм, с крупным шагом резьбы 5 мм, с полем допуска 6g, с длиной шпильки 200 мм, с длиной ввинчиваемого резьбового конца 90 мм, из стали 35, категории III, группы качества 2, без покрытия:

*Шпилька* Б2М48 – 6g · 200.90.35.III.2 ГОСТ 9066-75.

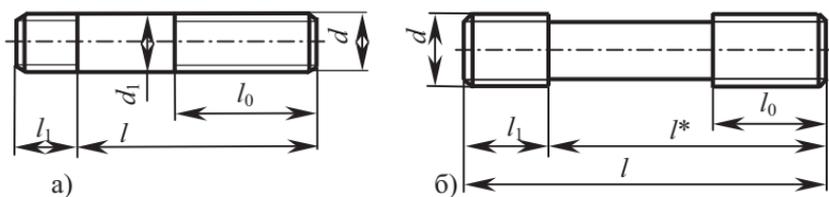


Рис. 1.5. Конструкции шпилек

### Допускаемые напряжения

При выборе допускаемых напряжений резьбовых деталей учитывается характер нагрузки – статическая или переменная, а для болтов,

винтов и шпилек с предварительной затяжкой принимается во внимание, производится или нет контроль затяжки.

При неконтролируемой затяжке допускаемые напряжения значительно уменьшают, особенно для болтов малых диаметров. Это связано с возможностью перенапряжения и даже разрушения болтов малых диаметров при неконтролируемой затяжке.

Допускаемые напряжения для болтов из мало- и среднеуглеродистых сталей при статических нагрузках определяют по формулам:

$$\begin{aligned}
 [\sigma]_p &= \frac{\sigma_T}{[S]}, \text{ при растяжении;} \\
 [\tau] &= 0,4\sigma_T, \text{ при срезе;} \\
 [\sigma]_{\text{см}} &= 0,8\sigma_T, \text{ при смятии,}
 \end{aligned}
 \tag{1.1}$$

где  $[S]$  – рекомендуемый запас прочности;  $\sigma_T$  – предел текучести материала болта (винта).

При неконтролируемой затяжке величину  $[S]$  можно принять по табл. 1.3.

Таблица 1.3

**Рекомендуемый запас прочности при неконтролируемой затяжке и постоянной нагрузке**

Материал болта (винта)	[S]		
	M6 ... M16	M16 ... M30	M30 ... M60
Углеродистая сталь	5 ... 4	4 ... 2,5	2,5 ... 4,5
Легированная сталь	6,5 ... 5	5 ... 3,3	3,3

Рекомендации для выбора запасов прочности  $[S]$  и определения допускаемых напряжений в зависимости от вида нагрузки, конструкции болтового соединения и затяжки (контролируемая или неконтролируемая) приведены в табл. 1.4.

Контролируемая затяжка применяется для ответственных резьбовых соединений, а также когда увеличение массы конструкции, связанной с увеличением диаметров болтов, является неоправданной (например, авиастроение). Контроль затяжки оговаривают специальными техническими условиями и выполняют не только при заводской сборке, но и при ремонте. Контроль затяжки осуществляется путем измерения деформации болтов или с помощью специальных ключей предельного момента.



Таблица 1.4

**Рекомендации для выбора запасов прочности  $[S]$  и определения допускаемых напряжений для болтов из мало- и среднеуглеродистых сталей**

Вид нагрузки	Характер нагрузки	Вид затяжки	Рекомендуемые значения запасов прочности и допускаемых напряжений, МПа
Растягивающая внешняя нагрузка	статическая	без затяжки	$[\sigma]_p = 0,6\sigma_T$
	статическая	неконтролируемая	$[S]$ по табл. 1.3
		контролируемая	$[S] = 1,5 \dots 2,5$
	переменная	неконтролируемая	$[S] \geq 2,5 \dots 4$ $[S]_T$ по табл. 1.3
		контролируемая	$[S] = 1,5 \dots 2,5$ $[S]_T = 1,5 \dots 2,5$
Поперечная внешняя нагрузка: а) болты поставлены с зазором	статическая или переменная	неконтролируемая	$[S]$ по табл. 1.3
		контролируемая	$[S] = 1,5 \dots 2,5$
	б) болты поставлены без зазора	статическая	умеренная, неконтролируемая
переменная		$[\tau]_{cp} = (0,2 \dots 0,3)_T$	
	статическая или переменная		$[\sigma]_{cm} = 0,8\sigma_T$ – сталь $[\sigma]_{cm} = (0,4 \dots 0,5)\sigma_B$ – чугун
Прочность деталей в стыке			$[\sigma]_{cm} = 0,8\sigma_T$ – сталь $[\sigma]_{cm} = 0,4\sigma_B$ – чугун $[\sigma]_{cm} = 1 \dots 2$ – бетон $[\sigma]_{cm} = 2 \dots 4$ – дерево



## 1.7. Взаимодействие между винтом и гайкой

### 1.7.1. Зависимость между моментом, приложенным к гайке, и осевой силой винта

При нагружении винта осевой силой  $F$  (рис. 1.6) для завинчивания гайки к ключу необходимо приложить момент  $T_{\text{зав.}}$ , который равен сумме моментов  $T_{\text{т}}$  (момент трения на опорном торце гайки) и  $T_{\text{р}}$  (реактивный момент в резьбе винта):

$$T_{\text{зав.}} = T_{\text{т}} + T_{\text{р}}, \quad (1.2)$$

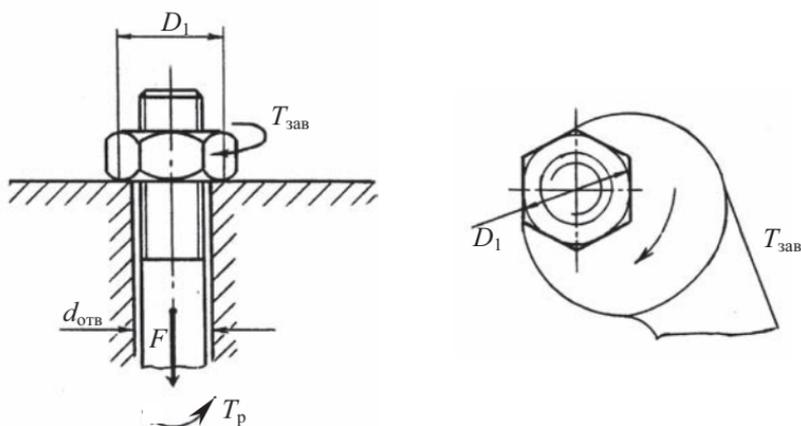


Рис. 1.6. Зависимость между моментом и осевой силой винта

Принимая приведенный радиус сил трения на опорном торце гайки равным среднему радиусу этого торца

$$r_{\text{ср}} = \frac{D_{\text{ср}}}{2} = \frac{D_1 + d_{\text{отв}}}{4},$$

где  $D_1$  – наружный диаметр опорного торца гайки;  $d_{\text{отв}}$  – диаметр отверстия под винт.

Найдем

$$T_{\text{т}} = F_f \frac{D_{\text{ср}}}{2}. \quad (1.3)$$

Момент сил в резьбе определяют, рассматривая элемент гайки как ползун, поднимающийся по виткам резьбы, угол наклона которой равен углу подъема винтовой линии  $\psi$ , развернутой по среднему диаметру резьбы  $d_2$  (рис. 1.7, а).

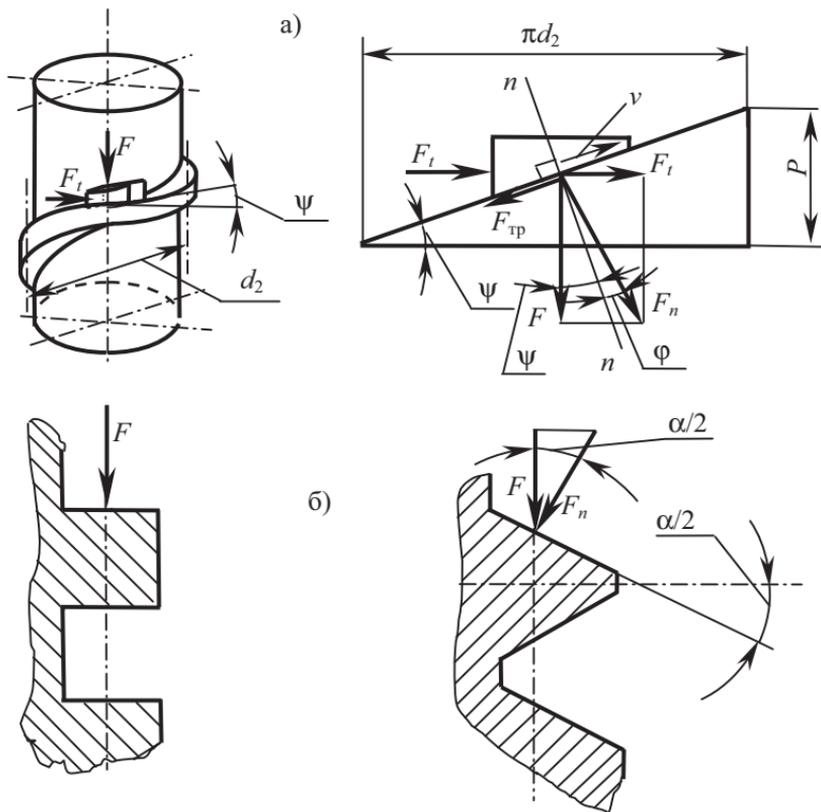


Рис. 1.7. Силы взаимодействия между винтом и гайкой

Сила взаимодействия наклонной плоскости с ползуном при относительном движении представляет собой равнодействующую нормальной силы и силы трения. Следовательно, эта сила  $F_n$  наклонена к нормали  $n-n$  под углом трения  $\varphi$ .

В результате разложения силы  $F_n$  получаем:

$$F_t = F \operatorname{tg}(\psi + \varphi), \tag{1.4}$$

где  $F_t$  – движущая окружная сила, касательная к окружности среднего диаметра резьбы  $d_2$ ;  $F$  – осевая сила на винте.

Момент в резьбе:

$$T_p = F_t \cdot \frac{d_2}{2} = 0,5 F d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi) . \quad (1.5)$$

Окружная сила трения в треугольной резьбе больше, чем в прямоугольной.

Для прямоугольной резьбы  $F_{\text{тр}} = F_n \cdot f$ , где  $f$  – коэффициент трения между трущимися поверхностями.

Для треугольной резьбы (рис. 1.7, б)

$$F_{\text{тр1}} = F_n \cdot f = \frac{F \cdot f}{\cos \alpha / 2} = F \cdot f_1 ,$$

где  $f_1 = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}$  – приведенный коэффициент трения;  $\alpha$  – угол профиля резьбы.

Угол трения для треугольной резьбы:

$$\varphi_1 = \frac{\varphi}{\cos \alpha / 2} ;$$

где  $\varphi_1 = \operatorname{arctg} f_1$ ,  $\varphi = \operatorname{arctg} f$ .

Для нормальной метрической резьбы угол  $\frac{\alpha}{2} = 30^\circ$ ;

$$f_1 \approx 1,15 f ;$$

$$\varphi_1 = 1,15 \varphi .$$

Подставляя значения моментов  $T_t$  и  $T_p$  в формулу (1.2), найдем искомую зависимость

$$T_{\text{зав}} = 0,5 F d_2 \left[ \left( \frac{D_{\text{сп}}}{d_2} \right) \cdot f + \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \right] . \quad (1.6)$$

При отвинчивании гайки окружная сила  $F_t$  и сила трения меняют направления действия, поэтому

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\varphi - \psi) .$$

Момент отвинчивания с учетом сил трения на торце гайки определяют по аналогии с формулой (1.6)

$$T_{\text{отв}} = 0,5 \cdot F \cdot d_2 \left[ \left( \frac{D_{\text{сп}}}{d_2} \right) \cdot f + \operatorname{tg}(\varphi - \psi) \right] . \quad (1.7)$$

Для треугольных и трапецидальных резьб в формулы (1.6) и (1.7) вместо коэффициента трения  $f$  и угла трения  $\varphi$  подставляют их приведенные значения соответственно  $f_1$  и  $\varphi_1$ .

Полученные зависимости позволяют отметить:

1) Отношение осевой силы винта  $F$  к силе  $F_k$ , приложенной на ручке ключа,  $F/F_k$ , подсчитанное по формуле (1.6) при длине ключа  $\ell \approx 15d$  и коэффициенте трения  $f = 0,15$  для стандартных метрических резьб, составляет  $F/F_k = 70 \dots 80$  – выигрыш в силе.

2) Стержень винта не только растягивается силой  $F$ , но и закручивается моментом  $T_p$ .

### 1.7.2. Самоторможение и КПД винтовой пары

Условия самоторможения:  $T_{\text{отв}} > 0$ , где  $T_{\text{отв}}$  определяется по формуле (1.7).

Рассматривая самоторможение только в резьбе, без учета трения на торце гайки, получим  $\text{tg}(\varphi - \psi) > 0$  или  $\psi < \varphi$ . Для крепежных резьб значение угла подъема  $\psi$  лежит в пределах  $2^\circ 30' \dots 3^\circ 30'$ , а угол трения  $\varphi$  изменяется в зависимости от коэффициента трения в пределах  $6^\circ$  (при  $f \approx 0,1$ ) ...  $16^\circ$  (при  $f \approx 0,3$ ). Таким образом, все крепежные резьбы – *самотормозящиеся*.

Ходовые резьбы могут быть как самотормозящими, так и несамотормозящими. Но надежное самоторможение наблюдается только при статических нагрузках. При переменных нагрузках, особенно при вибрациях, коэффициент трения существенно снижается (до 0,02 и ниже), и условие самоторможения нарушается. Происходит самоотвинчивание, если нет стопорных устройств.

КПД винтовой пары  $\eta$  представляет интерес главным образом для винтовых механизмов. Его можно вычислить по отношению работы, затраченной на завинчивание гайки без учета трения (т. е. при  $f = 0$ ), к той же работе с учетом трения. Т. к. углы поворота равны в том и другом случае, то КПД при завинчивании определяется как отношение моментов  $\eta = T'_{\text{зав}} / T_{\text{зав}}$ , где  $T'_{\text{зав}}$  – момент, определенный по формуле (1.6) при  $f = 0$  и  $\varphi = 0$ ;  $T_{\text{зав}}$  – момент, определенный по той же формуле при определенных значениях  $f$  и  $\varphi$ .

КПД собственно винтовой пары определяется при  $T_T = 0$

$$\eta = \frac{\text{tg}\psi}{\text{tg}(\psi + \varphi)} . \quad (1.8)$$

В самотормозящейся паре, где  $\psi < \varphi$ ,  $\eta < 0,5$ . Так как большинство винтовых механизмов самотормозящиеся, то их КПД меньше 0,5.



Из формулы (1.8) следует, что  $\eta$  возрастает с увеличением  $\psi$  и уменьшением  $\varphi$ . Для увеличения  $\psi$  в винтовых механизмах применяют многозаходные винты. Однако это приводит к уменьшению выигрыша в силе у винтовых механизмов. Для повышения КПД винтовых механизмов используют также различные средства, понижающие трение в резьбе: антифрикционные металлы, шлифовку, смазку.

### 1.7.3. Распределение осевой нагрузки по виткам резьбы

Распределение осевой нагрузки по виткам резьбы существенно неравномерно из-за неточности изготовления, т. к. абсолютно точно резьбу изготовить невозможно, а также из-за недостаточной податливости витков резьбы.

Неравномерность распределения сил по виткам резьбы усугубляется еще и тем, что витки на наиболее растянутой части винта сопряжены с витками, расположенными в наиболее сжатой части гайки.

Задача о распределении нагрузки по виткам статически неопределимая. Для ее решения уравнения равновесия дополняют уравнениями деформаций. Эта задача впервые была решена профессором Н. Е. Жуковским в 1902 г. Это сложное решение было выполнено для винта, сопряженного с десятивитковой гайкой. Из решения Жуковского следует, что на 1-й виток со стороны опорного торца гайки приходится 33 % общей силы на винт, на 2-й – 23 %, на 3-й – 15 % (всего, таким образом, на первые 3 витка действует 70 % всей нагрузки), а на последний 10-й виток менее 1 %. Деформации в резьбе, связанные с погрешностями профиля, контактные деформации и местные пластические деформации несколько снижают нагрузку на первый виток резьбы.

При столь резкой неравномерности распределения сил по виткам увеличение высоты гайки оказывается бесполезным.

График распределения нагрузки по виткам, полученный на основе решения системы уравнений для стандартной, шестивитковой гайки высотой  $H = 0,8d$ , изображен на рис. 1.8.

Теоретические и экспериментальные исследования позволили разработать конструкции специальных гаек, выравнивающих распределение нагрузки в резьбе (рис. 1.9).

На рис. 1.9, а, б изображены соответственно гайка с поднутрением и висячая гайка, которые в наиболее нагруженной нижней зоне тоньше и обладают большей податливостью. Кроме того, такие конструкции гаек позволяют заменить деформацию сжатия в обычных гайках деформацией растяжения, однозначной с деформацией растяжения винта. Все это способствует выравниванию нагрузки по виткам.

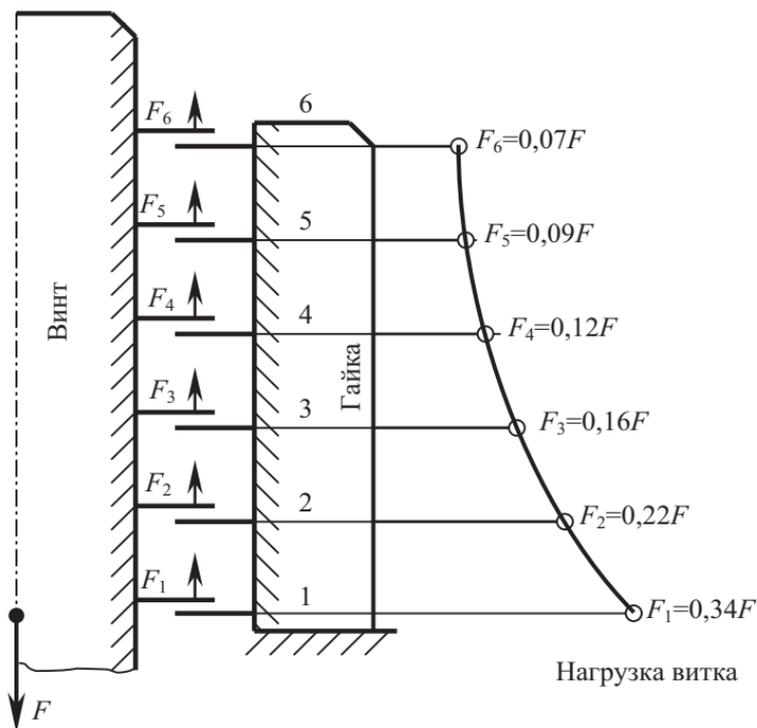


Рис. 1.8. Распределение нагрузки по виткам резьбы

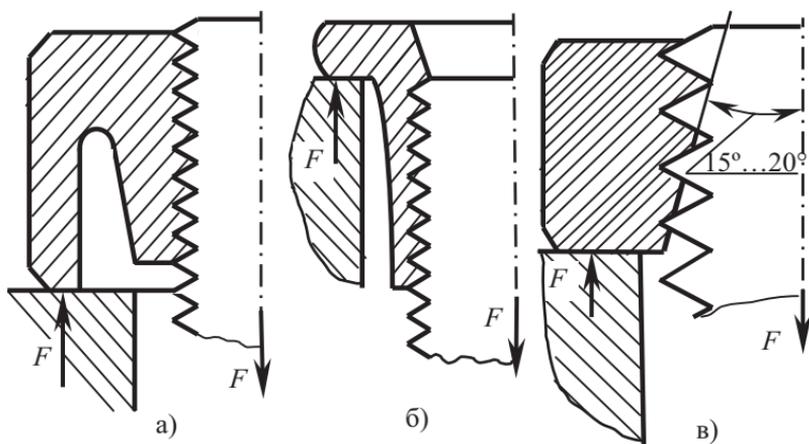


Рис. 1.9. Конструкции специальных гаек

На рис. 1.9, в изображена гайка, у которой срезаны вершины нижних витков резьбы под углом  $15...20^\circ$ . Это увеличивает податливость нижних витков винта, т. к. они соприкасаются с гайкой не всей поверхностью, а только вершинами. Это снижает нагрузку на нижние витки. Специальные гайки особенно желательно применять при переменных нагрузках.

Опытом установлено, что применение специальных гаек позволяет повысить прочность при динамических нагрузках резьбовых соединений на  $20...30\%$ .

При практических расчетах неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы учитывают коэффициентом  $K_m \approx 0,6...0,7$  – большие значения при  $\sigma_{вв}/\sigma_{вг} > 1,3$ , где  $\sigma_{вв}$  – предел прочности материала материала болта, а  $\sigma_{вг}$  – гайки. Это связано с тем, что увеличение относительной прочности материала винта позволяет в большей степени использовать пластические деформации в резьбе для выравнивания распределения нагрузки по виткам резьбы.

## 1.8. Расчет резьбы на прочность

Основные виды разрушения резьбы: крепежных – *срез* витков, ходовых – *износ* витков.

В соответствии с этим основными критериями работоспособности и расчета для крепежных резьб является прочность, связанная с напряжениями среза  $\tau$ ; для ходовых резьб – износостойкость, связанная с напряжениями смятия  $\sigma_{см}$  (рис. 1.10).

*Условия прочности резьбы по напряжениям среза:*

$$\begin{cases} \tau_{в} = \frac{F}{\pi \cdot d_1 \cdot H \cdot k_{п} \cdot k_m} \leq [\tau]_{ср} \text{ для винта;} \\ \tau_{г} = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot H \cdot k_{п} \cdot k_m} \leq [\tau]_{ср} \text{ для гайки,} \end{cases} \quad (1.9)$$

где  $H$  – высота гайки или глубина завинчивания винта в деталь;

$k_{п} = \frac{\overline{a\bar{e}}}{P} = \frac{\overline{c\bar{e}}}{P}$  – коэффициент полноты резьбы, принимаемый:

$k_{п} = 0,87$  – для треугольной резьбы;

$k_{п} = 0,65$  – для трапецеидальной резьбы;

$k_{п} = 0,5$  – для прямоугольной резьбы;

$k_m = 0,6...0,7$  – коэффициент неравномерности нагрузки по виткам резьбы;

$d_1$  – внутренний диаметр резьбы винта;  $d$  – номинальный (наружный) диаметр резьбы винта;  $F$  – внешняя осевая сила на винт;  $[\tau]_{\text{ср}}$  – допускаемое напряжение по табл. 1.4.

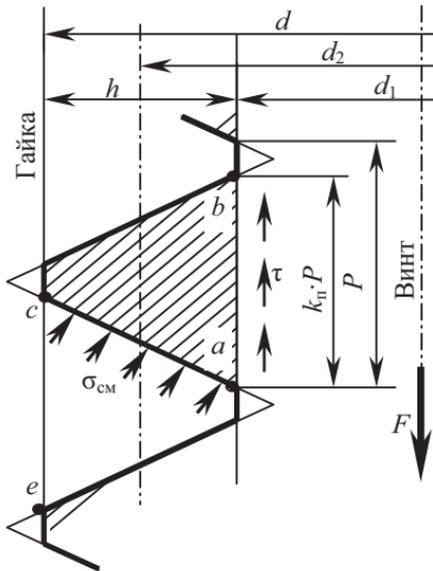


Рис. 1.10. К расчету резьбы на прочность

Если материалы винта и гайки одинаковы, то по напряжениям среза рассчитывают только резьбу винта, т. к.  $d_1 < d$ .

Условие износостойкости ходовой резьбы по напряжениям смятия:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot (d^2 - d_1^2) \cdot k_m \cdot z} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (1.10)$$

где  $z = \frac{H}{P}$  – число рабочих витков;  $[\sigma]_{\text{см}}$  – допускаемое напряжение смятия для более слабого материала (гайки или винта) из табл. 1.4.

Основным условием назначения высоты стандартных гаек является условие равнопрочности резьбы и стержня винта.

Так как предельные напряжения (пределы текучести материала) на срез и на растяжение находятся в зависимости  $\tau_{\text{т}} \approx 0,6\sigma_{\text{т}}$ , то условие равнопрочности резьбы на срез и стержня винта на растяжение имеет вид:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F}{\pi \cdot d_1 \cdot H \cdot k_{\text{п}} \cdot k_m} = 0,6 \sigma_{\text{р}} = 0,6 \cdot F / \left( \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \right),$$

где  $k_n = 0,87$  и  $k_m = 0,6$ ;  $\sigma_p = 4F/\pi \cdot d_1^2$  – напряжение растяжения в стержне винта, рассчитанное по внутреннему диаметру резьбы  $d_1$ .

$$\text{Откуда } H \approx 0,8 d_1. \quad (1.11)$$

Для нормальных стандартных гаек принимают

$$H = 0,8 d. \quad (1.12)$$

Кроме нормальных, еще предусмотрены: высокие гайки  $H = 1,2 d$  и низкие  $H = 0,5 d$ .

Так как  $d > d_1$ , то прочность резьбы для нормальных и высоких гаек превышает прочность стержня винта. Глубина завинчивания винтов и шпилек в стальные детали обычно составляет  $H_1 = d$ , в чугунные, силуминовые –  $H_1 \approx (1,5 \dots 3) d$  (для ответственных соединений делают еще больше).

Стандартные высоты гаек (кроме низких) и рекомендуемые глубины завинчивания исключают расчеты на прочность резьбы стандартных крепежных деталей.

## 1.9. Расчет резьбовых соединений

Виды нагрузок, действующих на резьбовые соединения в зависимости от условий нагружения, могут быть осевыми, поперечными и комбинированными, а по характеру нагружения – статическими и переменными.

В зависимости от назначения и условий сборки резьбовые соединения делятся на *ненапряженные* (без предварительной затяжки) и *напряженные* (с предварительной затяжкой), нагруженные предварительной осевой силой в процессе сборки, до приложения внешней нагрузки.

В связи с тем, что болты (винты), как правило, работают при значительной силе предварительной затяжки, для большей части болтов в машиностроении применяют расчеты на статическую нагрузку.

Выход из строя болтов, винтов и шпилек может происходить по одной из следующих причин:

1) разрыв соединения по резьбе или переходному сечению (по статистике 65 % разрушений происходит по первому витку резьбы от опорной поверхности гайки; 15 % – по переходному сечению);

2) разрушение стержня в подголовочной части (по статистике составляют 20 % разрушений);

3) повреждение и разрушение резьбы.

Последнее для стандартных винтов при нормальной и высокой гайках маловероятно.

Поэтому можно ограничиться расчетом винта на растяжение.

Условие прочности на растяжение для винтов

$$\sigma_p = \frac{F_{\text{расч}}}{A_1} \leq [\sigma]_p, \quad (1.13)$$

где  $A_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$  – площадь поперечного сечения стержня по внутреннему диаметру резьбы;  $F_{\text{расч}}$  – расчетная осевая нагрузка, учитывающая весь комплекс нагрузок, действующих на винт.

Откуда следует формула для проектного расчета

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{расч}}}{\pi \cdot [\sigma]_p}}. \quad (1.14)$$

Условие подбора винта, болта или шпильки по стандарту  $d_{1 \text{ табл}} \geq d_1$ , по которому затем подбираются все элементы резьбы, а по размерам соединяемых деталей – длина стержня.

При действии на резьбовое соединение поперечных нагрузок винты, поставленные с зазором и имеющие значительную предварительную затяжку, также рассчитывают по расчетному осевому усилию по (1.14), а винты, поставленные в отверстие без зазора, рассчитывают на срез и смятие из условий:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4 \cdot F_1}{\pi \cdot d_0^2} \leq [\tau]_{\text{ср}} \quad \text{и} \quad \sigma_{\text{см}} = \frac{F_1}{A_{\text{см. min}}} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (1.15)$$

где  $F_1$  – поперечная нагрузка на наиболее нагруженный винт;  $d_0$  – диаметр стержня винта определяют из условий прочности (1.15) при проектном расчете;  $A_{\text{см. min}}$  – площадь смятия участка  $\delta_{\text{min}}$  стержня винта, поставленного в отверстие деталей без зазора:  $A_{\text{см. min}} = \delta_{\text{min}} \cdot d_0$ ;  $[\tau]_{\text{ср}}$  и  $[\sigma]_{\text{см}}$  – допускаемые напряжения среза и смятия.

Подбор  $d_0$  ведут по максимальному расчетному значению  $d_{0 \text{ max}}$  из условия:  $d_{0 \text{ max}} \leq d_{0 \text{ табл}}$ .

Это общая схема расчета и подбора стандартных резьбовых деталей сохраняется для различных расчетных случаев.

Поэтому по существу расчеты резьбовых соединений при различных условиях нагружения сводятся к определению *расчетных нагрузок*. Проектный же расчет во всех расчетных случаях сводится к определению внутреннего диаметра резьбы винта  $d_1$  при расчете на растяжение или диаметра стержня  $d_0$  при расчетах на срез и смятие и дальнейшему подбору стандартных винтов по условиям

$$d_{1 \text{ табл}} \geq d_1 \quad \text{или} \quad d_{0 \text{ табл}} \geq d_{0 \text{ max}}.$$

Допущения, принимаемые при расчетах:

- 1) площадь опасного сечения винта при разрушении равна площади круга по внутреннему диаметру резьбы  $d_1$ ;
- 2) при центральном нагружении напряжения распределяются равномерно по сечению;
- 3) при центральном нагружении резьбового соединения (линия действия внешней нагрузки проходит через центр тяжести соединения) все винты нагружены одинаково;
- 4) в затянутом резьбовом соединении все винты имеют одинаковую предварительную затяжку;
- 5) в соединениях, нагруженных моментом, нагрузка, отнесенная к одному винту, распределяется пропорционально расстояниям от центра тяжести стыка до центров винтов.

### 1.9.1. Расчет винтов, нагруженных осевой силой без предварительной затяжки

Такое ненапряженное соединение встречается сравнительно редко. К винтам этой группы обычно относят те, которые находятся под действием силы тяжести.

Характерным примером данного случая может служить резьбовой хвостовик грузового крюка грузоподъемной машины.

Расчет ведут в предположении осевого нагружения растягивающей статической нагрузкой  $F$ , равной действительной внешней нагрузке. Опасное сечение, в соответствии с принятыми допущениями, берут по внутреннему диаметру резьбы  $d_1$ . Это обеспечивает некоторый дополнительный запас прочности 20...30 %, т. к. площадь фактического поперечного сечения больше.

Номинальное напряжение растяжения в резьбовой части винта

$$\sigma_p = \frac{F_{\text{расч}}}{A_p} \leq [\sigma]_p,$$

где  $F_{\text{расч}} = F$ ;  $[\sigma]_p$  – допускаемое напряжение на растяжение;

$A_p = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$  – площадь опасного сечения;

Расчетный внутренний диаметр резьбы

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot [\sigma]_p}}.$$

### 1.9.2. Расчет винта на совместное действие растяжения и кручения

В этом случае скручивание винта обусловлено его затяжкой, а внешняя осевая нагрузка равна усилию затяжки.

Примером таких соединений может служить винтовая стяжка (рис. 1.11, а) или затянутый болт без внешней нагрузки (рис. 1.11, б).

Эквивалентное напряжение в винте (болте) определяется по формуле (4-я теория прочности)

$$\sigma_{\text{эkv}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \leq [\sigma]_p, \quad (1.16)$$

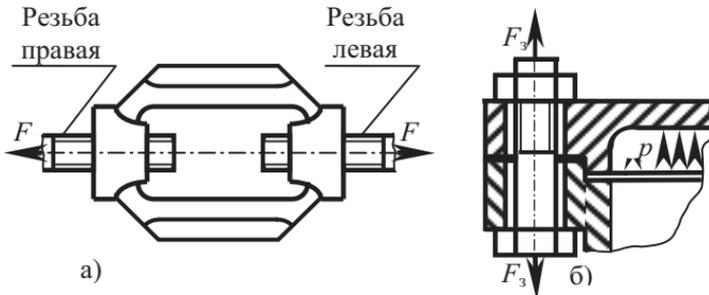


Рис. 1.11. К расчету винтов на совместное действие растяжения и кручения

где  $\sigma_p = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_1^2}$  или  $\sigma_p = \frac{4 \cdot F_{\text{зат}}}{\pi \cdot d_1^2}$  – напряжение растяжения (рис. 1.11, б);

$\tau_k = \frac{T_p}{W_p} = \frac{T_p}{0,2 \cdot d_1^3}$  – напряжение от скручивания стержня винта (болта) при затяжке.

Здесь  $T_p = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\psi + \varphi)$  – момент от сил трения в резьбе под действием осевого усилия  $F$  или  $F_{\text{зат}}$ , который вызывает в витках напряжение кручения  $\tau_k$ , влияние которого учитывается коэффициентом 1,3.

Для стандартных резьб при коэффициенте трения  $f = 0,15$ ,  $\sigma_{\text{эkv}} \approx 1,3\sigma_p$ .

Таким образом, расчет винтов, работающих при значительной силе затяжки, можно вести на растяжение по усилию затяжки, увеличенному в 1,3 раза, т. е.  $F_{\text{расч}} = 1,3 F$  (рис. 1.11, а) или  $F_{\text{расч}} = 1,3 F_{\text{зат}}$  (рис. 1.11, б).

$$\sigma_{\text{эkv}} = 1,3 \cdot \sigma_p = \frac{1,3 \cdot 4 \cdot F}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]_p. \quad (1.17)$$

### 1.9.3. Расчет затянутых резьбовых соединений при симметричном нагружении отрывающими силами

Этот расчетный случай типичен для большинства групповых соединений, встречающихся в машиностроении при креплении крышек, фланцев, плит и т. д.

В некоторых случаях к этим соединениям предъявляется требование герметичности (крышки резервуаров, нагруженные давлением жидкости или газа); в других случаях недопустимо раскрытие стыка, т. к. это может нарушить совместную работу деталей в узле и приводит к разрушению соединения (шатунные и фундаментные болты и им подобные). Указанные требования обеспечивают предварительной затяжкой резьбовых соединений, которая должна быть настолько сильной, чтобы после приложения рабочей нагрузки к соединению не произошло нарушение герметичности или раскрытие стыка.

На рис. 1.12 показан вариант крепления крышки цилиндра с помощью  $z$  болтов при избыточном давлении  $p$  в цилиндре.

Нагрузка на крышку определяется по формуле

$$Q = p \cdot A_{\text{ц}} = p \frac{\pi \cdot D_{\text{ц}}^2}{4}, \quad (1.18)$$

где  $A_{\text{ц}}$  – площадь в  $\text{мм}^2$  поперечного сечения цилиндра диаметром  $D_{\text{ц}}$ ;  $p$  – избыточное давление, МПа.

Полагая, что все болты одинаково нагружены, определяют внешнее усилие  $F$ , приходящееся на каждый болт

$$F = \frac{Q}{z} = p \frac{\pi \cdot D_{\text{ц}}^2}{4 \cdot z}. \quad (1.19)$$

Для определения результирующей осевой нагрузки  $F_0$ , приходящейся на каждый болт, рассматривают три стадии работы болтового соединения. На рис. 1.12, а показано соединение в ненапряженном состоянии ( $F_{\text{зат.}} = 0$  и  $F = 0$ ).

На рис. 1.12, б показано соединение после затяжки болтов усилием  $F_{\text{зат.}}$  при внешней нагрузке  $F = 0$ .

Под действием усилия  $F_{\text{зат.}}$  каждый болт удлинится (в соответствии с законом Гука), а детали соединения получат деформацию сжатия применительно к одному болту на величину

$$\Delta l_{\text{в}} = \frac{F_{\text{зат.}} \cdot l_{\text{в}}}{E_{\text{в}} \cdot A_{\text{в}}} = F_{\text{зат.}} \cdot \lambda_{\text{в}}; \quad \Delta l_{\text{д}} = \frac{F_{\text{зат.}} \cdot l_{\text{д}}}{E_{\text{д}} \cdot A_{\text{д}}} = F_{\text{зат.}} \cdot \lambda_{\text{д}}, \quad (1.20)$$

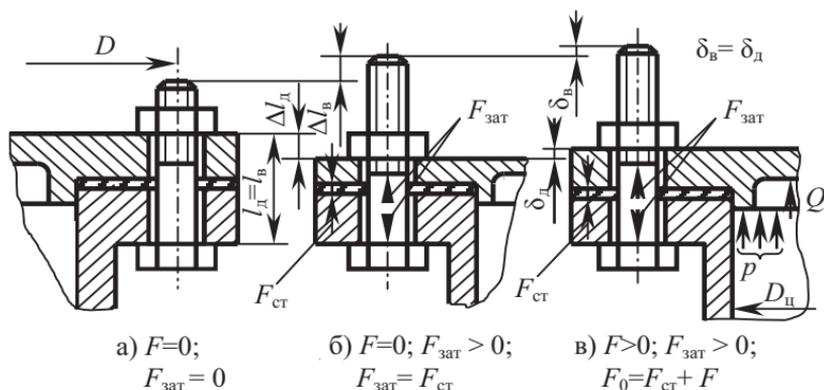


Рис. 1.12. К определению осевого усилия болта

где  $l_в = l_д$  – расчетная длина болтов и деталей соединения, равная сумме толщин фланца цилиндра, крышки и прокладки;  $E_в$  и  $E_д$  – модули упругости материалов болтов и деталей;  $A_в$  и  $A_д$  – площади поперечных сечений деформированной части болта и деталей, мм<sup>2</sup> (предполагается, что крышка и цилиндр выполнены из одного материала – стали или чугуна);

$$\lambda_в = \frac{l_в}{E_в \cdot A_в} \text{ и } \lambda_д = \frac{l_д}{E_д \cdot A_д} \text{ – податливости соответственно болтов и де-}$$

талей соединения, мм/Н.

На рис. 1.12, в показано соединение после приложения внешней нагрузки  $F$ .

Для выполнения условий герметичности и нераскрытия стыка необходимо, чтобы после приложения внешней нагрузки  $F$  обратная деформация (микродоформация) деталей соединения  $\delta_д$  была бы меньше деформации сжатия  $\Delta l_д$  под действием усилия затяжки ( $\delta_д < \Delta l_д$ ), т. к. в противном случае раскроется стык.

Из условия совместности деформаций под действием усилия  $F$  следует, что деформация (микродоформация)  $\delta_в$  стержня болта после приложения внешней нагрузки  $F$  равна обратной деформации деталей соединения  $\delta_д$ , т. е.

$$\delta_д = \delta_в. \quad (1.21)$$

Это значит, что только часть внешней нагрузки  $F$  передается на болт, а другая часть идет на разгрузку стыка.

При этом полная нагрузка на болт:

$$F_0 = F + F_{ст}, \quad (1.22)$$

где  $F_{\text{ст}}$  – усилие в стыке после приложения внешней нагрузки (остаточная затяжка).

Очевидно, что деформация деталей соединения  $\delta_{\text{д}}$  произошла в результате действия усилия  $F_{\text{зат}} - F_{\text{ст}}$ , а деформация болтов  $\delta_{\text{в}}$  вызвана усилием  $F - (F_{\text{зат}} - F_{\text{ст}})$ .

Используя равенство деформаций (1.21) на этой стадии нагружения соединения, получают уравнение:

$$(F_{\text{зат}} - F_{\text{ст}}) \cdot \lambda_{\text{д}} = (F - F_{\text{зат}} + F_{\text{ст}}) \cdot \lambda_{\text{в}},$$

преобразуя уравнение, получают:

$$F_{\text{зат}} \cdot (\lambda_{\text{в}} + \lambda_{\text{д}}) = F \cdot \lambda_{\text{в}} + F_{\text{ст}} \cdot (\lambda_{\text{в}} + \lambda_{\text{д}}).$$

$$\text{Откуда} \quad F_{\text{зат}} = F \frac{\lambda_{\text{в}}}{\lambda_{\text{в}} + \lambda_{\text{д}}} + F_{\text{ст}}, \quad (1.23)$$

$$F_{\text{ст}} = F_{\text{зат}} - \frac{\lambda_{\text{в}}}{\lambda_{\text{в}} + \lambda_{\text{д}}} \cdot F. \quad (1.24)$$

Далее, подставляя значение  $F_{\text{ст}}$  в формулу (1.22), находят

$$F_0 = F + F_{\text{зат}} - \frac{F \cdot \lambda_{\text{в}}}{\lambda_{\text{в}} + \lambda_{\text{д}}} = F_{\text{зат}} + F \cdot \left(1 - \frac{\lambda_{\text{в}}}{\lambda_{\text{в}} + \lambda_{\text{д}}}\right)$$

$$\text{или } F_0 = F_{\text{зат}} + F \frac{\lambda_{\text{д}}}{\lambda_{\text{в}} + \lambda_{\text{д}}}, \quad (1.25)$$

где выражение  $\frac{\lambda_{\text{д}}}{\lambda_{\text{в}} + \lambda_{\text{д}}}$  принято называть коэффициентом внешней (основной) нагрузки  $\chi$ . Средние, наиболее характерные значения коэффициента  $\chi$  для соединений металлических деталей без прокладок 0,2...0,3.

Итак, полная осевая нагрузка на болт для этого расчетного случая

$$F_0 = F_{\text{зат}} + \chi \cdot F. \quad (1.26)$$

Остаточная затяжка стыка от одного болта из формулы (1.24)

$$F_{\text{ст}} = F_{\text{зат}} - (1 - \chi) \cdot F. \quad (1.27)$$

Расчетная нагрузка с учетом скручивания болта при затяжке

$$F_{\text{расч}} = 1,3 \cdot F_{\text{зат}} + \chi \cdot F. \quad (1.28)$$

В формуле составляющая  $\chi \cdot F$  представляет долю внешней нагрузки  $F$ , приходящуюся на болт. Остальная часть  $F$ , равная  $F(1 - \chi)$ , разгружает стык, уменьшая величину предварительной затяжки  $F_{\text{зат}}$ . Анализируя полученные решения, можно отметить следующее:

1) с увеличением податливости болта  $\lambda_{\text{в}}$  и уменьшением податливости деталей соединения  $\lambda_{\text{д}}$  уменьшается  $\chi$ , а следовательно, и приращение нагрузки болта  $F_{\text{в}} = \chi \cdot F$ . Увеличение податливости болта можно



достигнуть за счет его конструкции, уменьшая, например, диаметр неразрезанной части до  $0,8d_1$ , существенно не уменьшая при этом прочности болта. Это особенно актуально для болтов с переменной нагрузкой, т. к. переменная составляющая и есть  $F_B$ ;

2) с уменьшением  $F_{\text{зат}}$  при постоянной  $F$  уменьшается остаточная затяжка  $F_{\text{ст}}$ .

Образование зазора в стыке ( $F_{\text{ст}} < 0$ ) *недопустимо*, т. к. при этом нарушается плотность соединения. Поэтому необходимо, чтобы выполнялось условие (1.27)

$$F_{\text{зат}} > (1 - \chi) \cdot F,$$

в этом случае  $F_{\text{ст}} > 0$  – условие нераскрытия стыка.

Необходимое усилие затяжки следует сохранить и в процессе эксплуатации, т. к. его уменьшение может привести к нарушению условия  $F_{\text{ст}} > 0$ . Это зависит от ряда факторов: качества обработки поверхностей стыка, числа поверхностей стыка, надежности способа стопорения, качества резьбы и т. д. Все эти факторы трудно учесть, и поэтому целесообразно применять затяжку, особенно при переменных нагрузках.

На практике рекомендуется принимать

$$F_{\text{зат}} = K_{\text{зат}} \cdot F, \quad (1.29)$$

где  $K_{\text{зат}}$  – коэффициент затяжки.

По условию нераскрытия стыка  $K_{\text{зат}} = 1,25 \dots 2$  при постоянной нагрузке;  $K_{\text{зат}} = 2,5 \dots 4$  – при переменной.

По условию герметичности:  $K_{\text{зат}} = 1,3 \dots 2,5$  при наличии мягкой прокладки;  $K_{\text{зат}} = 2 \dots 3,5$  при металлической фасонной прокладке;  $K_{\text{зат}} = 3 \dots 5$  при металлической плоской прокладке.

### **Определение податливости болта и деталей**

Для большинства практических случаев расчет податливости деталей связан с большими трудностями. Расчет и испытания показывают, что коэффициент  $\chi$  невелик и для соединений без мягких прокладок не превышает  $0,2 \dots 0,3$ .

В простейших случаях при болтах постоянного сечения и однородных материалах деталей

$$\lambda_B = \frac{l_B}{E_B \cdot A_B}; \quad \lambda_D = \frac{l_D}{E_D \cdot A_D}, \quad (1.30)$$

где  $E_B$  и  $E_D$  – модули упругости материалов болта и деталей;  $A_B$  и  $A_D$  – площади их сечений;  $l_B = l_D = h_1 + h_2$  – длина винта, подвергающаяся деформации, равная суммарной толщине деталей (рис. 1.13).



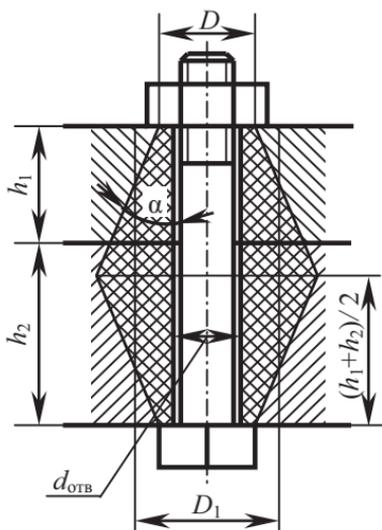


Рис. 1.13. К определению податливости деталей

Определение площадей сечений деталей производится для деформируемой зоны, обусловленной затяжкой.

Метод определения предложен профессором И. И. Бобарыковым в 1911 г., исследовавшим зависимость между усилиями и упругими характеристиками деталей стыка. По этому методу деформации соединяемых деталей распространяются по так называемым конусам давления, наружный диаметр меньших оснований которых  $D$  представляет наружный диаметр опорной поверхности гайки (головки болта, пружинной шайбы и т. д.) и образующие которых наклонены под углом  $\alpha = 45^\circ$ . Новейшими исследованиями установлено, что  $\alpha < 45^\circ$ . Рекомендуется принимать  $\text{tg } \alpha = 0,5$ .

Для упрощения расчетов конус заменяется цилиндром (рис. 1.13), наружный диаметр которого равен среднему диаметру конуса  $D_1$ .

$$D_1 = D + \frac{h_1 + h_2}{2} \text{tg } \alpha = D + \frac{h_1 + h_2}{4}; \quad A_d = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_{\text{отв}}^2);$$

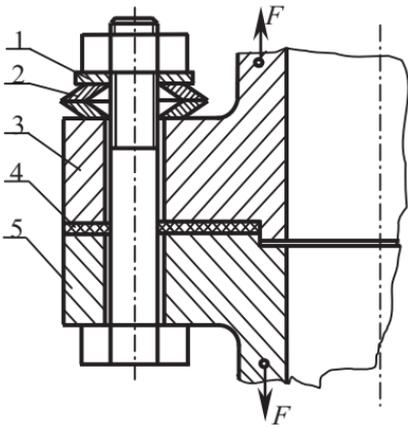
$$A_B = \frac{\pi d^2}{4},$$

где  $d$  – диаметр стержня болта.

В более сложных случаях коэффициенты податливости определяют по сумме податливостей участков болта с определенными площадями поперечных сечений и отдельных деталей

$$\lambda_B = \sum_1^n \lambda_{Bi} = \frac{1}{E_B} \left( \frac{l_1}{A_{B1}} + \frac{l_2}{A_{B2}} + \dots + \frac{l_n}{A_{Bn}} \right); \quad (1.31)$$

$$\lambda_d = \sum_1^n \lambda_{di} = \left( \frac{h_1}{E_{d1} \cdot A_{d1}} + \frac{h_2}{E_{d2} \cdot A_{d2}} + \dots + \frac{h_n}{E_{dn} \cdot A_{dn}} \right).$$



1.14. Резьбовое соединение с тарельчатыми пружинами

Рис.

На рис. 1.14 изображено соединение, в котором внешняя нагрузка  $F$  увеличивает деформацию болта, и деталей 1 и 2 (шайба и набор тарельчатых пружин). Поэтому при определении  $\chi$  детали 1 и 2 относят к деталям системы болтов, в которых под действием внешней нагрузки абсолютное значение деформаций возрастает, а детали 3, 4, 5, деформации которых уменьшаются, относят к деталям системы корпуса. При

$$\text{этом } \chi = \frac{\sum_5 \lambda_{дi}}{\left( \lambda_{в} + \sum_1 \lambda_{дi} \right)}. \quad (1.32)$$

### Прочность болтов (винтов) при переменной нагрузке

На рис. 1.15 представлена графически связь между силами, деформациями и напряжениями в деталях соединения.

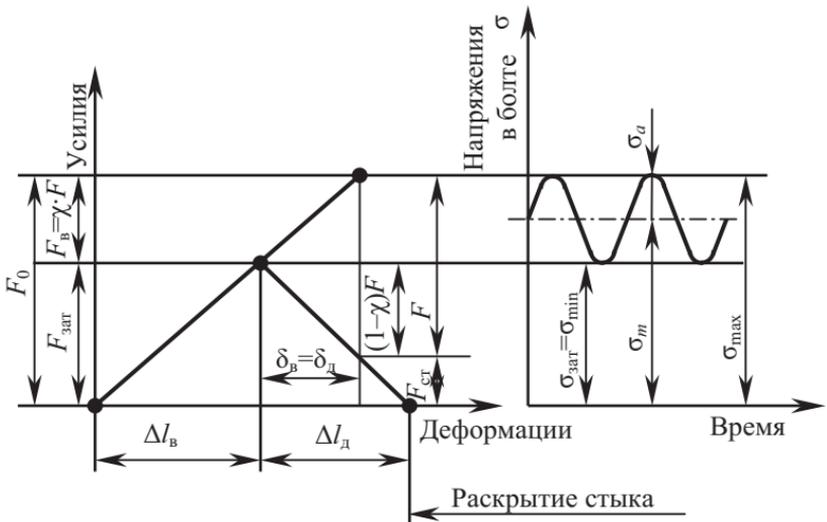


Рис. 1.15. К определению усилий и напряжений в болте

При переменных нагрузках минимальное напряжение цикла переменных напряжений вызывается действием усилия предварительной затяжки и определяется по формулам

$$\sigma_{\text{зат}} = \sigma_{\text{min}} = \frac{F_{\text{зат}}}{A_{\text{в1}}} = \frac{4 \cdot F_{\text{зат}}}{\pi \cdot d_1^2}. \quad (1.33)$$

Амплитуда цикла вызывается действием переменной составляющей внешнего усилия  $F$ , равной  $\chi \cdot F$

$$\sigma_a = \frac{\chi \cdot F}{2 \cdot A_{\text{в}}} = \frac{2 \cdot \chi \cdot F}{\pi \cdot d_1^2}. \quad (1.34)$$

Среднее напряжение

$$\sigma_{\text{т}} = \sigma_{\text{зат}} + \sigma_a. \quad (1.35)$$

Максимальное напряжение без учета скручивания

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_{\text{зат}} + 2 \cdot \sigma_a \quad \text{или} \quad \sigma_{\text{max}} = \frac{4 \cdot F_0}{\pi d_1^2}. \quad (1.36)$$

Запас прочности по переменным напряжениям подсчитывается по формуле для асимметричного цикла перемены напряжений

$$S = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \cdot K_{\sigma} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_{\text{т}}} \geq [S], \quad (1.37)$$

где  $\sigma_{-1}$  – предел выносливости материала болта  $[S] = 2,5 \dots 4$ ;  $\psi_{\sigma}$  – коэффициент чувствительности к асимметрии цикла напряжений (0,2...0,4);  $K_{\sigma}$  – эффективный коэффициент концентрации напряжений в резьбе, зависящий от многих факторов.

В приближенных расчетах рекомендуют  $K_{\sigma} \approx 3,5 \dots 4,5$  для углеродистых сталей;  $K_{\sigma} = 4 \dots 5,5$  – для легированных сталей. Большие значения при  $d > 20$  мм. Для накатанных резьб  $K_{\sigma}$  уменьшают на 20...30 %. При применении специальных гаек, выравнивающих распределение нагрузки по виткам резьбы, значение  $K_{\sigma}$  уменьшают на 30...40 %.

В формуле (1.37) масштабный фактор  $\epsilon_{\sigma}$  и коэффициент качества поверхности  $\epsilon_{\text{п}}$  упущены, т. к. они приняты равным 1, что приемлемо при предварительных расчетах.

Запас – «прочность при постоянных нагрузках» по текучести материала проверяют по формуле

$$S_{\text{т}} = \frac{\sigma_{\text{т}}}{\sigma_{\text{max}}} = \frac{\sigma_{\text{т}}}{(\sigma_{\text{т}} + \sigma_a)} \geq [S]_{\text{т}}; \quad (1.38)$$

$$[S]_{\text{т}} \geq 1,25.$$

## **Меры по повышению выносливости резьбовых соединений с переменной нагрузкой**

1. *Технологические мероприятия*: накатывание, шлифование резьб; применение плавных переходов у головок болтов и сбега резьбы, выполнение впадин резьбы с радиусом закругления  $r = (0,15...0,22)p$ , где  $p$  – шаг резьбы.

2. *Конструктивные мероприятия*: применение винтов и гаек специальных конструкций, уменьшающих концентрацию напряжений (болты с уменьшенным стержнем до  $0,8d$  и плавными переходами в подголовной части и сбега резьбы; висячие гайки, гайки с поднутрением (рис. 1.9) и другие конструкции; применение набора тарельчатых пружин (рис. 1.14) или других деталей для увеличения податливости системы болта и тем самым уменьшающих нагрузку на болт); применение некоторых специальных конструкций резьб диаметром более 80...100 мм, у которых специальный профиль резьбы обеспечивает за счет повышенной упругости витков гайки более благоприятное распределение нагрузки по виткам.

3. *Уменьшение диаметров болтов* в групповом соединении за счет их количества, что повышает выносливость соединения за счет масштабного фактора.

### **Общая методика расчета затянутых резьбовых соединений, нагруженных отрывающей силой при симметричном нагружении**

1. Определяют внешнюю нагрузку  $F$ , приходящуюся на один болт (винт) резьбового соединения, в зависимости от конструкции резьбового соединения (1.19).

2. Задаются коэффициентом затяжки  $K_{\text{зат}}$  и определяют усилие затяжки  $F_{\text{зат}}$  (1.29).

3. Предварительно задаются коэффициентом внешней нагрузки  $\chi = 0,2 \dots 0,3$  для резьбовых соединений без мягких прокладок;  $\chi = 0,5 \dots 0,8$  при наличии мягких прокладок.

4. Определяют расчетную нагрузку  $F_{\text{расч.}}$  (1.28).

5. Определяют расчетное значение внутреннего диаметра резьбы, приняв допускаемое напряжение материала болта по рекомендациям табл. 1.4, и выбирают резьбу болта

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{расч.}}}{\pi \cdot [\sigma]_p}}$$

6. Разрабатывают конструкцию узла, подбирают толщину деталей соединения, выбирают болты (винты) по стандарту, определяют величины податливостей  $\lambda_b$  и  $\lambda_d$  и коэффициент внешней нагрузки  $\chi$ .

7. Уточняют расчетную нагрузку (1.28).

8. Производят проверочные расчеты:

а) запас статической прочности

$$S_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}} \geq [S]_T, \text{ где } \sigma_{\max} = \frac{4 \cdot F_{\text{расч}}}{\pi d_1^2}.$$

б) запас прочности по переменным напряжениям для болтов, работающих с переменной нагрузкой (1.37).

Следует отметить, что пункты 6, 7 и 8 выполняют обычно для ответственных резьбовых соединений, работающих с переменной нагрузкой (например, шатунные болты).

#### 1.9.4. Расчет болтов при эксцентричном нагружении

Эксцентричное нагружение болта возникает из-за непараллельности опорных поверхностей деталей и гайки или головки болта (уклоны полок швеллеров, двутавров, погрешности изготовления болтов, гаск). Это приводит к возникновению напряжения изгиба стержня болта, которое часто значительно превосходит напряжение от растяжения.

В болтах с эксцентричным нагружением возникают напряжения растяжения  $\sigma_p$  и изгиба  $\sigma_{\text{и}}$  (рис. 1.16, а).

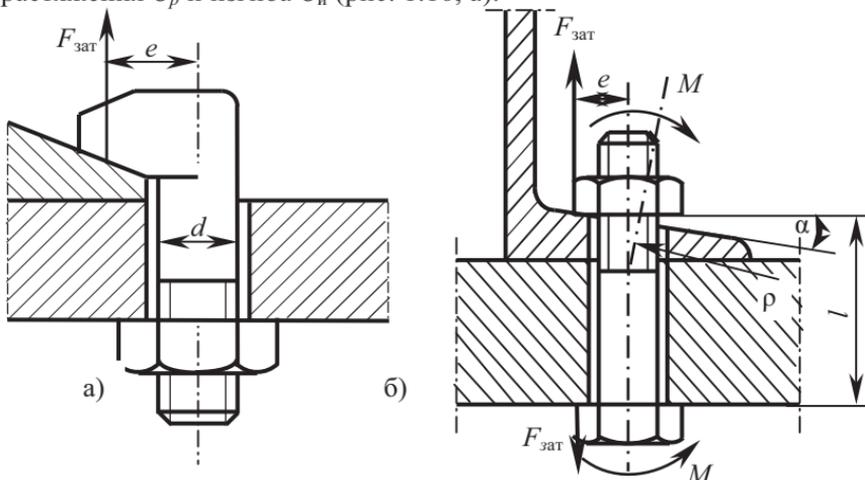


Рис. 1.16. Схема болта при эксцентричном нагружении: а – с эксцентричной головкой; б – при непараллельности опорных поверхностей

Суммарное напряжение

$$\sigma_{\Sigma} = 1,3\sigma_p + \sigma_{и} = \frac{1,3 \cdot 4F}{\pi d^2} + \frac{32F \cdot e}{\pi d^3} = \sigma_p \left( 1,3 + \frac{8e}{d} \right).$$

Из формулы видно, что при эксцентричном приложении нагрузки суммарные напряжения в винте могут во много раз превышать напряжения растяжения, например при эксцентриситете  $e = d_1$ ,  $\sigma_{\Sigma} = 9,3\sigma_p$ , т. е. суммарное напряжение более чем в 9 раз превышает напряжения растяжения. Поэтому следует избегать применения винтов с эксцентричными головками или по возможности устранять эксцентричное нагружение, применяя косые шайбы, планировку опорных поверхностей и т. д.

Подобная схема нагружения болта (шпильки) может быть и при использовании резьбовых деталей стандартных конструкций, если нормальный контакт опорных поверхностей не обеспечен (рис. 1.16, б).

В результате прижатия гайки болт деформируется. Напряжение изгиба, возникающее в стержне болта, если не учитывать действие осевой растягивающей силы, определяют исходя из следующих соображений.

Предполагают, что имеет место чистый изгиб стержня, тогда изгибающий момент

$$M_{и} = \frac{EJ}{\rho},$$

где  $E$  – модуль упругости материала болта (шпильки);  $J$  – момент инерции сечения стержня болта (шпильки).

На рис. 1.16, б  $\rho = \frac{l}{\operatorname{tg} \alpha}$ ; ввиду малости угла  $\alpha$  можно принять  $\operatorname{tg} \alpha \approx \alpha$

(где  $\alpha$  – в радианах) и  $\rho = \frac{l}{\alpha}$ .

Так как  $J = \frac{\pi d^4}{64}$  и  $W = \frac{\pi d^3}{32}$ , то напряжение изгиба в стержне

$$\sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W} = \frac{1}{2} E \alpha \frac{d}{l} \text{ Н/мм}^2.$$

В резьбовой части болта (шпильки) напряжения изгиба

$$\sigma_{и} = \frac{1}{2} E \alpha \cdot \left( \frac{d}{d_1} \right)^3 \frac{d}{l}.$$

Из анализа формул следует, что напряжения изгиба тем меньше, чем меньше диаметр стержня болта (шпильки) и чем длиннее болт (при прочих равных условиях).



### 1.9.5. Расчет затянутых резьбовых соединений, нагруженных центрально приложенной силой в плоскости стыка

Условием надежности таких соединений является отсутствие сдвига деталей в стыке. Конструкция предусматривает два возможных варианта без наличия разгрузочных приспособлений: 1) болты (болт) поставлены в отверстия с зазором и 2) – без зазора.

**Вариант 1.** Болты поставлены в отверстия с зазором (рис. 1.17, а).

Внешняя сила  $F$  уравнивается силами трения в стыке (соединение с одним болтом):

$$F_{\text{тр}} \cdot i > F$$

или, переходя к равенству

$$F_{\text{тр}} \cdot i = F \cdot K_{\text{зат}},$$

где  $K_{\text{зат}}$  – коэффициент запаса затяжки;  $i$  – число поверхностей стыка.

Усилие затяжки  $F_{\text{зат}}$  по отношению к силе трения  $F_{\text{тр}}$  является силой нормального давления.

Поэтому  $F_{\text{тр}} = F_{\text{зат}} \cdot f$  и  $F_{\text{зат}} \cdot f \cdot i = F \cdot K_{\text{зат}}$ ,

$$\text{откуда } F_{\text{зат}} = \frac{F \cdot K_{\text{зат}}}{f \cdot i}, \quad (1.39)$$

где  $f \approx 0,15 \dots 0,2$  – коэффициент трения в стыке для сухих чугунных и стальных поверхностей;  $K_{\text{зат}} = 1,3 \dots 1,5$  – при статической нагрузке;  $K_{\text{зат}} = 1,8 \dots 2$  – при переменной нагрузке.

Для группового болтового соединения (рис. 1.17, б) при количестве болтов  $z$  формула (1.39) будет иметь вид:

$$F_{\text{зат}} = \frac{F \cdot K_{\text{зат}}}{f \cdot i \cdot z}. \quad (1.40)$$

Расчетная нагрузка на один болт для этого расчетного случая с учетом скручивания болта при затяжке

$$F_{\text{расч}} = 1,3 \cdot F_{\text{зат}} = \frac{1,3 \cdot F \cdot K_{\text{зат}}}{f \cdot i \cdot z}. \quad (1.41)$$

Дальнейший расчет ведут на растяжение болта силой  $F_{\text{расч}}$ .

**Вариант 2.** Болт (болты) поставлены в отверстия без зазора (рис. 1.18). В этом случае болты испытывают деформации среза и смятия

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F_{\text{ср}}}{A_{\text{ср}}} \leq [\tau]_{\text{ср}},$$



где  $F_{\text{ср}} = \frac{F}{z}$  – сила среза, приходящаяся на один болт;  $A_{\text{ср}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot i$  – расчетная площадь среза одного болта;  $i$  – число поверхностей среза;  $d$  – диаметр стержня болта.

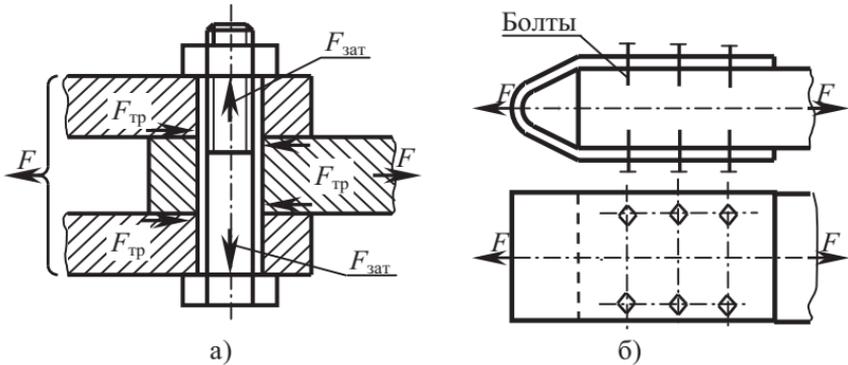


Рис. 1.17. Расчетная схема болтового соединения (вариант 1)

Тогда

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2 \cdot z \cdot i} \leq [\tau]_{\text{ср}}. \quad (1.42)$$

Напряжения смятия в стержне болта и на стенках отверстия определяют из формулы

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_{\text{см}}}{A_{\text{см.min}}} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (1.43)$$

где  $F_{\text{см}} = \frac{F}{z}$  – сила смятия, приходящаяся на один болт.

Минимальную площадь смятия  $A_{\text{см.min}}$  определяют следующим образом.  $A_{\text{см1}} = d \cdot (2 \cdot \delta_1)$  и  $A_{\text{см2}} = d \cdot \delta_2$ , а из полученных значений выбирают  $A_{\text{см.min}}$ .

Допускаемые напряжения  $[\tau]_{\text{ср}}$  и  $[\sigma]_{\text{см}}$  для более слабого материала деталей соединения принимают по табл. 1.4.

Следует отметить, что замена болтов (с зазором), работающих на «затяжку», болтами, работающими на срез, дает значительную экономию металла – масса такого болта становится меньше примерно в

8...9 раз. Однако изготовление болтов второго типа обходится дороже, причем при сборке требуется большая точность совпадения отверстий соединяемых деталей.

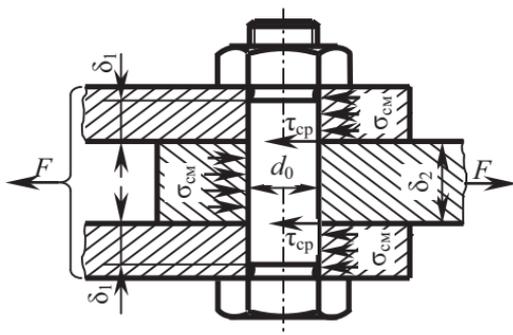


Рис. 1.18. Расчетная схема болтового соединения (вариант 2):  $d_0$ ,  $d$  – соответственно диаметр отверстия и стержня болта ( $d = d_0$ )

В случае использования специальных разгрузочных приспособлений в виде шпонок, штифтов, втулок и т. д. (рис. 1.19) винты выбирают в зависимости от конструкции соединения, учитывая наличие отрывающих, монтажных сил, опасности перегрузки винта при затяжке и др.

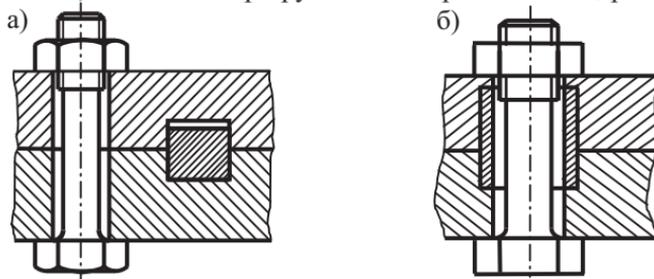


Рис. 1.19. Варианты разгрузочных устройств:  
а – шпонка; б – втулка

### 1.9.6. Резьбовое соединение, нагруженное моментом в плоскости стыка

Различают два вида таких соединений:

1. Группа болтов расположена на одном и том же расстоянии от центра соединения и каждый болт нагружен силой (рис. 1.20, б)

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{D \cdot z}, \quad (1.44)$$

где  $T$  – сдвигающий момент, действующий в плоскости стыка;  
 $D$  – диаметр окружности размещения болтов;  $z$  – количество болтов.

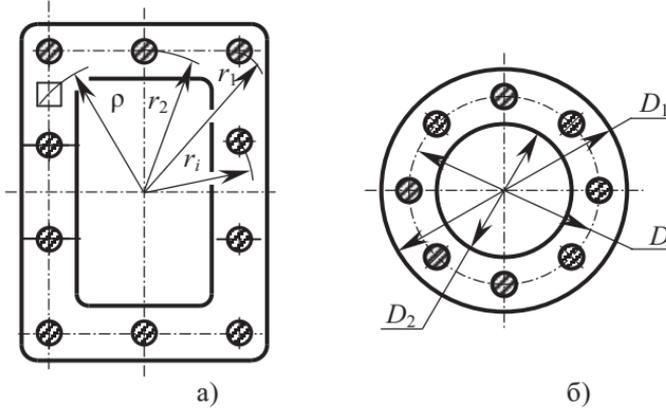


Рис. 1.20. Соединения под действием сдвигающих моментов

Примером таких узлов может служить фланцевая муфта (рис. 1.21).

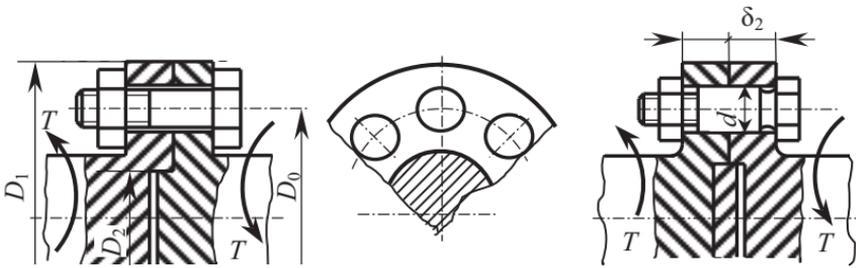


Рис. 1.21. К расчету фланцевого болтового соединения:  
 а – болты с зазором; б – болты без зазора

Здесь также рассматривают 2 варианта:

а) болты поставлены в отверстия с зазором:

$$F_{\text{расч}} = \frac{1,3 \cdot F_t \cdot K_{\text{зат}}}{f \cdot i}, \quad (1.45)$$

б) болты поставлены в отверстия без зазора:

$$F_{\text{расч}} = F_t.$$

2. Группа болтов расположена на разных расстояниях от центра соединения, относительно которого действует момент  $T$ . Болты нагружены силами, по величине пропорциональными расстояниям от центра соединения (рис. 1.20, а).

Часто такие соединения, кроме момента  $T$ , нагружены еще силой в плоскости стыка. Расчетная нагрузка в этом случае определяется для наиболее нагруженного болта по приведенной ниже методике.

### 1.9.7. Резьбовое соединение при эксцентричном нагружении в плоскости стыка

При расчетах соединений с эксцентричной нагрузкой (рис. 1.22) последняя приводится к центру тяжести соединения  $C$ , т. е. эксцентрично приложенная сила заменяется такой же центральной силой и моментом  $T$ . Момент стремится повернуть деталь соединения (косынку 1) относительно стойки 2; при этом момент действует относительно оси, проходящей через центр тяжести стыка.

Если разложить силу  $F$  на составляющие  $N = F \cdot \sin \alpha$  и  $R = F \cdot \cos \alpha$ , то действующей в плоскости стыка момент равен  $T = N \cdot m + R \cdot L$ .

Нагрузка на каждый болт соединения от центрально приложенной силы  $F$  составит

$$F_1 = \frac{F}{z},$$

где  $z$  – количество болтов в соединении.

Полагают, что нагрузка на болты от момента  $T$  для стыка произвольной формы распределяется пропорционально расстояниям от центра тяжести стыка (аналогично распределению напряжений при кручении). Тогда условие равновесия примет вид:

$$T = F_{T1} \cdot r_1 + F_{T2} \cdot r_2 + \dots + F_{Tn} \cdot r_n, \quad (1.46)$$

где  $r_1, r_2, \dots, r_n$  – радиусы расположения центров болтов (считают  $n = z$ ).

Выражая усилия  $F_{T2}, F_{T3}$  и т. д. через  $F_{T1} = F_{T \max}$ , ( $r_1 = r_{\max}$ ), получают

$$F_{T2} = F_{T1} \cdot \frac{r_2}{r_1}; \quad F_{T3} = F_{T1} \cdot \frac{r_3}{r_1}; \quad F_{Tn} = F_{T1} \cdot \frac{r_n}{r_1}.$$

Формула (1.46) приобретает вид

$$T = \frac{F_{T1}}{r_1} (r_1^2 + r_2^2 + \dots + r_n^2) = \frac{F_{T1}}{r_{\max}} \sum r_i^2, \quad (1.47)$$

откуда находят:

$$F_{T1} = \frac{T \cdot r_{\max}}{\sum r_i^2}, \quad (1.48)$$

где  $\sum r_i^2 = 4 \cdot (r_1^2 + r_4^2) + 2 \cdot (r_2^2 + r_5^2)$  при количестве болтов  $z = 12$  (рисунок 1.22).



Векторы усилий  $F_{T1}, F_{T2} \dots F_{Tn}$  перпендикулярны радиусам  $r_1, r_2 \dots r_n$ .  
 Согласно рис. 1.22 углы  $\beta = \arctg \frac{B}{a}$  и  $\gamma_1 = \beta - \alpha$ .

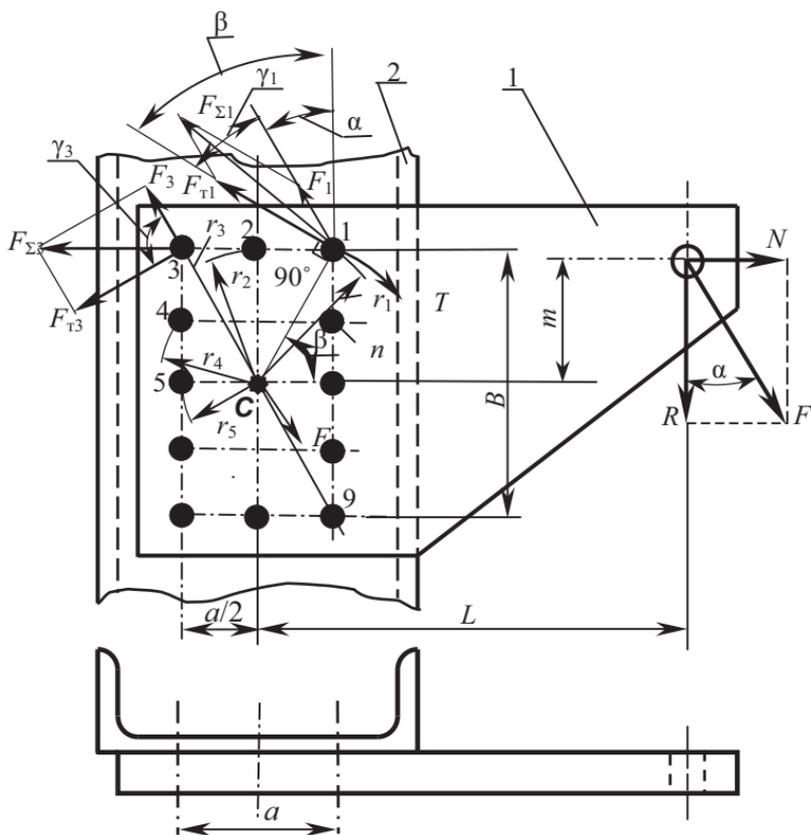


Рис. 1.22. Расчетная схема резьбового соединения, нагруженного эксцентрично силой  $F$  в плоскости стыка

По схеме наиболее нагруженный болт 1, т. к. угол  $\gamma_1$  между векторами  $\vec{F}_1$  и  $\vec{F}_{T1}$  – минимальный, а суммарное усилие на болт 1, равное геометрической сумме  $\vec{F}_{\Sigma 1} = \vec{F}_1 + \vec{F}_{T1}$ , будет максимальным:

$$F_{\Sigma 1} = F_{\Sigma \max} = \sqrt{F_1^2 + F_{T1}^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_{T1} \cdot \cos \gamma_1}. \quad (1.49)$$

Далее определяется расчетная нагрузка для двух вариантов.

1. Болты, поставленные в отверстия *с зазором*.

$$F_{\text{расч}} = 1,3 \cdot F_{\text{зат}} = 1,3 \cdot \frac{F_{\Sigma \text{max}} \cdot K_{\text{зат}}}{f \cdot i},$$

где  $f$  – коэффициент трения в стыке;  $i$  – число поверхностей стыка;  $K_{\text{зат}}$  – коэффициент запаса затяжки.

2. Болты, поставленные в отверстия *без зазора*.

$$F_{\text{расч}} = F_{\Sigma \text{max}}.$$

### 1.9.8. Резьбовое соединение при эксцентричном нагружении в плоскости, перпендикулярной к стыку

Этот расчетный случай часто встречается в практике (крепление кронштейнов, стоек, консолей, крепление к фундаменту или раме электродвигателей, редукторов и т. д.). При решении подобной задачи эксцентрично приложенная сила  $Q$  разлагается на составляющие силы, которые приводятся к центру стыка  $C$  (рис. 1.23).

$$N = Q \sin \alpha; R = Q \cos \alpha. \quad (1.50)$$

Таким образом, стык будет нагружен отрывающей силой  $N$ , сдвигающей  $R$  и моментом, который будет равен

$$M = R \cdot h - N \cdot m. \quad (1.51)$$

Полагают, что  $R \cdot h > N \cdot m$ , в противном случае направление действия момента будет противоположным показанному на рис. 1.23.

Возможность раскрытия стыка и сдвига кронштейна устраняют затяжкой болтов с силой  $F_{\text{зат}}$ .

Определение необходимого усилия затяжки осуществляется из условий **нераскрытия стыка** –  $F_{\text{зат}1}$  и **отсутствия сдвига** –  $F_{\text{зат}2}$ . В расчетах прочности используют наибольшее из усилий затяжки.

#### **Расчет по условию нераскрытия стыка**

До приложения нагрузки  $Q$  затяжка образует в стыке напряжения смятия, которые считают равномерно распределенными по стыку

$$\sigma_{\text{зат}} = \frac{F_{\text{зат}} \cdot z}{A_{\text{ст}}}, \quad (1.52)$$

где  $A_{\text{ст}}$  – площадь стыка.

Для несплошного стыка (рис. 1.23)

$$A_{\text{ст}} = ab \cdot (1 - \beta),$$

где

$$\beta = \frac{a'}{a}. \quad (1.53)$$

После приложения  $Q$  сила  $N$  растягивает болты и уменьшает напряжение в стыке на величину:



$$\sigma_N = \frac{N}{A_{ст}} \cdot (1 - \chi). \quad (1.54)$$

В (1.54)  $N \cdot (1 - \chi)$  – доля внешней нагрузки, которая идет на разгрузку стыка.

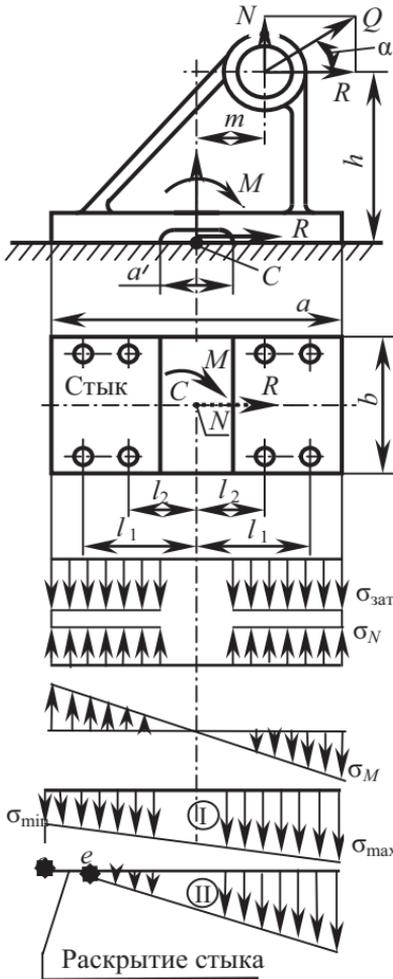


Рис. 1.23. Расчетная схема резьбового соединения под действием отрывающей силы и момента

Так как для подобных соединений значение  $\chi$  мало, то упрощая решение, примем  $\chi = 0$ , что идет в запас по условию нераскрытия стыка. Тогда:

$$\sigma_N = \frac{N}{A_{ст}}. \quad (1.55)$$

При определении напряжений в стыке от момента  $M$  полагают, что при достаточно большой затяжке, обеспечивающей нераскрытие стыка, плоскость стыка будет поворачиваться под действием момента относительно оси наименьшего сопротивления, которой является в данном случае ось симметрии стыка. Если затяжка отсутствует, то осью поворота будет кромка стыка.

Пренебрегая значением коэффициента внешней нагрузки  $\chi$ , определяют напряжение в стыке от момента:

$$\sigma_M = \frac{M}{W_{ст}}, \quad (1.56)$$

где  $W_{ст} = \frac{b \cdot a^2}{6} (1 - \beta^3)$  – момент сопротивления стыка изгибу без учета отверстий.

Эпюра изменения напряжений  $\sigma_M$  в стыке аналогична эпюре напряжений при изгибе.

Суммарная эпюра, при которой отсутствует раскрытие стыка, изображена на рис. 1.23 (вариант I). Вариант II свидетельствует о раскрытии стыка на участке *се*.

По условию нераскрытия стыка  $\sigma_{\min} > 0$  или  $\sigma_{\text{зат.1}} > \pm \sigma_N + \sigma_M$ .

Введя коэффициент запаса по нераскрытию стыка  $K_1 = 1,3 \dots 2$ , получают напряжение в стыке из условия нераскрытия стыка

$$\sigma_{\text{зат1}} = K_1 \cdot (\pm \sigma_N + \sigma_M). \quad (1.57)$$

Усилие затяжки каждого болта определяют из (1.52)

$$F_{\text{зат1}} = \frac{\sigma_{\text{зат1}} \cdot A_{\text{ст}}}{z}. \quad (1.58)$$

Знак «-» перед  $\sigma_N$  для случая, когда сила  $N$  прижимает кронштейн к стыку.

### **Расчет по условию отсутствия сдвига в стыке**

В соединениях, не имеющих разгрузочного устройства от сдвига деталей, сила  $R$  уравновешивается силами трения в стыке, а условие прочности сцепления в стыке записывается так:

$$F_{\text{тр}} > R.$$

Сила трения при затяжке

$$F_{\text{тр}} = (F_{\text{зат2}} \cdot z \pm N) \cdot f.$$

Знак «+» перед силой  $N$  в случае, если она сжимает стык.

С учетом коэффициента запаса по отсутствию сдвига  $K_2 \approx 1,3 \dots 2$ , условие отсутствия сдвига примет вид

$$(F_{\text{зат2}} \cdot z \pm N) \cdot f = K_2 \cdot R. \quad (1.59)$$

Тогда

$$F_{\text{зат2}} = \frac{K_2 \cdot R \pm N \cdot f}{z \cdot f}. \quad (1.60)$$

Ориентировочно коэффициент трения в стыке можно принимать:

$f = 0,15 \dots 0,20$  – сталь по чугуну (по стали);  $f = 0,25$  – сталь, чугун по дереву;  $f \approx 0,3 \dots 0,35$  – сталь (чугун) по бетону.

В (1.59) не учитывается действие момента, так как он не сдвигает детали и не изменяет суммарного значения сил трения в стыке.

При расчете прочности болтов учитывают наибольшую силу затяжки  $F_{\text{зат}}$  из найденных по (1.58) и (1.60) и внешнюю осевую нагрузку  $F$ , приходящуюся на наиболее нагруженный болт (болты) соединения, которая определяется из формулы

$$F = \pm \frac{N}{z} + \frac{M \cdot l_{\max}}{\sum l_i^2}, \quad (1.61)$$



где  $l_{\max} = l_1$  – расстояние от центральной оси (при симметричной форме стыка – это ось симметрии) до центра наиболее удаленного болта (болтов) соединения;  $l_i$  – расстояние от центральной оси до центра  $i$ -го болта.

$$\sum l_i^2 = 4 \cdot (l_1^2 + l_2^2) \text{ согласно рис. 1.23.}$$

Расчетная растягивающая нагрузка на болт

$$F_{\text{расч}} = 1,3 \cdot F_{\text{зат}} + \chi \cdot F. \quad (1.62)$$

Проверка прочности фундамента согласно рис. 1.23 осуществляется по условию:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\text{зат}} \mp \sigma_N + \sigma_M \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

где  $[\sigma]_{\text{см}}$  – допускаемое напряжение смятия для материала фундамента.

Если деталь крепится к металлической раме, то такая проверка не требуется.

Форма стыка оказывает существенное влияние на прочность соединения. Например, для сплошного 1 и несплошного 2 стыков (рис. 1.24) при одинаковой внешней нагрузке  $M$ , напряжение в стыке  $\sigma_M$  во втором стыке возрастет примерно только на 12 % по сравнению с 1-м, а площадь уменьшится на 50 %. При этом условии нераскрытия несплошного стыка можно обеспечить затяжкой болтов, уменьшенной примерно на 40 %. Поэтому, если прочность фундамента позволяет, то выгоднее применить несплошной стык, так как при прочих равных условиях, расчетная нагрузка на болты меньше. При этом подвергается механической обработке и обрабатывается значительно меньшая площадь стыка детали при ее изготовлении.

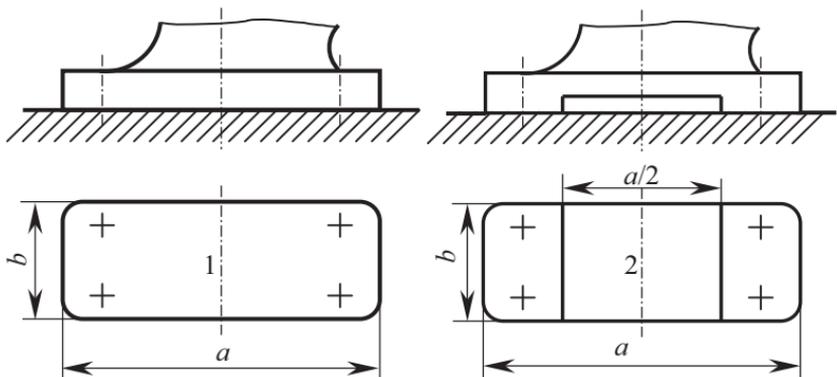


Рис. 1.24. Формы стыков

**Пример 1.** Рассчитать стяжной болт 3 конструкции (рис. 1.25), состоящей из двух жестких фланцев 1 и упругой прокладки 2, нагруженный осевой силой  $F=10$  кН.

После подбора болта определить фактический запас прочности (запас прочности при упругой прокладке) и запас прочности в случае замены упругой прокладки на жесткую металлическую с модулем упругости материала  $E_{жл2}=0,9 \cdot 10^5$  МПа.

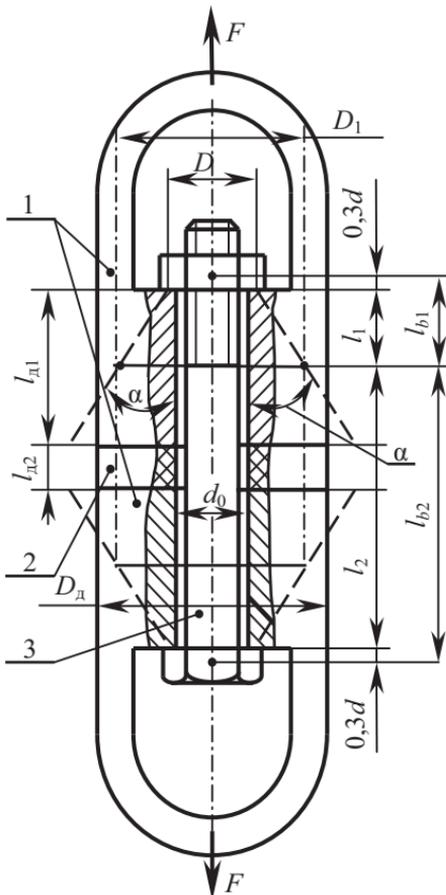


Рис. 1.25. Схема для расчета стяжного болта конструкции

*Размеры конструкции:*

$D_d=80$  мм,  $l_{d1}=45$  мм,  $l_{d2}=10$  мм,  $l_1=15$  мм,  $l_2=85$  мм.

Материал болта сталь 45 с пределом текучести  $\sigma_T=360$  МПа, модулем упругости материала фланцев:  $E_{д1}=2,1 \cdot 10^5$  МПа, упругой прокладки  $E_{д2}=4 \cdot 10^3$  МПа, болта  $E_B=2,1 \cdot 10^5$  МПа.

Болт под нагрузкой не затягивается.

**Решение.** 1. Усилие предварительной затяжки

$$F_{зат} = K_{зат} \cdot F = 1,6 \cdot 10 = 16 \text{ кН,}$$

где  $K_{зат}=1,6$  – коэффициент затяжки.

2. Определяют расчетную нагрузку из условия нераскрытия стыка

$$F_{расч} = 1,3 \cdot F_{зат} + \chi \cdot F = 1,3 \cdot 16 + 0,65 \cdot 10 = 27,3 \text{ кН,}$$

где  $\chi = 0,65$  – коэффициент внешней нагрузки при наличии мягких прокладок ( $\chi = 0,5 \dots 0,8$ ).

3. Допускаемое напряжение

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[S]} = \frac{360}{3} = 120 \text{ МПа,}$$

где  $[S] = 3$  – рекомендуемый запас прочности при неконтролируемой затяжке (для резьбы M16...M30  $[S] = 2,5 \dots 4$ ).

#### 4. Расчетный внутренний диаметр резьбы

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_{\text{расч}}}{\pi \cdot [\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 27,3 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 120}} = 17,02 \text{ мм}.$$

Согласно ГОСТ 9150-81 подбирают резьбу метрическую М20. Параметры резьбы:  $d=20$  мм,  $d_1=17,294$  мм,  $d_2=18,376$  мм,  $p=2,5$  мм. Подбирают стандартный болт с учетом размеров конструкции. Болт М20×120.6.6.45 ГОСТ 7798-70\*.

Размер под ключ  $S=30$  мм (рис. 1.25  $S = D$ ).

#### 5. Коэффициент внешней нагрузки:

а) при наличии упругой прокладки

$$\chi_y = \frac{\lambda_{\text{ду}}}{\lambda_{\text{в}} + \lambda_{\text{ду}}} = \frac{1,64 \cdot 10^{-6}}{(1,64 + 1,8) \cdot 10^{-6}} = 0,4767,$$

где

$$\lambda_{\text{ду}} = 2 \cdot \frac{l_{\text{д1}}}{E_{\text{д1}} \cdot A_{\text{д1}}} + \frac{l_{\text{д2}}}{E_{\text{д2}} \cdot A_{\text{д2}}} = 2 \cdot \frac{45}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1783,7} + \frac{10}{4 \cdot 10^3 \cdot 1783,7} = 1,64 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н};$$

$$\lambda_{\text{в}} = \frac{1}{E_{\text{в}}} \left( \frac{l_{\text{в1}}}{A_{\text{в1}}} + \frac{l_{\text{в2}}}{A_{\text{в2}}} \right) = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \left( \frac{21}{234,78} + \frac{91}{314} \right) = 1,8 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н};$$

$$A_{\text{д1}} = A_{\text{д2}} = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_0^2) = \frac{3,14}{4} (52,5^2 - 22^2) = 1783,7 \text{ мм}^2;$$

$$A_{\text{в1}} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 17,294^2}{4} \cong 234,78 \text{ мм}^2;$$

$$A_{\text{в2}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 20^2}{4} = 314 \text{ мм}^2;$$

$d_0 = 22$  мм – диаметр отверстия под болт, принятый после расчета болта;

$D_1 = D + l_{\text{д1}} \text{tg}\alpha = 30 + 45 \cdot 0,5 = 52,5$  мм – диаметр условного цилиндра (цилиндра влияния);

$\text{tg}\alpha = 0,5$ ;

$l_{\text{в1}} = l_1 + 0,3 \cdot d = 15 + 0,3 \cdot 20 = 21$  мм;

$l_{\text{в2}} = l_2 + 0,3 \cdot d = 85 + 0,3 \cdot 20 = 91$  мм;

б) при наличии жесткой прокладки

$$\chi_{\text{ж}} = \frac{\lambda_{\text{дж}}}{\lambda_{\text{в}} + \lambda_{\text{дж}}} = \frac{3,0256 \cdot 10^{-7}}{(18 + 3,0256) \cdot 10^{-7}} = 0,1439,$$



где

$$\lambda_{дж} = 2 \cdot \frac{l_{д1}}{E_{д1} \cdot A_{д1}} + \frac{l_{д2}}{E_{д2} \cdot A_{д2}} = 2 \cdot \frac{45}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1783,7} + \frac{10}{0,9 \cdot 10^5 \cdot 1783,7} = 3,0256 \cdot 10^{-7} \text{ мм/Н.}$$

## 6. Расчетные нагрузки

$$F_{\text{расч. у}} = 1,3 \cdot F_{\text{зат}} + \chi_{\text{у}} \cdot F = 1,3 \cdot 16 + 0,4767 \cdot 10 = 25,567 \text{ кН};$$
$$F_{\text{расч. ж}} = 1,3 \cdot F_{\text{зат}} + \chi_{\text{ж}} \cdot F = 1,3 \cdot 16 + 0,1439 \cdot 10 = 22,239 \text{ кН.}$$

## 7. Напряжения в болте

$$\sigma_{\text{р.у}} = \frac{4 \cdot F_{\text{расч.у}}}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 25,567 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 17,294^2} = 108,9 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{р.ж}} = \frac{4 \cdot F_{\text{расч.ж}}}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 22,239 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 17,294^2} = 94,7 \text{ МПа.}$$

## 8. Запасы прочности

$$S_{\text{у}} = \frac{\sigma_{\text{т}}}{\sigma_{\text{р.у}}} = \frac{360}{108,9} = 3,3 \leq [S] = 3,5;$$

$$S_{\text{ж}} = \frac{\sigma_{\text{т}}}{\sigma_{\text{р.ж}}} = \frac{360}{94,7} = 3,8 \geq [S] = 3,5.$$

*Вывод.* При неконтролируемой затяжке согласно табл. 1.3 рекомендуемый запас прочности  $[S] \approx 3,5$ , соответствующий резьбе М20. Поэтому при наличии мягкой прокладки ( $S_{\text{у}} < [S]$ ) следует применить контролируемую затяжку болта.

Тогда согласно табл. 1.4.  $[S] = 1,5 \dots 2,5$ .

**Пример 2.** К рычагу 1, который крепится к серьге 2 (рис. 1.26) двумя болтами, приложена статическая нагрузка  $Q = 900 \text{ Н}$ .

Рассчитать болтовое соединение в случае постановки болтов в отверстие *с зазором* и *без зазора*, обеспечив при этом запас прочности рычага в опасном сечении в пределах  $[S] = 1,5 \dots 2$ .

Материал деталей: болт – сталь Ст.35 ( $\sigma_{\text{т}} = 300 \text{ МПа}$ ); рычаг и серьга – сталь 3 ( $\sigma_{\text{т}} = 200 \text{ МПа}$ ).

Коэффициент трения в плоскости стыка  $f = 0,2$ , коэффициент затяжки  $K_{\text{зат}} = 1,3$ .

Размеры конструкции:  $l = 750 \text{ мм}$ ,  $c = 60 \text{ мм}$ ;  $s = 10 \text{ мм}$ ,  $b$  – принять конструктивно после расчета болтов.

**Решение.** Болты поставлены в отверстие *с зазором*.

1. Момент, действующий в плоскости стыка болтового соединения,

$$M = Q \cdot l = 900 \cdot 750 \cdot 10^{-3} = 675 \text{ Н·м.}$$

2. Нагрузка от момента, действующая на каждый болт



$$F_M = \frac{M}{c} = \frac{675 \cdot 10^3}{60} = 11250 \text{ Н.}$$

3. Нагрузка от поперечной силы  $F_Q = \frac{Q}{z} = \frac{900}{2} = 450 \text{ Н.}$

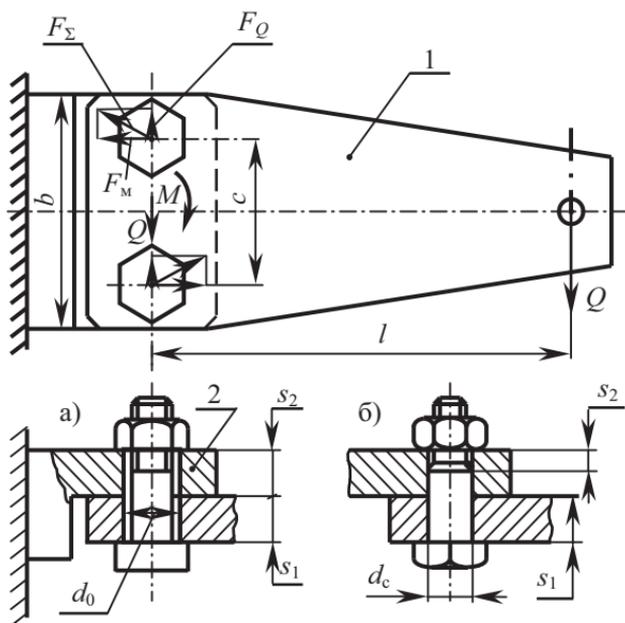


Рис. 1.26. Схема к расчету болтов конструкции:  
 $d_0$  – диаметр отверстия;  $d_c$  – диаметр стрежня болта

4. Суммарная нагрузка на каждый болт

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_M^2 + F_Q^2} = \sqrt{11250^2 + 450^2} = 11259 \text{ Н.}$$

5. Усилие затяжки

$$F_{\text{зат}} = \frac{F_{\Sigma} \cdot K_{\text{зат}}}{f} = \frac{11259 \cdot 1,3}{0,2} = 73183,5 \text{ Н.}$$

6. Расчетная нагрузка

$$F_{\text{расч}} = 1,3 \cdot F_{\text{зат}} = 1,3 \cdot 73183,5 = 95138,5 \text{ Н.}$$

## 7. Внутренний диаметр резьбы

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{расч}}}{\pi \cdot [\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 95138,5}{3,14 \cdot 120}} = 31,77 \text{ мм},$$

где  $[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[S]} = \frac{300}{2,5} = 120 \text{ МПа}$ ;  $[S] = 2,5$  (табл. 1.3).

Из условия размещения головок болтов (диаметр описанной окружности головки  $2d$ ) предварительно принимают болт М30 с мелким шагом  $P = 2 \text{ мм}$  и  $d_c = 27,875 \text{ мм}$ .

## 8. Запас прочности

$$S = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{max}}} = \frac{300}{155,9} = 1,9,$$

где

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{4 \cdot F_{\text{расч}}}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 95138,5}{3,14 \cdot 27,875^2} = 155,9 \text{ МПа}.$$

Согласно табл. 1.4  $[S] = 1,5 \dots 2$  при контролируемой затяжке запас прочности  $S$  находится в заданных пределах.

## 9. Подбор болтов

По выполненным расчетам окончательно принимают болт М30  $\times$  2  $\times$  50.56.35 ГОСТ 7768–70\* с контролируемой затяжкой.

Из конструктивных соображений принимают:

длина стержня болта на рис. 1.26

$$l_8 = 2 \cdot s + 0,8 \cdot d + 3 \cdot p = 2 \cdot 10 + 0,8 \cdot 30 + 3 \cdot 2 = 50 \text{ мм};$$

диаметр отверстия под болт  $d_0 = 31 \text{ мм}$ ;

размер  $b$  устанавливают из условия размещения головок болтов

$$b = c + 2 \cdot d = 60 + 2 \cdot 30 = 120 \text{ мм}.$$

## 10. Проверка прочности рычага

Момент инерции опасного сечения рычага

$$\begin{aligned} J_x &= \frac{s \cdot b^3}{12} - 2 \cdot \left[ \frac{s \cdot d_0^3}{12} + s \cdot d_0 \cdot \left( \frac{c}{2} \right)^2 \right] = \\ &= \frac{10 \cdot 120^3}{12} - 2 \cdot \left[ \frac{10 \cdot 31^3}{12} + 10 \cdot 31 \cdot \left( \frac{60}{2} \right)^2 \right] = 832348,3 \text{ мм}^4. \end{aligned}$$

Момент сопротивления изгибу в опасном сечении

$$W_x = \frac{2 \cdot J_x}{b} = \frac{2 \cdot 832348,3}{120} = 13872,5 \text{ мм}^3.$$

Площадь опасного сечения

$$A = s \cdot b - 2 \cdot d_0 \cdot s = 10 \cdot 120 - 2 \cdot 31 \cdot 10 = 580 \text{ мм}^2.$$

Напряжения изгиба в опасном сечении

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M}{W_x} = \frac{675 \cdot 10^3}{13872,5} = 49 \text{ МПа.}$$

Напряжение среза

$$\tau = \frac{F_Q}{A} = \frac{450}{580} \cong 0,76 \text{ МПа.}$$

Эквивалентное напряжение

$$\sigma_{\text{эКВ}} = \sqrt{\sigma_{\text{и}}^2 + 3\tau^2} = \sqrt{49^2 + 3 \cdot 0,76^2} \cong 49 \text{ МПа.}$$

Результат  $\sigma_{\text{эКВ}} \cong 49 \text{ МПа}$  говорит о том, что напряжения среза  $\tau$  практически не влияют на величину  $\sigma_{\text{эКВ}}$ . Поперечной составляющей  $F_Q$  можно пренебречь.

Расчетный запас прочности рычага в опасном сечении составит

$$S = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{эКВ}}} = \frac{200}{49} = 4,08 > [S] = 1,5 \dots 2.$$

*Болты поставлены в отверстие без зазора*

1. Расчетная нагрузка на болт

$$F_{\text{расч}} = F_{\Sigma} = 11259 \text{ Н (пункт 4).}$$

2. Диаметр стержня болта повышенной точности для отверстий из под развертки  $d_c$

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\Sigma}}{\pi \cdot [\tau]_{\text{ср}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11259}{3,14 \cdot 120}} = 10,93 \text{ мм,}$$

где  $[\tau]_{\text{ср}} = 0,4 \cdot \sigma_T = 0,4 \cdot 300 = 120 \text{ МПа.}$

Принимают  $d_c = 11 \text{ мм}$  для стандартного болта.

*Болт М10×32.56 ГОСТ 7817–80.*

Размер  $b = c + 2 \cdot d = 60 + 2 \cdot 10 = 80 \text{ мм.}$

3. Запас прочности

$$S = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{сМ}}} = \frac{200}{127,9} = 1,56 \text{ (в пределах рекомендуемых значений),}$$

где

$$\sigma_{\text{сМ}} = \frac{F_{\Sigma}}{d_0 \cdot s_1} = \frac{11259}{11 \cdot 8} = 127,9 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{сМ}} = 160 \text{ МПа;}$$

$$s_1 = s - 2 = 10 - 2 = 8 \text{ мм.}$$



#### 4. Проверка прочности рычага в опасном сечении

Момент инерции

$$J_x = \frac{s \cdot b^3}{12} - 2 \cdot \left[ \frac{s \cdot d_0^3}{12} + s \cdot d_0 \cdot \left( \frac{c}{2} \right)^2 \right] =$$
$$= \frac{10 \cdot 80^3}{12} - 2 \cdot \left[ \frac{10 \cdot 11^3}{12} + 10 \cdot 11 \cdot \left( \frac{60}{2} \right)^2 \right] = 226448,3 \text{ мм}^4.$$

Момент сопротивления

$$W_x = \frac{2 \cdot J_x}{b} = \frac{2 \cdot 226448,3}{80} = 5661,2 \text{ мм}^3.$$

Напряжения изгиба

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M}{W_x} = \frac{675 \cdot 10^3}{5661,2} = 119,2 \text{ МПа.}$$

Фактический запас прочности рычага в опасном сечении

$$S = \frac{\sigma_{\text{т}}}{\sigma_{\text{и}}} = \frac{200}{119,2} = 1,67 \geq [S] = 1,5 \dots 2.$$

Фактический запас прочности находится в заданных пределах.

*Вывод.* Наиболее приемлемым с точки зрения прочности и компактности конструкции является вариант с болтами, установленными без зазора.

### Вопросы для самоконтроля

1. Какие соединения относят к резьбовым?
2. Как классифицируют резьбы по назначению и геометрической форме? Какие резьбы стандартизованы?
3. Какие существуют виды резьбы по числу заходов и по направлению наклона витков? Назовите области их применения.
4. Какие различают виды метрической резьбы? Области применения метрических резьб.
5. Конструкции крепежных резьбовых деталей и способы их стопорения от самоотвинчивания.
6. Материалы для изготовления резьбовых деталей.
7. Когда применяют шпильки и винты вместо болтов?
8. Какова зависимость между моментом на ключе при завинчивании (отвинчивании) гайки (болта) и осевой силой винта?
9. В чем заключается условие самоторможения резьбовой пары?
10. Как вычисляют КПД винтовой пары?

11. Как распределяется нагрузка по виткам резьбы?
12. Как учитывается неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы при практических расчетах?
13. В каких случаях не требуется расчет резьбы на прочность?
14. Как рассчитывают болты, винты и шпильки при действии на них статических нагрузок в следующих случаях:
  - а) при нагружении осевой растягивающей силой без предварительной затяжки;
  - б) при нагружении осевой силой и скручивающим моментом при затяжке;
  - в) при нагружении предварительно затянутых болтов (винтов, шпилек) осевой силой;
  - г) при центральном нагружении затянутого резьбового соединения в плоскости стыка, если болты (винты) поставлены в отверстия: а) с зазором, б) без зазора.
15. Особенности расчета групповых болтовых соединений. Какие допущения при этом принимаются?
16. Особенности расчета затянутых резьбовых соединений при центральном нагружении переменной осевой силой. Какие существуют способы повышения выносливости болтов (винтов, шпилек) при нагружении переменной нагрузкой?

## ГЛАВА 2

### ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

#### 2.1. Общие сведения и применение

Заклепочные соединения являются неразъемными соединениями. С развитием и совершенствованием технологического процесса сварки значение заклепочных соединений снизилось, и их применяют в настоящее время в конструкциях, в которых по тем или иным причинам не могут быть использованы сварные соединения.

Например:

а) в особо ответственных соединениях (с большими нагрузками) и в соединениях, непосредственно воспринимающих вибрационные нагрузки;

б) в соединениях, где недопустима сварка (нагрев) из-за опасности отпуска термообработанных деталей или коробления особо точных деталей;

в) в случае соединения несваривающихся материалов.

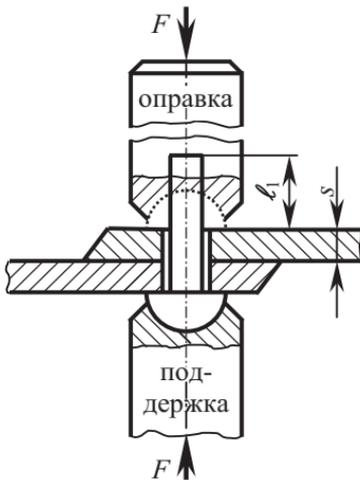


Рис. 2.1. Образование заклепочного соединения

Свободный конец заклепки должен иметь длину  $l_1$ , необходимую для получения замыкающей головки заклепки, и осаживается через оправку обжимной машиной или ударами молотка.

Получают заклепочное соединение следующим образом: в соединяемых деталях продавливанием, либо сверлением выполняют отверстия под заклепки диаметром, несколько большим диаметра ее стержня. Получение продавленных отверстий дешевле, чем просверленных, но при этом в зоне отверстия имеет место наклеп металла (возможно появление мелких трещин по краям отверстия), что ослабляет соединение. Соединяемые детали совмещают так, чтобы совпали оси отверстий, вставляют снизу заклепку. Головку заклепки (рис. 2.1.) подпирают снизу подержкой

В результате с обеих сторон соединяемых листов образуются две одинаковые головки, стягивающие между собой листы. Стальные заклепки диаметром до 8...10 мм и заклепки из цветных металлов ставят без нагрева – холодная клепка. При больших диаметрах конец стержня стальных заклепок рекомендуется нагревать до 1000...1100°С – горячая клепка. Заклепки, установленные в горячем состоянии, дают более плотное соединение (лучше заполняется отверстие, повышается натяг в стыке деталей из-за тепловых деформаций металла при остывании).

В зависимости от конструкции соединения применяют различные типы заклепок, геометрические размеры которых стандартизованы. Заклепки *со сплошным стержнем с полукруглой и трапециевидной головками* (рис. 2.2, а, б), *с потайной головкой* (рис. 2.2, в); *заклепки полупустотелые* с аналогичным видом головок (рис. 2.2, г...е), *заклепки пустотелые* (рис. 2.2, ж...и) и (рис. 2.3, в, г).

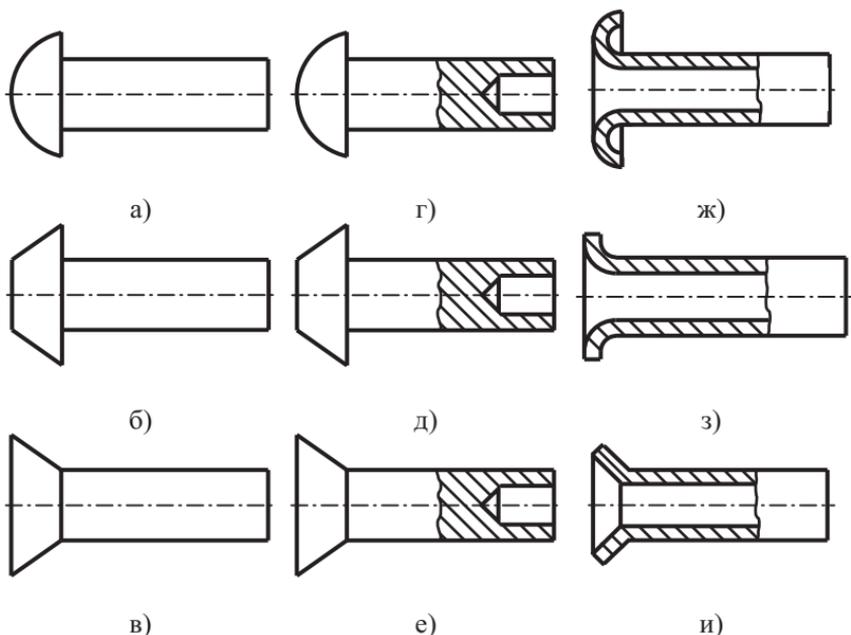


Рис. 2.2. Типы стандартных заклепок

Два последних вида заклепок применяют для соединения тонких листов и неметаллических деталей, недопускающих значительных нагрузок.

Кроме указанных на рис. 2.2 заклепок применяют также специальные заклепки (рис. 2.3). Например, в тех случаях, когда нет доступа к зоне

размещения замыкающей головки, применяют так называемые взрывные заклепки (рис. 2.3, а), имеющие в стержне взрывчатое вещество.

Замыкающая головка у таких заклепок образуется в результате взрыва от нагрева заклепки (рис. 2.3, б).

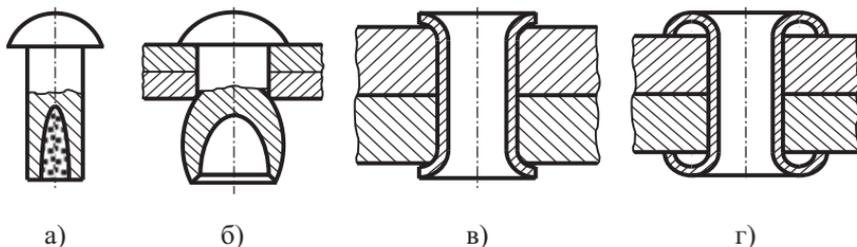


Рис. 2.3. Специальные заклепки

По назначению заклепочные швы делятся на три группы:

– *прочные*, обеспечивающие необходимую прочность конструкции. Сюда относятся заклепочные соединения листов, стальных конструкций различных сооружений (фермы, мосты), подъемно-транспортных устройств, различных рам, кронштейнов и т. п.;

– *плотные*, обеспечивающие необходимую плотность и герметичность. Например, швы для различных резервуаров, баков, емкостей для жидкостей и газов под нормальным атмосферным давлением. В настоящее время плотные заклепочные швы почти не применяют, заменяя их сварными соединениями;

– *прочно-плотные*, обеспечивающие не только необходимую прочность, но и герметичность. Применяют такие швы для различных газосборников, паровых котлов и других аппаратов, работающих при внутреннем давлении, больше атмосферного.

По конструктивным признакам швы различают по расположению соединяемых листов и по расположению заклепок в шве. Соединение листов может быть выполнено *внахлест* (рис. 2.4, а), *встык с одной накладкой* (рис. 2.4, б), *встык с двумя накладками* (рис. 2.4, в).

При разрушении швов, показанных на рис. 2.4, а и 2.4, б, заклепки срежутся по одному сечению, а в шве, показанном на рис. 2.4, в, по двум сечениям заклепки. Поэтому первые два шва называют *односрезными*, а вторые – *двухсрезными*.

По расположению заклепок швы бывают *однорядными* (рис. 2.5, а), *двухрядными* (рис. 2.5, б), *трехрядными* (рис. 2.5, в) и т. д., причем заклепки могут располагаться рядами или в шахматном порядке.

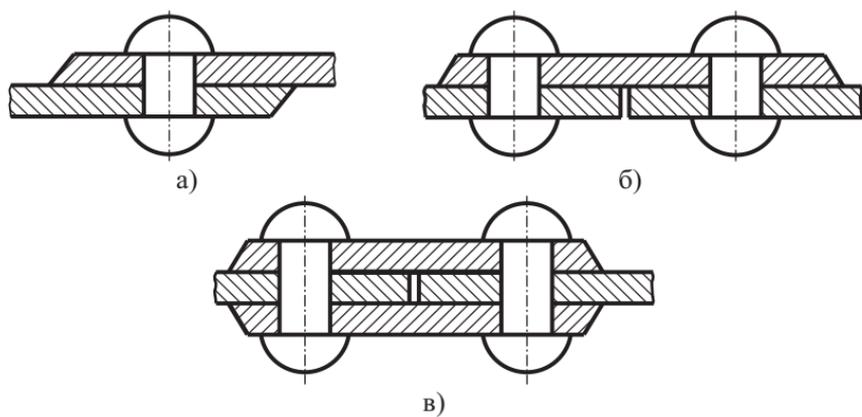


Рис. 2.4. Основные виды заклепочных соединений

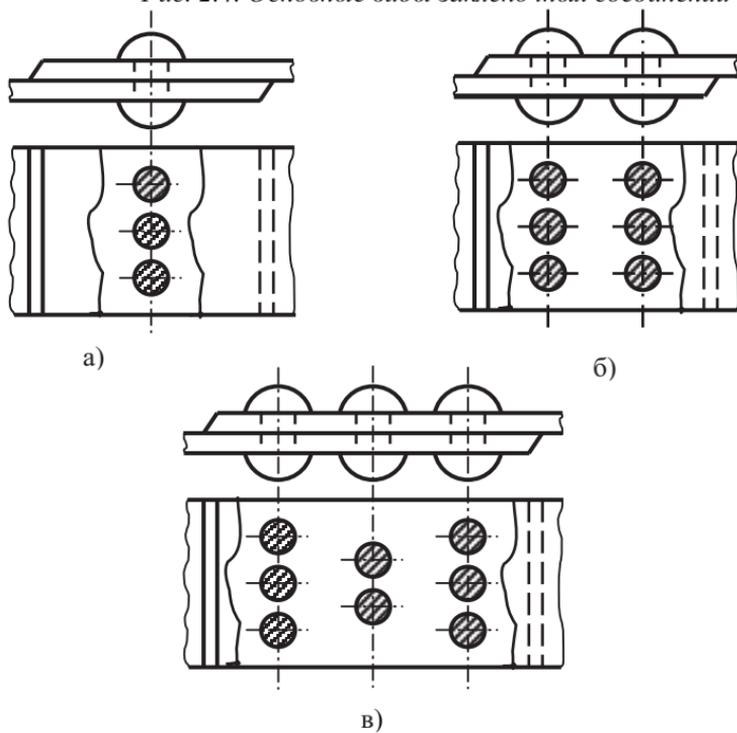


Рис 2.5. Типы швов заклепочных соединений

## 2.2. Расчет на прочность элементов заклепочного шва

При расчете заклепочных соединений, нагруженных силой в плоскости стыка силой, условно предполагают, что заклепки в шве нагружены равномерно, а силы трения в стыке отсутствуют. Работают такие заклепки аналогично болтам, поставленным без зазора. Поэтому для заклепок остаются справедливыми расчетные формулы, которые определяют прочность заклепки по напряжениям среза  $\tau$  и смятия  $\sigma_{см}$ .

Основные размеры заклепочных соединений стандартизованы. Параметры заклепочного шва и диаметр заклепок рекомендуют выбирать в зависимости от толщины  $s$  соединяемых листов или размеров прокатного профиля. В этом случае выполняют проверочный расчет.

В соответствии с условиями работы заклепочных соединений основными нагрузками для них являются продольные силы, сдвигающие соединяемые детали. При нагружении заклепочного соединения продольными силами часть нагрузки воспринимается силами трения, оставшаяся нагрузка воспринимается телом заклепок, которые могут подвергаться изгибу, смятию и сдвигу.

В плотном и прочном соединениях необходимо, чтобы вся внешняя нагрузка во избежание местных сдвигов воспринималась силами трения.

Расчет заклепок в соединении, находящемся под действием продольной нагрузки, сводится к расчету их на срез. Трение в стыке учитывают при выборе допускаемых напряжений. При центральном действии нагрузки предполагают равномерное распределение сил между заклепками.

В заклепочном соединении (рис. 2.6, а, б) допустимая нагрузка при расчете на срез, отнесенная к одной заклепке составляет:

$$F_1 = \frac{\pi d^2}{4} i [\tau], \quad (2.1)$$

где  $d$  – диаметр стержня заклепки;  $[\tau]$  – условное допускаемое напряжение заклепки на срез;  $i$  – число срезов.

При центрально действующей нагрузке  $F$  необходимое число заклепок находят так:  $z = F/F_1$ .

Заклепки на смятие (рис. 2.6) проверяют по формуле

$$F_1 \leq [\sigma]_{см} \cdot s \cdot d, \quad (2.2)$$

где  $s$  – толщина стенки соединяемых деталей.

Проверка на смятие плотных соединений не нужна, так как в них вся продольная нагрузка воспринимается силами трения в стыке.

Соединяемые элементы проверяют на прочность в ослабленных заклепками сечениях:

$$\sigma = \frac{F}{A_{\text{нетто}}} \leq [\sigma]_{\text{р}}. \quad (2.3)$$

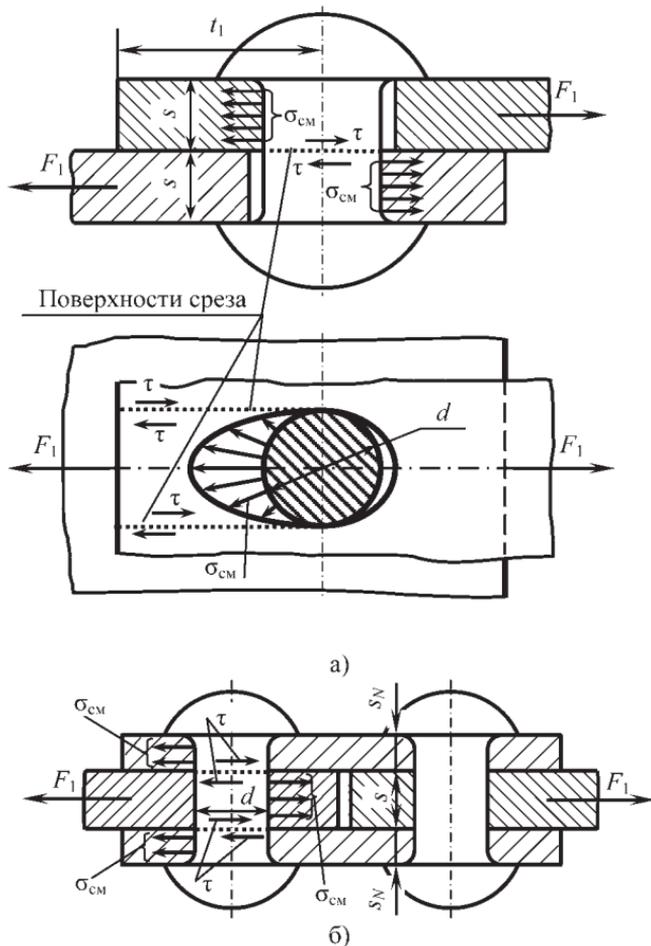


Рис. 2.6. Расчетные схемы заклепочного соединения:  
а – односрезного; б – двухсрезного

Площадь элементов, работающих на растяжение под действием силы  $F$ , определяют по формуле [103]:

$$A_{\text{брутто}} = \frac{A_{\text{нетто}}}{\phi} = \frac{F}{[\sigma]_p \phi}, \quad (2.4)$$

где  $\phi = \frac{p-d}{p}$  – коэффициент прочности шва, величина которого, обычно колеблется в пределах от 0,6 до 0,85;  $p$  – шаг расположения заклепок.

Предварительно значением  $\phi$  задаются, а потом производят проверочный расчет.

В групповых заклепочных соединениях силы на одну заклепку определяют аналогично резьбовым соединениям.

### 2.3. Материалы заклепок и допускаемые напряжения

Заклепки изготовляют из стали, меди, латуни, алюминия и других металлов. По технологическим причинам материал заклепок должен обладать высокой пластичностью, которая должна сохраняться после формирования головки заклепки в нагретом состоянии. Высокая пластичность материала облегчает клепку и способствует равномерному распределению нагрузки по заклепкам. Материал заклепок необходимо назначать так, чтобы температурные коэффициенты линейного расширения заклепок и соединяемых деталей были близкими или равными.

В противном случае при колебаниях температуры в соединении появляются температурные напряжения. Особую опасность представляет сочетание разнородных материалов, которые способны образовывать гальванические пары. Гальванические токи быстро разрушают соединение. Это наблюдается в химической промышленности и судостроении. Поэтому для скрепления алюминиевых деталей применяют алюминиевые заклепки, для медных – медные.

Допускаемые напряжения для заклепок зависят в основном от способа обработки отверстия (продавленные или сверленные) и вида внешней нагрузки (статическая или динамическая) – таблица 2.1.

Таблица 2.1

**Допускаемые напряжения для соединения стальных  
деталей заклепками при статических нагрузках [59]**

Вид напряжений	Обработка отверстия	Допускаемые напряжения, МПа	
		Ст 0 и Ст 2	Ст 3
Срез } $[\tau]$	Сверление	140	140
	Продавливание	100	100
Смятие } $[\sigma]_{см}$	Сверление	280	320
	Продавливание	240	280

### Вопросы для самоконтроля

1. Какие группы заклепочных швов вы знаете? Как они выполняются?
2. Как образуется заклепочное соединение?
3. Что общего в расчетах заклепочных соединений и соединений, выполненных болтами, поставленными без зазора?
4. Методика расчета заклепочных соединений на прочность.
5. От чего зависят и как определяются допускаемые напряжения при расчете заклепочных соединений?

## ГЛАВА 3

### СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

#### 3.1. Общие сведения

В настоящее время сварные соединения – самый распространенный вид неразъемных соединений. Сваривают детали толщиной от нескольких микрометров до нескольких метров, изготовленные из конструкционных сталей, цветных сплавов, тугоплавких металлов, композиционных материалов и т. д. Сварка – это технологический процесс, который позволяет устанавливать атомные связи между соединяемыми частями посредством местного нагревания до расплавленного состояния (сварка плавлением без давления) или пластического деформирования (сварка с давлением) [104].

При сварке плавлением металл в местах соединения нагревают до перехода в жидкое состояние. Расплавленный металл свариваемых деталей образует общую жидкую ванну. После остывания получается шов, связывающий соединяемые части в одно целое. Ванна может быть пополнена металлом со стороны – присадочным металлом, расплавляемым в процессе сварки.

При сварке с давлением используются термомеханические или механические процессы, при которых металл свариваемых деталей нагревают в местах соединений до пластического состояния. В процессе нагрева или после детали сжимают и производят их соединение, для качественного соединения стремятся обеспечить контакт по большей части стыкуемых поверхностей.

Из всех методов сварки плавлением (газовая, дуговая, лазерная, плазменная, термитная, электронно-лучевая, электрошлаковая) наиболее широкое применение получила дуговая сварка плавящимся электродом, изобретенная в России в конце XIX века (1882 г. – Н. Н. Бенардос, 1888 г. – Н. Г. Славянов). В этом процессе источником теплоты является электрическая дуга, которая образуется между электродом и кромками свариваемых деталей. Выделяемое тепло оплавляет соединяемые детали и плавит электрод, который дает дополнительный металл для формирования шва.

РДС – ручная дуговая сварка (подача электрода и перемещение дуги вдоль свариваемых кромок выполняется вручную) как наиболее универсальная занимает наибольший объем среди всех способов сварки. РДС (ГОСТ 5264-80 «Швы сварных соединений. Ручная дуговая сварка. Основные типы и конструктивные элементы») позволяет вы-

полнять швы различных типов и назначения, производить сварку в любом пространственном положении. Однако такой вид сварки из-за небольших допустимых значений плотности тока малопроизводителен, а качество сварных соединений значительно зависит от условий работы, производственных навыков и квалификации сварщика. При РДС металл шва формируется в основном за счет электродного металла; в качестве электрода используют стальной стержень, покрытый обмазкой (ГОСТ 9467-75\* «Электроды покрытые металлические для ручной дуговой сварки конструкционных и теплоустойчивых сталей. Типы»). Обмазка обеспечивает устойчивое горение дуги и защищает материал шва от вредного воздействия окружающей среды (например, воздуха, содержащего 78 % N<sub>2</sub>, 21 % O<sub>2</sub>, 1 % CO<sub>2</sub>, и паров воды, попадание которых приводит к растворению в жидком металле азота, водорода, окислению металла и легирующих элементов и способствует снижению механических свойств материала шва). Для углеродистых и низколегированных сталей при использовании РДС применяют электроды Э38; Э42; Э46; Э50 или Э42А; Э46А; Э50А (при повышенных требованиях к пластичности и ударной вязкости сварного шва). Число после буквы «Э» показывает предел прочности  $\sigma_b$  металла шва в МПа, деленный на 10. ГОСТ 11534-75\* «Ручная дуговая сварка. Соединения сварные под острым и тупым углами» регламентирует основные типы, конструктивные элементы и размеры сварных соединений конструкций из низкоуглеродистых и низколегированных сталей, выполняемых РДС плавящимся электродом при толщине свариваемого металла до 60 мм включительно.

Высокое качество сварных конструкций и повышение производительности труда обеспечивает применение автоматической и механизированной сварки под флюсом (ГОСТ 8713-79 «Швы сварных соединений. Автоматическая и полуавтоматическая сварка под флюсом. Основные типы и конструктивные элементы»). Стандарт устанавливает основные типы и конструктивные элементы швов сварных соединений из низкоуглеродистых и низколегированных сталей и сплавов на железоникелевой и никелевой основах. В качестве электрода в этом процессе используют стальную омедненную проволоку, подачу и перемещение которой осуществляет специальное устройство. Сварка под флюсом проводится при гораздо большей тепловой мощности (допустимая плотность сварочного тока составляет 25...100 А/мм<sup>2</sup>), чем при РДС, в результате чего достигается проплавление свариваемых частей на значительно большую глубину, металл шва в этом процессе формируется на 70...80 % из переплавленного основного металла. В сравнении с РДС скорость сварки значительно возрастает, соответственно

увеличивается производительность процесса сварки. Такой вид сварки экономически наиболее целесообразен при выполнении непрерывных прямолинейных и кольцевых швов большой протяженности в крупносерийном и массовом производствах. Сварку под флюсом применяют при производстве крупногабаритных резервуаров, строительных конструкций, труб и т. д. из сталей, сплавов меди, титана, никелевых сплавов, алюминия и др.

Для изготовления сварных конструкций из цветных металлов и сплавов, а также из различных классов сталей применяют сварку в защитных газах. ГОСТ 14771-76\* «Дуговая сварка в защитном газе. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры» устанавливает типы и размеры сварных соединений из стали и сплавов на железоникелевой и никелевой основах. Виды сварных соединений конструкций, выполненных из алюминия и алюминиевых термически неупрочняемых сплавов при толщине кромок свариваемых деталей 0,8...60 мм, регламентированы ГОСТ 14806-80\* «Швы сварных соединений. Дуговая сварка алюминия и алюминиевых сплавов. Основные типы, конструктивные элементы». Наиболее распространенной является струйная местная защита потоком газа, вытекающего из сопла горелки. В качестве защитных газов используют инертные газы (аргон, гелий, их смеси) или активные газы (например,  $N_2$ ,  $CO_2$  и их смеси), взаимодействующие с расплавленным металлом. Сварку выполняют неплавящемся (чаще вольфрамовым) или плавящимся электродом. При неплавящемся электроде сварной шов формируется за счет расплавления кромок изделия, при необходимости в зону дуги подается присадочная проволока; при плавящемся электроде (сварочная проволока, непрерывно подаваемая в зону дуги) последний участвует в формировании металла шва. Основным преимуществом способа сварки в защитных газах является высокое качество сварных соединений.

В середине прошлого века коллективом Института электросварки им. Е. О. Патона (Киев) был разработан способ электрошлаковой сварки (ЭШС). Отличительная особенность способа состоит в том, что источником нагрева служит тепло, выделяющееся в ванне расплавленного флюса при прохождении через нее тока от электрода к изделию. ЭШС применяют при изготовлении металлоконструкций при толщине свариваемых деталей более 20 мм; способ позволяет соединять металл практически неограниченной толщины. Наибольшее применение находит ЭШС в производстве крупных сосудов: барабанов паровых котлов, пароперегревателей, изделий химического и нефтехимического производства. Другим объектом применения является производство

сварных конструкций из толстолистовой стали; этот способ позволяет заменить цельнокованные и цельнолитые конструкции (например, наиболее нагруженные детали машин и агрегатов кузнечно-прессового, прокатного и металлургического оборудования) сварными, что значительно снижает массу конструкций, трудозатраты на изготовление и их стоимость. В большинстве случаев после применения ЭШС требуется термическая обработка сварных соединений (особенно при толщине металла больше 500 мм), это связано с необходимостью устранения высоких трехосных остаточных напряжений, образующихся в результате сварки.

Контактной сваркой называют сварку с применением давления, при которой используется теплота, выделяющаяся в контакте свариваемых деталей при протекании электрического тока (ГОСТ 2601-84 «Сварка металлов. Термины и определения основных понятий»); по этим физическим признакам этот вид сварки относят к термомеханическому классу (ГОСТ 19521-74 «Сварка металлов. Классификация»). Тепловыделение в процессе сварки зависит от электрического сопротивления мест соединения свариваемых частей и подчиняется закону Джоуля – Ленца.

По техническим способам получения соединения различают точечную контактную сварку, шовную, рельефную и стыковую.

При точечной контактной сварке соединения формируют не по всей поверхности стыка, а лишь в отдельных точках, к которым подводятся электроды сварочной машины. Детали в местах под электродами нагревают и доводят до расплавления импульсно подводимым током, затем подают на электроды силу сжатия. После отвода электродов и охлаждения деталей в месте контакта образуется литое ядро. Ряд последовательных точек образует сварной шов. Такой способ сварки применяют для соединения листов металла небольших толщин, для сварки тонких стержней арматурных сеток железобетонных конструкций и при изготовлении кузовов автомобилей, каркасных изделий и др.

При шовной контактной сварке получают сварное соединение между вращающимися дисковыми электродами, которые к свариваемым деталям подводят ток и передают на них силу сжатия. Условия сварки (как и в предыдущем случае) должны обеспечивать образование литого ядра. В зависимости от частоты подачи импульсов сварочного тока образуется шов с перекрывающимися или с неперекрывающимися литыми ядрами. Шовную сварку используют для соединения тонких листов.

Рельефная контактная сварка выполняется путем формирования сварного соединения на определенных участках, обусловленных их

геометрической формой, с применением специальных электродов, через которые к свариваемым деталям подводится ток и передается усилие сжатия. При рельефной сварке необязательно получение литого ядра в соединении. Такой сваркой выполняют соединение в одном или нескольких местах по произвольному контуру.

Различают два способа электрической стыковой сварки – сварка оплавлением и сварка сопротивлением. Ведущим в образовании металлических связей в таком сварном соединении является давление, нагрев же облегчает формирование соединения за счет повышения пластичности материалов и повышает его качество благодаря процессам рекристаллизации металла в области стыка.

*Процесс сварки оплавлением* состоит из следующих трех этапов.

1. Свариваемые детали закрепляют в электродах сварочной машины с усилием, необходимым для создания сил трения, превышающих действие осевых сил в процессе сварки и осадки деталей.

2. От источника сварочного тока подается напряжение на разомкнутые свариваемые детали с последующим перемещением подвижной плиты машины с закрепленной деталью к неподвижной детали. Технологический процесс сварки осуществляется таким образом, чтобы путем организации физических процессов нагрева деталей между стыками образовывался равномерный слой расплавленного металла с минимальным окислением, торцы деталей должны быть прогреты в глубину, а поверхности их выровнены.

3. Осадка начинается с ускоренного перемещения торца подвижной детали со скоростью, намного превышающей скорость оплавления; это приводит к резкому росту осевого усилия и быстрому устранению торцового зазора, что позволяет выдавить из зоны сварки вместе с жидким металлом окислы и загрязнения (в этот период для дополнительного прогрева металла некоторое время подается ток осадки). После выдавливания окислов и загрязнений происходит сближение активизированных теплотой атомов материалов соединяемых поверхностей до параметра кристаллической решетки с последующим их химическим взаимодействием и образованием связей. Окончательно формирование соединения завершается рекристаллизацией металла, при которой прорастают зерна из одного торца в другой, обеспечивая объемное упрочнение соединения. После осадки выдавленный металл по периметру стыка образует грат выпукло-вогнутой формы.

*Сварка сопротивлением* аналогична сварке оплавлением, состоит также из трех последовательных этапов.

1. Установка деталей аналогична предыдущему, после чего свариваемые поверхности деталей сжимают с усилием на один-два порядка выше, чем при сварке оплавлением.

2. После сжатия деталей через зону сварки пропускают сварочный ток, который протекает через множество контактов, подобно точечной сварке. Из-за неплотного прилегания торцов, отсутствия внешней защиты нагретый металл в зоне стыка интенсивно окисляется (этим сварка сопротивлением в худшую сторону отличается от сварки оплавлением). Нагрев металла доводят до температуры на 10...20 % ниже температуры плавления, поэтому оксиды вместе с твердым металлом выдавливаются не полностью. Технологический процесс организуют так, чтобы в конце нагрева в стыке была сформирована зона с оптимальными значениями ширины, температуры и градиента температуры.

3. Осадка начинается с выключения сварочного тока. Давление на стадии осадки зависит от марки металла и сечения свариваемых деталей (остается на уровне давления нагрева или несколько превышает его). Осадка сопровождается также образованием грата выпуклой округлой формы. Металлические связи формируются под действием пластической деформации аналогично предыдущему случаю.

Контактная стыковая сварка – высокопроизводительный способ получения неразъемных соединений, в большинстве случаев ее выполняют в автоматическом режиме. Такие ее достоинства способствуют расширению номенклатуры изделий, в которых она применяется. В инструментальном производстве, например, с ее помощью производят сверла, фрезы и другой инструмент, режущую часть которых изготавливают из дорогой инструментальной стали, а хвостовую – из дешевой углеродистой. В строительстве получают соединение арматурных стержней при производстве железобетонных конструкций; в энергетическом машиностроении применяют для соединения труб и т. д.

Из неразъемных соединений сварные являются наиболее совершенными, они лучше других по форме соответствуют целым. Прочность сварных соединений при статических и переменных нагрузках близка к прочности деталей из целого материала.

К *достоинствам* соединений сваркой относят:

1. Возможность изготовления изделий больших размеров. Например, железнодорожных вагонов, корпусов судов, кузовов автомобилей, ферм мостов, резервуаров для жидкостей и газов, трубопроводов и др.;

2. Снижение массы изделий в сравнении с литыми деталями на 30...50 %, с клепаными – до 20 %;

3. Высокие экономические показатели благодаря совершенству технологических процессов, относительно низкой стоимости оборудования и возможности автоматизации процессов сварки.

К *недостаткам* сварных соединений относят:

1. Наличие при сварке плавлением различных технологических дефектов (непровар, подрез, смещение кромок свариваемых частей друг относительно друга и др.), изменение толщины сварной детали, появление шлаковых и газовых включений, снижающих прочность соединений;

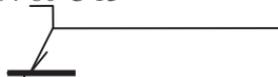
2. Наличие остаточных напряжений из-за термических деформаций от нагрева кромок соединяемых частей, поэтому в ряде случаев необходимо в процесс изготовления изделия включать технологические операции, снижающие такие напряжения;

3. Местный нагрев соединяемых частей вызывает изменение структуры металла и его механических свойств в зоне термического влияния;

4. Необходимость визуального контроля всех сварных швов, а для швов ответственного назначения – обязательного инструментального контроля (неразрушающего) или выборочного разрушающего по образцам.

В технической документации швы сварных соединений изображают в соответствии с ГОСТ 2.312-72\* «Условные изображения и обозначения швов сварных соединений». По стандарту независимо от способа сварки видимый шов условно изображают сплошной основной линией, невидимый – штриховой линией; одиночную сварную точку показывают знаком «+», невидимые одиночные точки не изображают. От изображения шва или одиночной точки проводят линию – выноску, заканчивающуюся односторонней стрелкой. Структура условного обозначения шва включает комплекс геометрических, технологических и контрольных параметров. Например, шов стыкового соединения с криволинейным скосом одной кромки, двухсторонний, выполняемый РДС при монтаже изделия, обозначается следующим образом:

ГОСТ 5264-80-С 13



## 3.2. Виды сварных соединений и расчет их на прочность

По конструктивному оформлению сварные соединения подразделяют на стыковые (С), угловые (У), тавровые (Т) и нахлесточные (Н).

Буква в скобках – условное обозначение шва. Сварные швы в соединениях отличаются формой поперечного сечения, расположением относительно направления действующей силы, размерами и расположением швов по длине свариваемых кромок.

Выполненные вдоль действующей силы швы называют продольными, поперек – поперечными, под углом – косыми. В соединениях внахлестку продольные швы называют боковыми (фланговыми), поперечные – лобовыми; при наличии в соединении тех и других швов их называют комбинированными. По виду наружной поверхности швы могут быть плоскими, выпуклыми, а угловые швы могут быть еще вогнутыми.

Для многих сварных соединений требуется соответствующая подготовка кромок свариваемых частей. Выбор конструктивных элементов кромок, способ их подготовки обуславливаются требованиями к качеству шва, толщиной материала и экономическими соображениями. Соответствующие стандарты (например, ГОСТ 5264-80, ГОСТ 11534-75\*, ГОСТ 8713-79, ГОСТ 1153-75\*, ГОСТ 1471-76\*) регламентируют основные типы, конструктивные элементы сварных соединений и рекомендуемые толщины свариваемых частей.

Наличие указанных выше дефектов сварных швов, зона термического влияния, остаточные напряжения, изменение формы сечения обуславливают концентрацию напряжений при действии внешних нагрузок и снижают циклическую прочность сварного соединения, которую оценивают посредством эффективного коэффициента концентрации напряжений:

$$K_{\sigma} = \sigma_{-1d} / \sigma_{-1D},$$

где  $\sigma_{-1d}$  – предел выносливости образца без концентраторов напряжений, площадь поперечного сечения которого совпадает с площадью поперечного сечения сварной детали;  $\sigma_{-1D}$  – предел выносливости сварной детали с действительными размерами по чертежу.

### **3.2.1. Сварные соединения, выполненные стыковыми швами**

Стыковые соединения являются наиболее простыми и надежными, так как сваренные встык части приближают изделие по форме к целой детали. Швы таких соединений называют стыковыми. Примеры швов и варианты разделки кромок показаны на рис. 3.1 (на этом рисунке и далее изображение швов для наглядности не соответствует условному изображению в конструкторских документах).

Стыковой шов обладает примерно той же прочностью, что и основной металл соединяемых частей. Практикой установлено, что при дей-

ствии постоянных нагрузок разрушение соединений, выполненных сваркой встык, происходит в большинстве случаев не по шву, а в зоне термического влияния, где структура и соответственно механические свойства металла детали изменяются из-за нагрева его теплом от расплавленной ванны. В связи с этим расчет прочности стыковых соединений принято выполнять по номинальному сечению деталей в этой зоне (без учета толщины швов). Возможное снижение прочности соединения учитывают при назначении допускаемых напряжений. Для необработанных механическим путем стыковых швов, полученных при использовании РДС для соединений из углеродистых сталей, в среднем  $K_{\sigma} = 1,2$ .

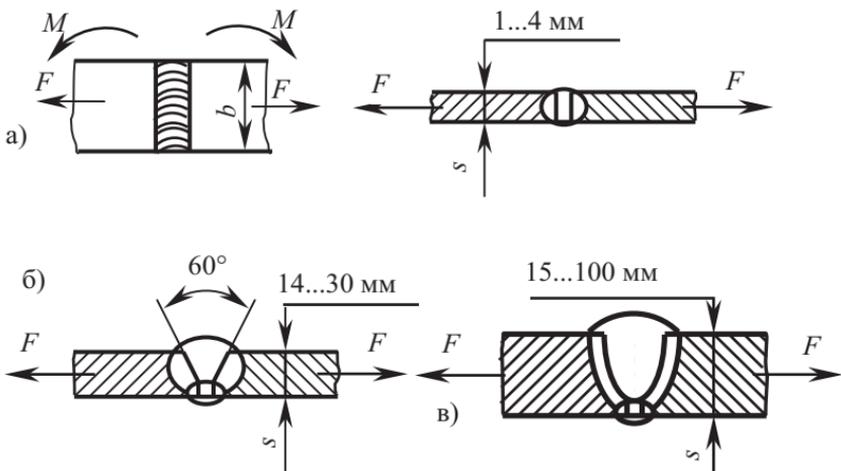


Рис. 3.1. Виды стыковых швов: а), в) выполнены РДС (С2 и С23); б) выполнен сваркой под флюсом (С33)

При действии только продольной силы  $F$  (растягивающей либо сжимающей) условие прочности сварного шва (рис. 3.1) имеет вид:

$$\sigma_p = \frac{F}{b \cdot s} \leq [\sigma']_p, \quad (3.1)$$

где  $b$  и  $s$  – соответственно ширина и толщина полосы;  $[\sigma']_p$  – допускаемое напряжение на растяжение (сжатие) для шва;  $\sigma_p$  – расчетное нормальное напряжение.

При действии только изгибающего момента  $M$  в плоскости соединяемых частей:

$$\sigma_M = \frac{M}{W} = \frac{6M}{b^2 \cdot s} \leq [\sigma']_p, \quad (3.2)$$

где  $\sigma_M$  – наибольшие нормальные напряжения изгиба от момента;  $W = \frac{b^2 \cdot s}{6}$  – осевой момент сопротивления сечения шва.

При одновременном действии изгибающего момента и растягивающей силы условие прочности примет вид:

$$\sigma = \frac{F}{b \cdot s} + \frac{6M}{b^2 \cdot s} \leq [\sigma']_p. \quad (3.3)$$

При одновременном действии изгибающего момента и поперечных сил, вызывающих в сечении касательные напряжения, расчет прочности выполняют по эквивалентным напряжениям ( $\sigma_E$ ), используя для этого четвертую теорию прочности:

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_M^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma']_p, \quad (3.4)$$

где  $\tau = \frac{P}{b \cdot s}$  – касательные напряжения,  $P$  – поперечная сила.

Прочность сварного полого вала, нагруженного изгибающим моментом  $M$  и передающего вращающий момент  $T$ , устанавливается также по формуле (3.4). При этом:

$$\sigma_M = M/W \cong M / [0,1 \cdot d^3 \cdot (1 - \alpha^4)];$$

$$\tau = T/W_p \cong T / [0,2 \cdot d^3 (1 - \alpha^4)],$$

где  $d$  – наружный диаметр полого вала;  $(d - 2s)$  – внутренний диаметр полого вала;  $s$  – толщина стенки;  $\alpha = (d - 2s)/d$ ;  $\tau$  – наибольшие касательные напряжения кручения.

Приведенные выше зависимости дают представление о прочности спроектированного сварного соединения. На стадии разработки конструкции один из размеров и материал деталей задают исходя из конструкторско-технологических соображений (например, размер  $s$  косынки, для полого вала –  $\alpha$  или  $s$ ). Полагая в проектном расчете равенство расчетных и допускаемых напряжений, можно определить основной размер соединения. Например, для полого вала

$$d = \sqrt[3]{M_E / (0,1[\sigma'] \cdot (1 - \alpha^4))},$$

где  $M_E$  – эквивалентный момент ( $M_E = \sqrt{M^2 + 0,75 \cdot T^2}$ ). При  $s \ll d$  можно использовать следующие зависимости для  $W$  и  $W_p$ , дающие приближенные их значения:  $W = \pi \cdot d^2 \cdot s/4$ ;  $W_p = \pi \cdot d^2 \cdot s/2$ .

### 3.2.2. Сварные соединения, выполненные угловыми швами

Нахлесточные, тавровые и угловые соединения (рис. 3.2, 3.8, а, в) выполняют угловыми швами (рис. 3.3). Угловые швы в конструкциях (например угловые соединения) часто являются соединительными и не предназначены для передачи нагрузок, так как в корне таких швов из-за высокой концентрации напряжений могут быстро развиваться трещины, что чаще всего имеет место в соединениях, испытывающих действие внешних циклических нагрузок. Такие швы могут быть одно- и двухсторонними с предварительным скосом кромок и без скоса.

Нахлесточные соединения выполняют поперечными (рис. 3.2, а), боковыми (рис. 3.2, б), косыми (рис. 3.2, в) и комбинированными (рис. 3.2, г) швами.

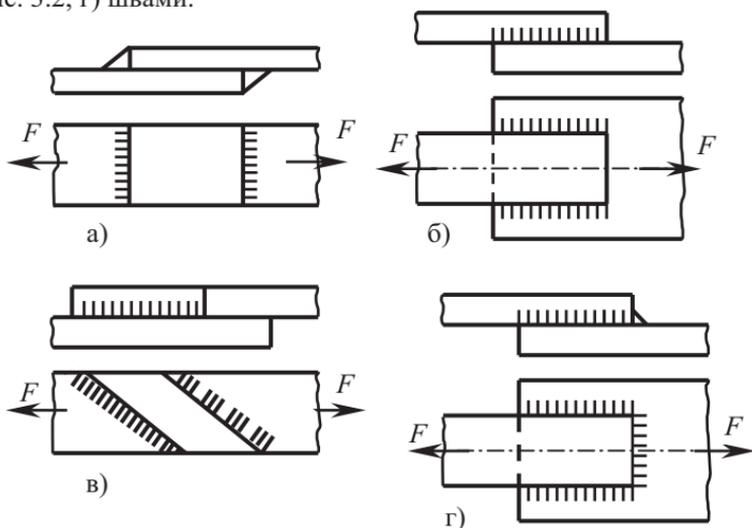


Рис. 3.2. Нахлесточные соединения

По виду наружной поверхности угловые швы (рис. 3.3) могут быть нормальными – 1 (плоскими), выпуклыми – 3 и вогнутыми – 2, которые получают механической обработкой. При статическом нагружении чаще других используют нормальные швы. В поперечном сечении такие швы имеют форму прямоугольного треугольника с катетами 1:1. Швы с выпуклым профилем применять не рекомендуется.

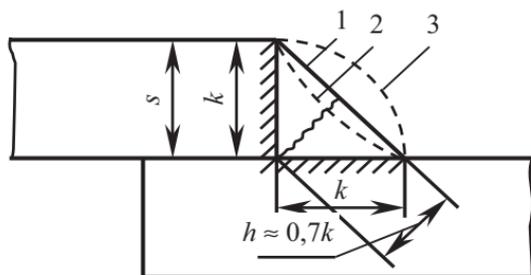


Рис. 3.3. Формы сечений угловых швов

При ручной сварке высота шва  $h \approx 0,7 \cdot k$ , а катет ( $k$ ) назначают  $s_{\min} \geq k \geq 3$  мм. При сварке углеродистых сталей эффективный коэффициент концентрации напряжений для угловых швов  $K_{\sigma} = 2,5 \dots 4,5$ ; большие значения – для лобовых швов. Это обстоятельство ограничивает их применение в сварных конструкциях, испытывающих переменные нагрузки. С целью снижения  $K_{\sigma}$  при переменном нагружении в соединениях рекомендуется использовать вогнутые швы или швы с соотношением катетов 1:2. Длину лобовых и косых швов в нахлесточном соединении не ограничивают. Длину фланговых швов ограничивают: из-за неизбежных по концам швов сварочных дефектов минимальную длину продольных швов назначают не менее 30 мм, а максимальную устанавливают в пределах  $(50 \dots 60) \cdot k$ . Это связано с высокой концентрацией напряжений по длине швов, причем с повышением длины неравномерность напряжений возрастает, эпюра напряжений имеет минимум в середине швов и пиковые значения по краям. Перекрытие соединяемых элементов в нахлесточном соединении принимают не менее  $4s$ . Лобовые швы для устранения повышенных напряжений изгиба следует накладывать с двух сторон (рис. 3.4, а); фланговые – симметричными относительно действующей силы. Деталь несимметричного профиля приваривают фланговыми швами разной длины (рис. 3.5). Основными геометрическими размерами поперечного сечения углового шва являются катет шва  $k$  и высота  $h$ . Для нормального шва  $h = k \sin 45^{\circ} \approx 0,7 \cdot k$ . Считают, что разрушение угловых швов происходит по наименьшей площади, проходящей по биссектрисе прямого угла поперечного сечения шва (опасное сечение). В опасном сечении такой шов испытывает сложное напряженное состояние, которое трудно описать простыми аналитическими зависимостями, удобными в инженерных расчетах. Поэтому расчет угловых швов независимо от вида нагрузки принято вы-

полнять по касательным напряжениям, равномерно распределенным по высоте опасного сечения. Площадь опасного сечения шва

$$A = \beta k l, \quad (3.5)$$

где  $\beta$  – коэффициент проплавления;  $l$  – суммарная длина швов. При РДС, многопроходной автоматической и полуавтоматической сварке  $\beta=0,7$ ; для двух- и трехпроходной полуавтоматической сварки  $\beta=0,8$ ; для аналогичной автоматической  $\beta=0,9$ ; для однопроходной автоматической  $\beta=1,1$ .

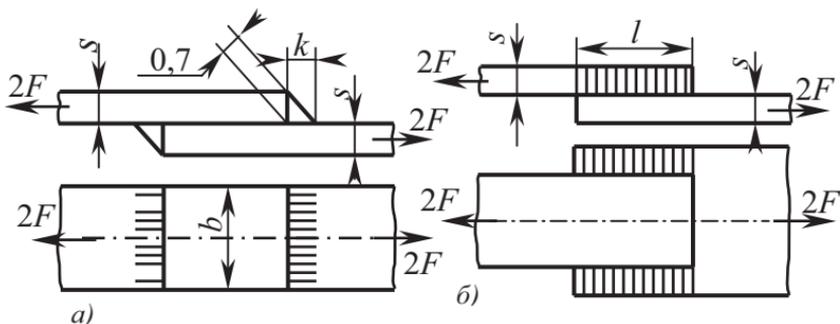


Рис. 3.4. Швы, нагруженные осевой силой:  
а – лобовые; б – фланговые

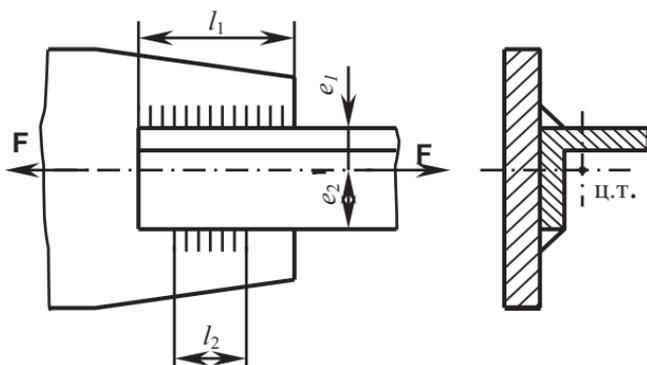


Рис. 3.5. Фланговые швы в соединениях несимметричных,  
нагруженных осевой силой

При центральном нагружении силой  $F$  (рис. 3.2, а–г) (линия действия силы  $F$  проходит через центр тяжести площади фигуры, построенной из опасных сечений швов) условие статической прочности нахлесточного соединения имеет вид

$$\tau = \frac{F}{\beta \cdot k \cdot l} \leq [\tau]_c, \quad (3.6)$$

где  $l$  – длина всех швов в соединении;  $[\tau]_c$  – допускаемые напряжения среза для шва.

В проектном расчете длину флангового шва  $l_\phi$  (рис. 3.4, б) рассчитывают, используя условие (3.6) (рис. 3.4, здесь силу  $2F$  воспринимают два шва),

$$l_\phi = \frac{F}{\beta \cdot k \cdot [\tau]_c}. \quad (3.7)$$

На стадии проектного расчета таких соединений длину фланговых швов можно назначать также исходя из равной прочности швов и свариваемых частей соединения. Из этого условия следует:

$$2 \cdot l_\phi \cdot \beta \cdot k \cdot [\tau]_c = s \cdot b \cdot [\sigma]_p;$$

полагая, что  $[\tau]_c = 0,6 \cdot [\sigma]_p$ , а  $\beta = 0,7$  (например для РДС) получим  $l_\phi \approx 1,2 \cdot b$  – для прямых швов; расчетный результат следует согласовать с условием  $l_\phi \leq (50 \dots 60) \cdot k$ .

Для комбинированных швов аналогично можно получить  $l_\phi \approx 0,7 \cdot b$ . Для лобовых швов из-за высокой концентрации напряжений условие равнопрочности не выполняется.

При конструировании соединения фланговые швы располагают так, чтобы они были нагружены равномерно. Если швы расположены на различном расстоянии от линии действия силы, например, в соединении косынки с уголком (случай асимметричного нагружения), то определенную из условия прочности (3.6) полную длину швов  $l$  делят на фланговые швы  $l_1$  и  $l_2$  (правило рычага) обратно пропорционально расстояниям  $e_1$  и  $e_2$  (рис. 3.5):

$$l_1 = l \cdot \frac{e_2}{(e_1 + e_2)}; \quad l_2 = l \cdot \frac{e_1}{(e_1 + e_2)}.$$

Для равнобоких уголков приблизительно  $l_1 = 0,7 \cdot l$  и  $l_2 = 0,3 \cdot l$ .

При расчете соединения, выполненного только лобовыми швами (рис. 3.4, а), нагруженного растягивающей силой  $2F$ , в опасном сечении швов имеют место как нормальные, так и касательные напряжения; прочность швов рассчитывают только по касательным напряжениям, используя условие (3.6). При нагружении только изгибающим моментом  $M$  (рис. 3.6) условие прочности шва на срез в опасном сече-

нии запишется аналогично условию прочности на изгиб приваренной пластины с заменой  $\sigma$  на  $\tau$ :

$$\tau = \frac{6M}{\beta \cdot k \cdot l^2} \leq [\tau']_c. \quad (3.8)$$

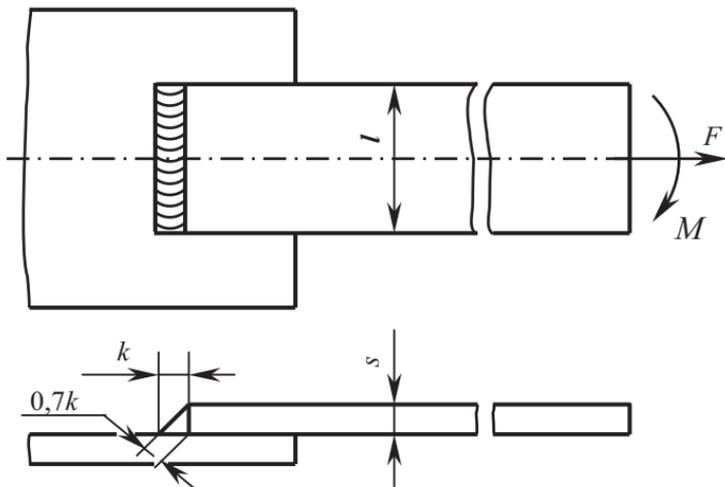


Рис. 3.6. Расчетная схема углового лобового шва, нагруженного в плоскости сварки

При нагружении лобового шва изгибающим моментом  $M$  и продольной силой  $F$  касательные напряжения складываются и условие прочности запишется в таком виде:

$$\tau = \frac{F}{\beta \cdot k \cdot l} + \frac{6M}{\beta \cdot k \cdot l^2} \leq [\tau']_c. \quad (3.9)$$

В формулах (3.8, 3.9)  $\frac{\beta \cdot k \cdot l^2}{6} = W$  – момент сопротивления расчетного сечения шва при изгибе;  $\tau$  – расчетное касательное напряжение в шве.

Прочность нахлесточного соединения, выполненного комбинированным угловым швом, определяют так же по касательным напряжениям в опасном сечении швов. Приближенное решение задачи получают при следующих принятых допущениях:

- свариваемые детали – абсолютно жесткие, деформируются только швы;

- максимальные расчетные напряжения во всех швах одинаковые по величине.

При упрощенных расчетах комбинированных швов к указанным допущениям добавляют:

- катет шва мал в сравнении с  $b$  (шириной пластины), фланговые швы короткие (соответствуют приведенным выше условиям);
- швы работают независимо друг от друга;
- фланговые швы передают силы, направленные вдоль своей оси.

Даже при нагружении соединения только растягивающим усилием  $F$  (рис. 3.7, а) количество необходимых для проектирования соединения размеров превышает число уравнений прочности, поэтому задача носит статически неопределимый характер и имеет множество решений. В этом случае для расчетов часто используют метод последовательных приближений.

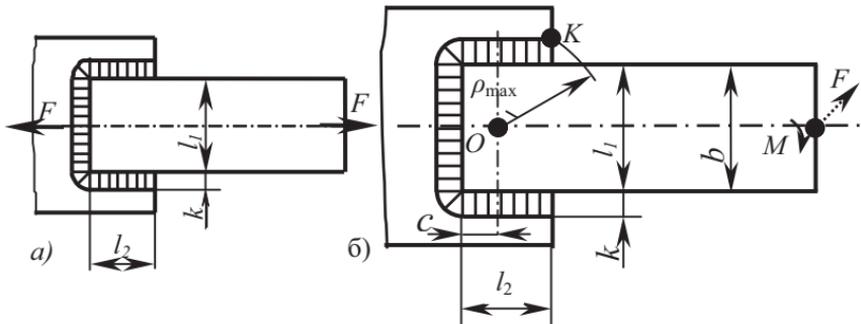


Рис. 3.7. Расчетные схемы комбинированных угловых швов, нагруженных в плоскости стыка

По техническому заданию на соединение назначают материал привариваемой косынки и, задавшись толщиной  $s_{\min} \geq k \geq 3$ , определяют по условию прочности ширину  $b$ : (лобовой шов  $l_1 \approx b = F/(s \cdot [\sigma])$ ;  $[\sigma]$  – допустимое напряжение на растяжение). Затем, используя ранее приведенные рекомендации ( $l_\phi \approx 0,7 \cdot b$  и  $l_\phi \leq (50 \dots 60) \cdot k$ ), проектируют соединение и проверяют его прочность по условию (3.6). Полученный результат позволяет уточнить размеры соединения и принять верное конструкторское решение, проверяя условие прочности

$$\tau_F = \frac{F}{\beta \cdot k(2l_2 + l_1)} \leq [\tau']_c. \quad (3.10)$$

При действии изгибающего момента  $M$  (рис. 3.7, б) используют приближенный (проектный) и уточненный (проверочный) расчеты. При-

ближенный расчет основывается на принципе независимости работы элементов швов и заключается в следующем: часть действующего внешнего момента воспринимают фланговые швы, работающие на сдвиг  $M_{\phi} = 2 \cdot \beta \cdot k \cdot l_2 \cdot (l_1/2) \cdot \tau_M$ ; оставшуюся часть воспринимает лобовой шов, работающий на изгиб  $(\beta \cdot k \cdot l_1^2 \cdot \tau_M / 6) = M_n$ . Полученные уравнения позволяют составить условия прочности

$$\tau_M = \frac{6 \cdot M}{\beta \cdot k (6 \cdot l_2 \cdot l_1 + l_1^2)} \leq [\tau]_c. \quad (3.11)$$

Уравнение (3.11) можно использовать для определения длины флангового шва в проектном расчете соединения  $l_{\phi} = M / (\beta \cdot k \cdot b \cdot [\tau']_c) - b/6$ , где  $b = l_1$  – ширина полосы, полученная из условия прочности ее на изгиб.

При уточненном расчете такого соединения полагают, что приваренная деталь стремится повернуться вокруг центра тяжести площади опасных сечений шва (рис. 3.7, б; координата центра тяжести фигуры определяется размером «с»). Таким образом, опасное сечение шва испытывает деформацию кручения, а напряжения сдвига в его точках пропорциональны радиусам-векторам, проведенным из центра тяжести и направленным перпендикулярно им. Для этого случая условие прочности запишется в следующем виде

$$\tau_{\max} = \frac{M \cdot \rho_{\max}}{J_p} \leq [\tau']_c, \quad (3.12)$$

где  $J_p$  – полярный момент инерции опасного сечения шва, условно развернутого на плоскость стыка;  $\rho_{\max}$  – радиус-вектор наиболее удаленной от центра тяжести точки (К) опасного сечения шва.

Полярный момент инерции рассчитывают как сумму осевых моментов инерции

$$\begin{aligned} I_p &= I_x + I_y. \\ I_x &\cong 0,5 \cdot \beta \cdot k \cdot (l_2 \cdot l_1^2 + 0,3 \cdot (\beta \cdot k)^2 \cdot l_2 + 0,17 \cdot l_1^3); \\ I_y &\cong 0,17 \cdot \beta \cdot k \cdot l_2^3 + 2\beta \cdot k \cdot l_2 \cdot (0,5 \cdot l_2 - c)^2 + \\ &+ 0,08 \cdot l_1 \cdot (\beta \cdot k)^3 + \beta \cdot k \cdot l_1 (0,5\beta \cdot k + c)^2. \end{aligned}$$

Положение центра тяжести площади опасных сечений находят по зависимости:

$$c \cong l_2^2 / (2 \cdot l_2 + l_1).$$



В том случае, если соединение будет нагружено не моментом, а постоянной силой  $F$  произвольного направления, приложенной в точке  $D$ , то ее действие сводят к центральной силе и моменту. Напряженное состояние в этом случае приближенно оценивают величиной суммарного касательно-го напряжения для наиболее нагруженной точки опасного сечения шва. Напряжения сдвига в этой точке складывают геометрически

$$\bar{\tau}_\Sigma = \bar{\tau}_M + \bar{\tau}_X + \bar{\tau}_Y \leq [\tau']_с, \quad (3.13)$$

где  $\tau_M, \tau_X, \tau_Y$  – модули векторов касательных напряжений от действия момента и центральных сил в горизонтальном и вертикальном направлениях, определяемых соответственно по уравнениям (3.12) и (3.6).

### Соединения тавровые и угловые

Тавровые соединения, в которых свариваемые детали расположены во взаимно перпендикулярных плоскостях, выполняют либо угловыми швами без разделки кромок (рис. 3.8, а), либо стыковыми с подготовкой кромок (рис. 3.8, б). Для ответственных конструкций при большой толщине соединяемых элементов разделка кромок обязательна, так как позволяет получить проплавление по всему поперечному сечению. Выполненные стыковыми швами тавровое соединение рассчитывают на прочность по методике, изложенной в разделе 3.2.1.

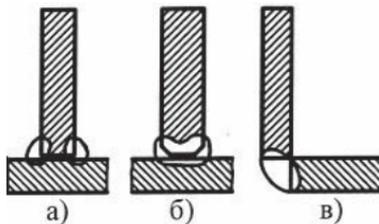


Рис. 3.8. Соединения тавровые и угловые

Прочность швов в опасном сечении оценивают по условию (3.4), для чего действующую в соединении внешнюю нагрузку приводят к центру тяжести сварного шва и находят соответствующие расчетные напряжения. Например, допустимая растягивающая нагрузка соединения (рис. 3.8, б) при толщине стойки  $s$  составит

$$F = s \cdot l \cdot [\sigma']_p,$$

где  $l$  – суммарная длина шва.

При использовании в тавровом соединении угловых швов расчет их прочности выполняют по касательным напряжениям, аналогично расчету угловых швов нахлесточных соединений. В этом случае опасное

сечение швов поворачивают на плоскость сварки, внешнюю нагрузку приводят к центру тяжести полученной из швов фигуры, затем находят модули векторов напряжений каждого силового фактора и по условию (3.13) оценивают прочность сварного соединения. Например, допустимая растягивающая нагрузка соединения (рис. 3.8, а) с катетом шва  $k$  составит

$$F = 2 \cdot \beta \cdot k \cdot l \cdot [\tau']_c.$$

Угловые соединения (рис. 3.8, в) применяют как соединительные, передающие незначительные нагрузки, на прочность их обычно не рассчитывают.

### 3.2.4. Соединения контактной сваркой

Соединения, получаемые стыковой контактной сваркой, формируют путем сварки деталей по торцам. Технология сварки позволяет соединять заготовки различных форм и сечений: круглые, трубчатые, прямоугольные, профильные, штампованные и др. Более технологичной считают сварку частей с одинаковыми геометрическими размерами и формой сечения. Однако на практике имеет место сварка деталей с существенно различными площадями и формой поперечного сечения, например, сварка трубы со сплошным стержнем. Расчет прочности таких соединений выполняют по изложенной в разделе 3.2.1 методике расчета стыковых соединений.

*Точечную сварку* используют преимущественно при разработке тонкостенных сварных конструкций, наиболее часто – в нахлесточных соединениях. Такие соединения выполняют из одно- и разнотолщинных, одноименных и разноименных сплавов и металлов. ГОСТ15878-79 «Соединения сварные, выполняемые контактной электросваркой. Основные типы и конструктивные элементы» устанавливает следующие основные конструктивные элементы соединения:  $s$  и  $s_1$  – толщины свариваемых деталей;  $d$  – расчетный (минимальный) диаметр литого ядра точки в соединениях точечной и рельефной сварки или ширина шва в соединениях шовной сварки;  $h$  и  $h_1$  – глубины проплавления деталей;  $g$  и  $g_1$  – глубины вмятин от электродов на деталях;  $B$  – величина нахлестки;  $t$  – расстояние (шаг) между центрами соседних точек в ряду;  $u$  – расстояние от точки или оси шва до края нахлестки,  $c$  – расстояние между осями соседних рядов точек при цепном расположении,  $f$  – величина перекрытия литых зон и др. (рис. 3.9). Каждый указанный выше конструктивный элемент влияет на качество сварного соединения. Диаметр литого ядра  $d$  (или ширина шва) и глубина проплавления  $h$  влияют на прочность соединения, их значения устанавливают в зависимости от толщины свариваемых деталей и марки материала (табл. 3.1). Величина перекрытия (нахлестка) определяет условия

протекания процесса сварки, минимальные значения величины нахлестки зависят от толщины свариваемого металла; для многорядных швов  $B = 2 \cdot u + c \cdot (n - 1)$ , где  $n$  – число рядов точек.

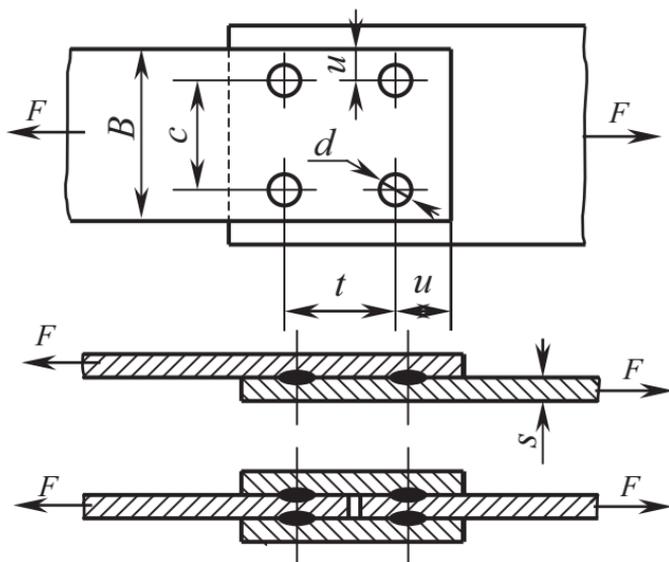


Рис. 3.9. Соединения точечной контактной сваркой (упрощенная схема)

Величину  $u$  во избежание выплеска металла в зазор и раздавливания кромки из-за ее перегрева назначают по условию:  $u \geq 0,5 \cdot B_{\min}$ . При  $s/s_1 > 2$  размеры  $t$  и  $c$  следует увеличить на 20 % по отношению к табличным. Степень перекрытия  $f$  литых зон точек при шовной сварке определяет герметичность соединения и его прочность, поэтому ее нижний предел перекрытия зон должен быть больше 25 %. По величинам значений конструктивных элементов контактной сварки  $d$ ,  $B$  и  $t$  соединения делят на две группы: А и Б. Соединения группы Б имеют уменьшенные значения параметров. При сварке разной толщины деталей конструктивные элементы определяют по меньшей толщине. Такой сваркой преимущественно соединяют две детали, при сварке трех и более деталей диаметр ядра точки устанавливают отдельно для каждой сопрягаемой пары деталей, допускается сквозное проплавление средней детали. При сварке разноименных металлов размеры ядра назначают по толщине более теплопроводного и электропроводного металла. Фактический диаметр сварной точки должен быть не менее указанного в табл. 3.1. Качество сварной конструкции, выполненной точечной свар-

кой, в значительной степени зависит от ее технологичности, качества металла свариваемых деталей, точности заготовок и соответствующей подготовки поверхностей под сварку (обезжиривание, механическую обработку или химическое травление, пассивирование, промывку, сушку и др.).

Таблица 3.1

**Размеры конструктивных элементов точечных соединений по ГОСТ 15878-79 (рис. 3.9)**

Толщина деталей <i>S</i> , мм, свыше	Параметр соединений, мм, не менее									
	Группа А					Группа Б				
	<i>d</i>	<i>B</i>		<i>t</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>B</i>		<i>t</i>	<i>c</i>
		Черные металлы и сплавы	Цветные металлы и сплавы				Черные металлы и сплавы	Цветные металлы и сплавы		
0,3	2,5	6	10	8	9	1,5	4	6	1	8,5
0,3...0,4	2,7	7				1,7	5	7		
0,4...0,5	3	8	10	12	2	2	6	8	8	10
0,5...0,6						2,2	7	9		
0,6...0,7	3,3	9	12	11	13	2,5	8	10	10	12
0,7...0,8	3,5	10		13	15,5					
0,8...1	4	11	14	15	18	3	9	12	12	15
1...1,3	5	13	16	17	20,5	3,5	10	13	14	16
1,3...1,6	6	14	18	20	24	4	11	14	16	18
1,6...1,8	6,5	15	19	22	26	4,5	12	15	18	19,5
1,8...2,2	7	17	20	25	30	5	13	16	20	24
2,2...2,7	8	19	22	30	36	6	15	18	23	27
2,7...3,2	9	21	26	35	42	7	17	20	26	31
3,2...3,7	10,5	24	28	40	48	Не рекомендуется				
3,7...4,2	12	28	32	45	54					
4,2...4,7	13	31	36	50	60					
4,7...5,2	14	34	40	55	66					
5,2...5,7	15	38	46	60	72					
5,7...6	16	42	50	65	78					



Точечные сварные соединения работают преимущественно на срез. При нагружении центрально приложенной сдвигающей силой  $F$  (рис. 3.9) условно принимают, что нагрузка между точками распределяется равномерно. Условие прочности имеет вид:

$$\tau = \frac{4F}{\pi d^2 \cdot i \cdot z} \leq [\tau']_с, \quad (3.14)$$

где  $i$  – число плоскостей среза (в случае соединения двух деталей  $i = 1$ , трех деталей  $i = 2$ ),  $z$  – число сварных точек.

Эффективный коэффициент концентрации напряжений для точечных швов низкоуглеродистых сталей составляет в среднем  $K_\sigma = 7,5$ .

При нагружении точечных сварных соединений моментом в плоскости стыка расчетную нагрузку определяют как для групповых резьбовых соединений в случае постановки болтов без зазора.

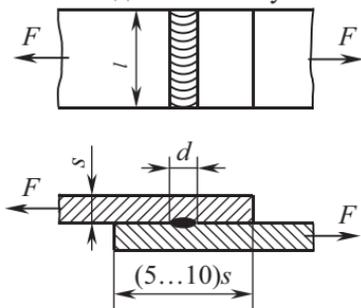


Рис. 3.10. Соединения шовной контактной сваркой

Шовную сварку (рис. 3.10) применяют для соединения листовых элементов общей толщиной 4...6 мм. Расчет выполняют на срез по формуле

$$\tau = \frac{F}{A} \leq [\tau']_с, \quad (3.15)$$

где  $A = d \cdot l$  – площадь шва.

Эффективный коэффициент концентрации напряжений для шовной сварки низкоуглеродистых сталей составляет в среднем  $K_\sigma = 5,0$ .

### 3.3. Допускаемые напряжения сварных соединений

Основными факторами, определяющими прочность сварного соединения, являются величина и характер действующих нагрузок, тип сварного шва, марка свариваемого материала, тип и марка электрода, способ и режим сварки. Механические характеристики металла шва при правильно назначенных технологических процессах сварки будут не ниже механических свойств основного металла. Вместе с тем обеспечить равнопрочность соединения и основного металла не всегда удастся. Непровары, подрезы, раковины, шлаковые и газовые включения являются концентраторами напряжений (рис. 3.11) и служат причиной образования трещин как в процессе сварки, так и при эксплуатации изделий. Эти дефекты, литейная структура металла шва и неоднородность структуры металла в зоне термического влияния являются

факторами, снижающими прочность соединения. Равнопрочные при статических нагрузках основному металлу сварные соединения при действии переменных оказываются значительно слабее.

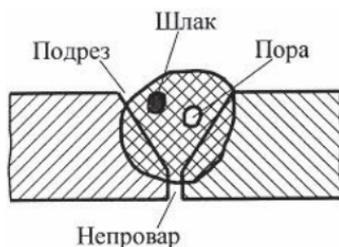


Рис. 3.11. Дефекты сварных швов

Прочность сварных соединений снижают также остаточные напряжения, возникающие от местного разогрева кромок соединяемых частей сосредоточенным перемещающимся источником тепла в виде электрической дуги. Объемное напряженное состояние в зоне шва, обусловленное наличием остаточных напряжений, может способствовать переходу материала шва в хрупкое состояние. На практике применяют различные способы снижения остаточных напряжений в швах. При сварке сложных конструкций из стального литья, сварке высокоуглеродистых, легированных сталей и чугуна применяют предварительный подогрев деталей. Эффективным способом снижения остаточных напряжений являются холодная проковка сварных швов и дробеструйная обработка.

Практика показывает, что при хорошо отработанном технологическом процессе сварки каждый тип шва обладает стабильной прочностью по отношению к основному металлу. Поэтому при расчете машиностроительных конструкций из низкоуглеродистых, среднеуглеродистых и низколегированных сталей допускаемые напряжения для сварных швов при статических нагрузках принимают в долях от допускаемых напряжений основного металла (табл. 3.2).

При циклическом нагружении допускаемые напряжения определяют по формулам  $[\sigma'_R] = [\sigma] \cdot \gamma$  и  $[\tau'_R] = [\tau] \cdot \gamma$ , в которых  $[\sigma]$  и  $[\tau]$  принимают по табл. 3.2, а коэффициент  $\gamma$  рассчитывают по формуле:

$$\gamma = 1 / [(aK_\sigma \pm b) - (aK_\sigma \mp b)R] \leq 1, \quad (3.14)$$

где  $K_\sigma$  – эффективный коэффициент концентрации напряжений;  $R$  – коэффициент асимметрии цикла;  $a$  и  $b$  – числовые коэффициенты. Верхние знаки в знаменателе формулы принимают, если наибольшими

по абсолютной величине являются напряжения растяжения, а нижние – при напряжениях сжатия. Для углеродистых сталей  $a = 0,58$  и  $b = 0,26$ ; для низколегированных  $a = 0,65$  и  $b = 0,3$ . Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений  $K_{\sigma}$  приведены в табл. 3.3. [103].

Таблица 3.2

**Допускаемые напряжения сварных швов при статическом нагружении**

Вид сварки	Вид сварного шва	Напряженное состояние	Способ сварки		
			РДС электродами Э42А, Э50А; автоматический; механизированный	РДС электродами Э38, Э42, Э50	Автоматический; механизированный
			Допускаемые напряжения сварных швов		
дуговая плавящимся электродом	стыковой	сжатие	$[\sigma']_{сж} = [\sigma]_p$	$[\sigma']_{сж} = [\sigma]_p$	
		растяжение	$[\sigma']_p = [\sigma]_p$	$[\sigma']_p = 0,9 \cdot [\sigma]_p$	
		срез	$[\tau'] = 0,65 \cdot [\sigma]_p$	$[\tau'] = 0,6 \cdot [\sigma]_p$	
	угловой	срез	$[\tau'] = 0,65 \cdot [\sigma]_p$	$[\tau'] = 0,6 \cdot [\sigma]_p$	
контактная электрическая	стыковой	сжатие			$[\sigma']_{сж} = [\sigma]_p$
		растяжение			$[\sigma']_p = [\sigma]_p$
		срез			$[\tau'] = 0,6 \cdot [\sigma]_p$
	точечный, шовный	срез			$[\tau'] = 0,4 \cdot [\sigma]_p$

*Примечание:*  $[\sigma]_p = \sigma_T / [s]$  – допускаемое напряжение на растяжение материала соединяемых деталей при статических нагрузках;  $\sigma_T$  – предел текучести;  $[s]$  – коэффициент запаса прочности ( $[s] \approx 1,35 \dots 1,6$  – для низкоуглеродистых сталей и  $1,5 \dots 1,6$  – для низколегированных сталей).



**Значения эффективного коэффициента концентрации напряжений ( $K_\sigma$ )**

Вид сварки	Вид сварного шва							
	стыковой				угловой			
	с полным проваром		с неполным проваром корня или при отсутствии обратной подварки		поперечный (лобовый)		продольный (фланговый)	
	Эффективный коэффициент концентрации напряжений для сварных соединений из стали							
	углеродистой	низколегированной	углеродистой	низколегированной	углеродистой	низколегированной	углеродистой	низколегированной
РДС	1,4	1,6	2,5...	3,2...	2,5	3,2	3,0	4,0
Автоматическая	1,2	1,4	3,2	4,0	1,6	2,5	–	–

В формуле (3.14) характеристика цикла  $R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$  находится как отношение наименьшего и наибольшего по абсолютным величинам напряжений, взятых со своими знаками.

**Пример.** Рассчитать сварное соединение (рис. 3.13), нагруженное усилием  $F=10$  кН, действующим под углом к оси косынки  $\alpha = 45^\circ$ ; нагрузка статическая; консоль  $L = 200$  мм. Толщина косынки  $s = 7$  мм; материал листа – сталь ВСт.2пс ГОСТ 380-94; предел временного сопротивления  $\sigma_b = 340...440$  МПа, предел текучести  $\sigma_T = 210...230$  МПа.

**Решение**

1. Исходные данные к расчету:  $F=10000$  Н;  $\alpha = 45^\circ$ ; материал косынки – сталь ВСт.2пс ГОСТ 380-94,  $\sigma_T = 220$  МПа;  $\sigma_b = 390$  МПа;  $s = 7$  мм; соединение – нахлесточное, выполненное комбинированным нормальным угловым швом; консоль  $L = 200$  мм.

2. Проектный расчет.

• С целью упрощения анализа действия внешней нагрузки  $F$  на шов разложим ее на горизонтальную и вертикальную составляющие  $F_T$  и  $F_B$ , затем приведем силы к центру тяжести опасного сечения шва (точка О).

В результате приведения получим: шов воспринимает сдвигающий момент  $M = F_b \cdot (L + l_2 - c)$  и сдвигающие в горизонтальном и вертикальном направлениях усилия  $F_r = F_b = F \cdot \cos \alpha = 10000 \cdot \cos 45^\circ = 7071$  Н.

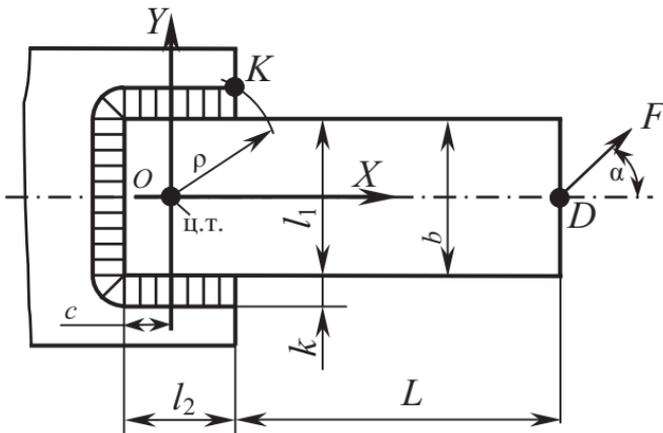


Рис. 3.13. Расчетная схема к примеру

- Принимаем, что  $l_1$  – длина лобового шва и ширина косынки  $b$  примерно равны друг другу. Ширину косынки определим предварительно из ее прочности изгибу

$$b' = \sqrt{6 \cdot M / s \cdot [\sigma]} = \sqrt{6 \cdot 1414 \cdot 10^3 / 7 \cdot 157} = 88 \text{ мм},$$

где

$$M = F_b \cdot L \cdot 10^{-3} \text{ Нм} = 7071 \cdot 200 \cdot 10^{-3} = 1414 \text{ Нм}; [\sigma] = \sigma_r / [s] = 220 / 1,4 = 157 \text{ МПа}$$

( $[s] = 1,4$ ; примечание к табл. 3.2).

Поскольку в расчете действие продольной и поперечной сил не учитывались, а в сварном шве неизбежны дефекты, то  $b'$  увеличим и примем  $l_1 = b = 90$  мм.

- Исходя из рекомендаций разделов 3.2.1 и 3.2.2, спроектируем комбинированный шов с размерами  $k = 5$  мм ( $s_{\min} \geq k \geq 3$ );  $l_2 = l_\phi \approx 0,7 \cdot b = 0,7 \cdot 90 \approx 65$  мм ( $l_\phi \leq (50 \dots 60) \cdot k = 50 \cdot 5 = 250$  мм); сварное соединение выполним РДС электродом Э42 ГОСТ 9467-75\*, позволяющим получить шов с  $\sigma_b = 420$  МПа.

- Найдем размер  $c$ , определяющий положение центра тяжести фигуры опасного сечения шва:  $c \cong l_2^2 / (2 \cdot l_2 + l_1) = 65^2 / (2 \cdot 65 + 90) \approx 19$  мм.

### 3. Проверочный расчет сварного соединения.

• Для наиболее опасной точки  $K$  условие прочности (3.13) принимает вид:

$$\bar{\tau}_{\Sigma} = \bar{\tau}_M + \bar{\tau}_X = \bar{\tau}_Y;$$

$$\tau_M = \frac{M \cdot \rho_{\max}}{J_p} = \frac{1739,5 \cdot 10^3 \cdot 66,8}{1520932} = 76,5 \text{ МПа},$$

где

$$M = F_B \cdot (L + l_2 - c) = 7071 \cdot (200 + 65 - 19) = 1739,5 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$\rho_{\max} = \sqrt{(l_2 - c)^2 + (0,5l_1 + \beta \cdot k)^2} =$$

$$= \sqrt{(65 - 19)^2 + (0,5 \cdot 90 + 0,7 \cdot 5)^2} = 66,8 \text{ мм};$$

$$J_p = I_x + I_y = 1138671 + 382261 = 1520932 \text{ мм}^4;$$

$$I_x \cong 0,5 \cdot \beta \cdot k \cdot (l_2 \cdot l_1^2 + 0,3 \cdot (\beta \cdot k)^2 \cdot l_2 + 0,17 \cdot l_1^3) =$$

$$= 0,5 \cdot 0,7 \cdot 5 \cdot (65 \cdot 90^2 + 0,3 \cdot (0,7 \cdot 5)^2 \cdot 65 + 0,17 \cdot 90^3) = 1138671 \text{ мм}^4;$$

$$I_y \cong 0,17 \cdot \beta \cdot k \cdot l_2^3 + 2\beta \cdot k \cdot l_2 \cdot (0,5 \cdot l_2 - c)^2 +$$

$$+ 0,08 \cdot l_1 \cdot (\beta \cdot k)^3 + \beta \cdot k \cdot l_1 (0,5\beta \cdot k + c)^2.$$

$$I_y \cong 0,17 \cdot 0,7 \cdot 5 \cdot 65^3 + 2 \cdot 0,7 \cdot 5 \cdot 65 \cdot (0,5 \cdot 65 - 19)^2 +$$

$$+ 0,08 \cdot 90 \cdot (0,7 \cdot 5)^3 + 0,7 \cdot 5 \cdot 90 (0,5 \cdot 0,7 \cdot 5 + 19)^2 = 382261 \text{ мм}^4;$$

$$\tau_x = \tau_y = F_T / [\beta \cdot k \cdot (2\beta \cdot k + 2l_2 + l_1)] =$$

$$= 7071 / [0,7 \cdot 5 \cdot (2 \cdot 0,7 \cdot 5 + 2 \cdot 65 + 90)] = 8,9 \text{ МПа}.$$

Внешняя сила  $F$ , приложенная в точке  $O$ , создает в комбинированном шве напряжения сдвига  $\tau_F$

$$\bar{\tau}_F = \bar{\tau}_y + \bar{\tau}_x \quad \tau_F = \sqrt{\tau_y^2 + \tau_x^2} = \sqrt{8,9^2 + 8,9^2} = 12,6 \text{ МПа}.$$

Суммарные напряжения, равные векторной сумме напряжений  $\tau_M$  и  $\tau_F$ , рассчитаем по теореме косинусов:

$$\tau_{\Sigma} = \sqrt{\tau_M^2 - 2 \cdot \tau_M \cdot \tau_F \cdot \cos(180^\circ - \alpha + \varphi) + \tau_F^2} =$$

$$= \sqrt{76,5^2 - 2 \cdot 76,5 \cdot 8,9 \cdot \cos(180^\circ - 45^\circ + 46,52^\circ) + 8,9^2} = 85,4 \text{ МПа},$$

где

$$\operatorname{tg}\varphi = (0,5l_1 + \beta \cdot k) / (l_2 - c) =$$

$$= (0,5 \cdot 90 + 0,7 \cdot 5) / (65 - 19) = 1,054; \quad \varphi = 46,52^\circ,$$

где  $\varphi$  – угол между горизонтальной осью  $X$  и радиусом – вектором  $\rho$  (ОК).



• Определим допускаемые напряжения для сварного шва (табл. 3.2), воспринимающего напряжения среза

$$[\tau'] = 0,6 \cdot [\sigma]_p = 0,6 \cdot 157 = 94 \text{ МПа.}$$

• Условие прочности для сварного нахлесточного соединения, выполненного нормальным угловым швом, соблюдается:

$$\tau_{\Sigma} = 85,4 \leq [\tau']_c = 94 \text{ МПа.}$$

• Проверим равнопрочность сварного соединения и косынки. В опасном сечении косынки действуют напряжения изгиба, растяжения и сдвига, поэтому расчетные напряжения ( $\sigma_E$ ) определим по четвертой теории прочности

$$\sigma_E = \sqrt{(\sigma_M + \sigma_F)^2 + 3\tau_F^2} = \sqrt{(149,6 + 11,2)^2 + 3 \cdot 11,2^2} = 162 \text{ МПа,}$$

где

$$\sigma_M = 6M / (b^2 \cdot s) = 6 \cdot 1414 \cdot 10^3 / (90^2 \cdot 7) = 149,6 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_F = F_T / (b \cdot s) = 7071 / (90 \cdot 7) = 11,2 \text{ МПа; } \tau_F = 11,2 \text{ МПа.}$$

Коэффициент запаса прочности косынки относительно среднего значения предела текучести ( $\sigma_T = 220$  МПа) составит 1,36; относительно минимального значения ( $\sigma_T = 210$  МПа) соответственно 1,3. Таким образом, сварное соединение на 3...8 % прочнее косынки.

### Вопросы для самоконтроля

1. Виды сварки, применяемые в производстве изделий.
2. Виды сварных соединений, их конструктивные элементы; достоинства и недостатки сварных соединений.
3. Виды сварных швов. Конструктивные параметры сварного шва.
4. Расчет прочности стыковых сварных соединений.
5. Основы расчета прочности сварных соединений, выполненных угловыми швами.
6. Расчет прочности нахлесточных соединений.
7. Расчет прочности тавровых соединений.
8. Расчет прочности сварных соединений, выполненных контактной сваркой.
9. Методика расчета допускаемых напряжений сварных соединений при статическом нагружении.
10. Методика расчета допускаемых напряжений сварных соединений при циклическом нагружении.



## ГЛАВА 4

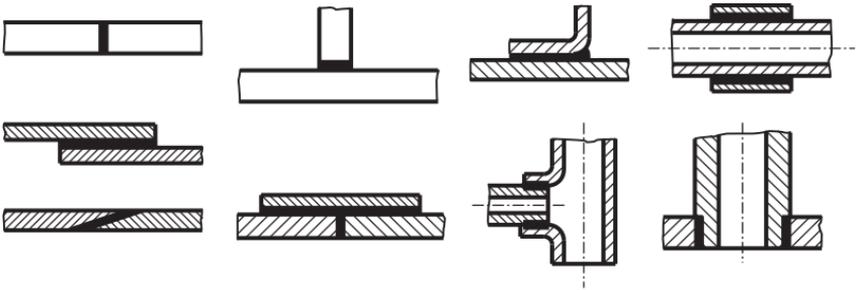
### ПАЯНЫЕ И КЛЕЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

#### 4.1. Общие сведения, оценка и применение

Паяные и клеевые соединения, наряду со сварными, являются наиболее распространенными видами неразъемных соединений элементов конструкций, обеспечивающих высокопроизводительную и экономически целесообразную сборку.

Пайку и склеивание применяют не только как методы соединения деталей, но и как технологические способы их изготовления. Они не требуют моделей, форм и штампов, а поэтому имеют более низкую стоимость в условиях единичного и мелкосерийного производства.

По конструкции паяные и клеевые соединения подобны сварным (рис. 4.1).



*Рис. 4.1. Виды паяных и клеевых соединений*

В отличие от сварки склеивание позволяют соединить детали не только из однородных, но и неоднородных материалов, например, сталь с алюминием; металлы со стеклом, графитом, фарфором; керамику с полупроводниками; различные пластмассы и т. д.

По прочности паяные и клеевые соединения уступают сварным в тех случаях, когда материал деталей обладает достаточно хорошей свариваемостью. Исключение составляют соединения тонкостенных элементов типа оболочек, когда имеется опасность прожога деталей при сварке.

Применение пайки и склеивания в машиностроении возрастает в связи с широким внедрением новых конструкционных материалов и высокопрочных легированных сталей, многие из которых плохо свариваются.

Пайка и склеивание получают все большее распространение во многих отраслях машиностроения, например, пайка радиаторов в автомобилях, тракторах и сельхозмашинах, камер сгорания жидкостных реактивных двигателей, лопаток турбин, топливных и масляных трубопроводов и др. В самолетостроении наблюдается стремление перейти от клепаной алюминиевой обшивки к обшивке из тонких стальных листов с сотовым промежуточным заполнением. Такая обшивка изготавливается в виде панелей, паянных в термических печах (рис. 4.2).



*Рис. 4.2. Самолетная обшивка из тонких стальных листов с сотовым промежуточным заполнением*

Пайку и склеивание применяют в качестве основных видов соединений в приборостроении, в том числе в радиоэлектронике, причем там они являются преимущественно связующими, а не силовыми соединениями.

Процессы пайки и склеивания довольно легко поддаются механизации и автоматизации, что позволяет значительно повысить производительность труда, снизить массу и стоимость конструкции.

Эффективность применения паяных и клеевых соединений, их прочностные и другие характеристики в большой степени зависят от качества технологического процесса: правильного выбора типа припоя или клея, температурного режима, подготовки поверхностей стыка, защиты их от окисления и др.

## 4.2. Паяные соединения

*Паяные соединения* – это неразъемные соединения, обеспечиваемые силами молекулярного взаимодействия между соединяемыми деталями и припоем. Припой – это металл или сплав, вводимые в расплавленном состоянии в зазор между соединяемыми деталями и обладающие более низкой температурой плавления, чем соединяемые детали.

Процесс пайки состоит из операций прогрева соединяемых поверхностей, расплавления припоя, растекания припоя и заполнения шва,

охлаждения и кристаллизации. Поверхности деталей обезжиривают, очищают от окислов и прочих посторонних частиц. Без этого невозможно обеспечить хорошую смачиваемость поверхностей припоем и заполнение зазора в стыке. Существенное значение имеет размер зазора в стыке деталей. Он должен иметь некоторое оптимальное значение, так как чрезмерно малые зазоры препятствуют растеканию припоя и полному заполнению шва. При большой толщине шва уменьшается диффузионный процесс и увеличивается расход припоя. Для пайки стальных деталей тугоплавкими припоями (серебряными или медными) приблизительно рекомендуют зазор 0,03...0,15 мм, при легкоплавких (оловянных) – 0,05...0,2 мм.

Необходимость малых и равномерно распределенных зазоров является одним из недостатков пайки, ограничивающим ее применение, в особенности для крупногабаритных конструкций. По сравнению со сваркой пайка требует более точной механической обработки и сборки деталей перед пайкой. Примеры сборки деталей перед пайкой показаны на рис. 4.3, а...ж. Для фиксации относительного положения деталей часто используют различные приспособления, большие плоские стыки прихватывают точечной сваркой (рис. 4.3, а) и т. п.

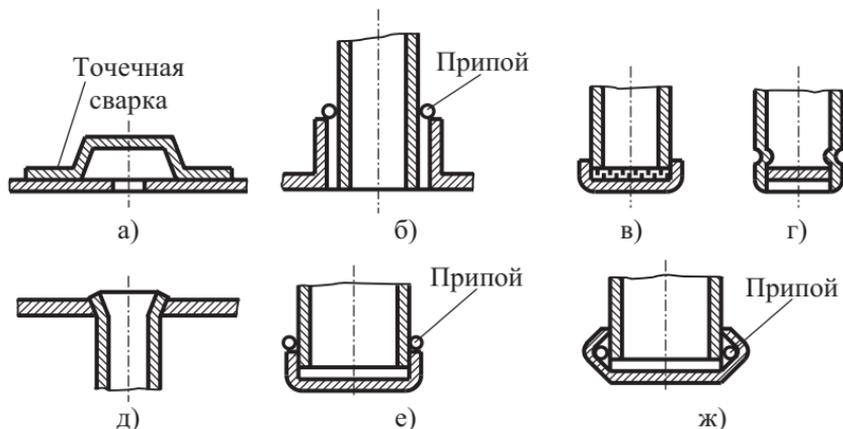


Рис. 4.3. Примеры сборки деталей перед пайкой

Нагрев припоя и деталей при пайке выполняют паяльником, паяльной лампой, газовой горелкой, токами высокой частоты (ТВЧ), в термических печах, погружением в ванну с расплавленным припоем и пр. Для уменьшения вредного влияния окисления поверхностей деталей применяют специальные флюсы (на основе канифоли, буры, хлористого цинка и др.), паяют в среде нейтральных газов или в вакууме.

При конструировании паяных соединений выбирают основной металл, припой и способ пайки. Паяемость основного металла припоями, обеспечивающими требуемую прочность, является главным условием его выбора.

Припой должны быть легкоплавкими, хорошо смачивать обезжиренные соединяемые поверхности деталей, обладать достаточно высокой прочностью, пластичностью, непроницаемостью. Коэффициенты линейного расширения материалов соединяемых деталей и припоев не должны сильно различаться. В качестве припоев применяют чистые металлы и, в основном, сплавы на основе олова, меди, серебра и т. п. В табл. 4.1 приведены механические характеристики и области применения некоторых припоев.

Таблица 4.1

**Механические характеристики и области применения распространенных припоев**

Марка припоя	Основа	$\sigma_b$ , МПа	$\delta$ , %	Назначение
Л 63 (проволока)	Медь	450	2	Для пайки стальных изделий неотчетственного назначения
ПСр 40 ПСр 45	Серебро	380...440 370...510	18...37 16...35	Пайка трубопроводов, патрубков и других деталей и узлов из конструкционных и коррозионно-стойких сталей. Могут работать до температуры 350...450 °С
ВПр 1 ВПр 2 ВПр 4	Медь	840...900 330...440 690...760	12...18 22...46 9...13	Пайка трубопроводов, лопаток турбин и других деталей из коррозионно-стойких сталей
ПОС 90 ПОС 61 ПОС 50	Олово и свинец	43 41 36	35 34 32	Внутренние швы медицинской аппаратуры, детали электротехнической и приборостроительной промышленности

В конструкциях паяных узлов обычно применяют соединения нахлесточные, а также комбинации соединений внахлестку и встык (рис. 4.4). Соединения встык и втавр применяют в исключительных случаях.



Расчет на прочность паяных соединений аналогичен расчету сварных.

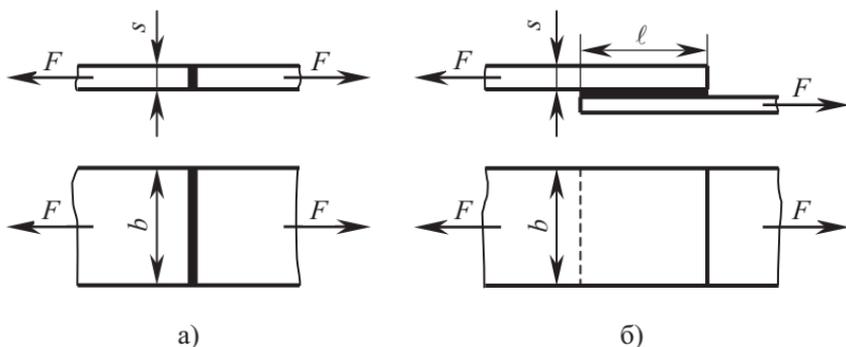


Рис. 4.4. Схемы паяных соединений:  
а – стыкового; б – нахлесточного

Для стыковых соединений условие прочности

$$\sigma = F / (s \cdot b) \leq [\sigma'], \quad (4.1)$$

для нахлесточных соединений

$$\tau = F / (bl) \leq [\tau'], \quad (4.2)$$

где  $[\sigma']$  и  $[\tau']$  – допускаемые нормальное и касательное напряжения в паяном шве.

При соединении стальных деталей прочность материала деталей обычно больше прочности материала шва. В таких случаях условие равнопрочности можно обеспечить только для нахлесточных соединений. Величина нахлестки по условию равнопрочности

$$l = [\sigma] \cdot s / [\tau'], \quad (4.3)$$

где  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение на растяжение для материала деталей,  $s$  – толщина листа.

Общих рекомендаций по допускаемым напряжениям для паяных соединений не выработано. Допускаемое напряжение на срез можно принимать для паяных швов из оловянно-свинцовых припоев  $[\tau']_c = 20 \dots 30$  МПа, из медно-цинковых припоев  $[\tau']_c = 175 \dots 230$  МПа.

Прочность при срезе соединений, паянных оловянно-свинцовыми припоями, а также припоями на основе меди и серебра, составляет  $(0,8 \dots 0,9) \sigma_{вп}$ , где  $\sigma_{вп}$  – предел прочности припоя.

Предел прочности спая на растяжение для большинства сталей на  $30 \dots 40$  % выше напряжения среза.

Пределы прочности для паяных соединений приведены в табл. 4.2.

Допускаемые напряжения для паяных соединений

Материал паяных элементов	Припой	Способы нагрева при пайке	Пределы прочности для соединений, МПа	
			стыковых $\sigma$	нахлесточных $\tau$
Латунь, медь	Олово ПОС 40 ПОС 18 ПСр45	Паяльником	40...50	30...40
		»	60...70	40...50
		»	80...90	25...40
		В печи	300...320	240...300
Низкоуглеродистая сталь	Олово ПОС 40 ПОС 18 ПСр 45 ВПр 2 Медь М1	Паяльником	80	40
		»	100	60
		»	105	50
		В печи	220...240	170...180
		»	300...400	250...300
		»	350...400	170...200

Виды паяных соединений разнообразны. Кроме стыковых и нахлесточных соединений в конструкциях используют: телескопическое (рис. 4.5, а), внахлестку с заклепкой (рис. 4.5, б) или штифтом (рис. 4.5, в), внахлестку со шпонкой (рис. 4.5, г), фальцевый замок (рис. 4.5, д).

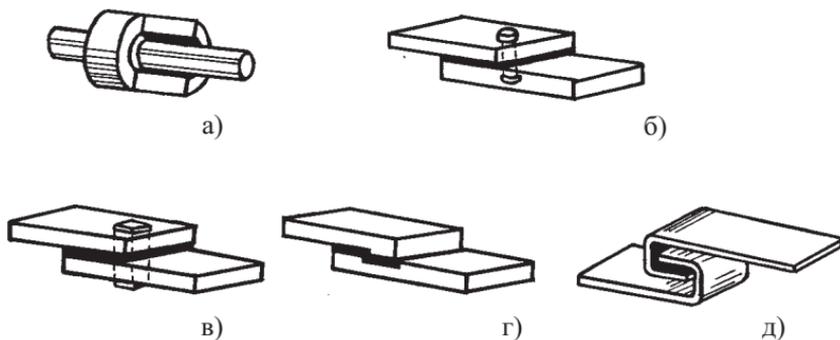


Рис. 4.5. Виды паяных соединений

**Пример.** Определить ширину шва  $b$  (длину нахлестки) паяного соединения латунного сильфона с патрубком вакуумной камеры припоем ПОС 40. Максимальная нагрузка, действующая на сильфон в рабочем режиме,  $F = 13$  кН. Конструкция соединения представлена на рис. 4.6. Диаметр патрубка  $D = 36$  мм.

**Решение.** 1. Определяем допускаемые напряжения на срез для припоя ПОС 40 при соединении элементов из латуни. Из таблицы 4.2  $\tau = 40$  МПа; принимаем коэффициент запаса  $[s]=3$ . Тогда  $[\tau'] = \tau/[s] = 40/3 = 13,3$  МПа.

2. Ширина шва (длина нахлестки сиффона и патрубка)

$$b = F / (\pi D [\tau']) = 13 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 36 \cdot 13,3) = 8,6 \text{ мм.}$$

Таким образом, длина нахлестки должна быть не менее 9 мм.

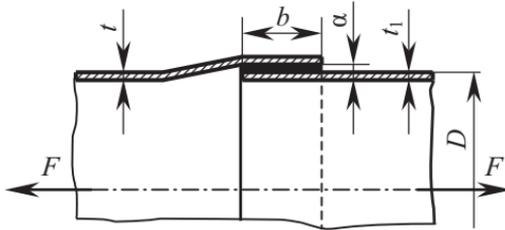


Рис. 4.6. Схема паяного телескопического соединения сиффона с патрубком вакуумной камеры

### 4.3. Клеевые соединения

Неразъемное соединение элементов конструкций с помощью клея, образующего между ними тонкую прослойку (клеевой шов), называется *клеевым*.

Соединение с помощью клея осуществляется за счет сил адгезии (сцепления) в процессе затвердевания жидкого клея. Имеются клеевые составы с избирательной адгезией к каким-либо определенным материалам – это специальные клеи (например резиновые); с высокой адгезией к различным материалам (например, к металлам, керамике, дереву, пластмассам и др.) – это универсальные клеи (например БФ).

Создание высококачественных синтетических клеев на базе фенольных, эпоксидных и других смол, а также фенолкаучуковых и других композиций явилось основанием для более широкого применения в машиностроении и приборостроении клеевых соединений. Их применяют в тех же конструкциях, что и сварные соединения, но преимущественно тонкостенных, выполненных из листовых материалов. Клеевые соединения применяют даже в ответственных машинах и сооружениях, например самолетах и мостах. В отличие от сварки склеиванием соединяют детали не только из однородных, но и разнородных материалов, например металлическую деталь с пластмассовой и т. д. Благодаря этому клеевые соединения используют для производства но-

вых материалов в форме слоистых листов (металлических листов с пластмассовым покрытием или пластмасс с покрытием из металла и т. д.).

Иногда склеивание представляет собой единственный способ соединения разнородных материалов в ответственных конструкциях. Клеевые соединения позволяют реализовать новые конструкции (слоистые, сотовые и др.), которые не могут быть выполнены с помощью других типов соединений.

Клеевые швы не ослабляют металл, как при сварке или сверлении отверстий под болты, они не подвержены коррозии и часто герметичны без дополнительного уплотнения. Достоинства клеевых соединений: возможность соединения деталей из разнородных материалов, в том числе из тонколистовых и не поддающихся сварке и пайке; герметичность, обеспечиваемая непрерывной клеевой пленкой; высокая коррозионная стойкость; хорошее сопротивление усталости.

Недостатки клеевых соединений: низкая прочность при неравномерном отрыве (отдире); ограниченная теплостойкость; относительно невысокая долговечность некоторых клеев («старение»); необходимость соблюдения мер по технике безопасности (установка приточно-вытяжной вентиляции); для большинства соединений требуются нагрев, сжатие и длительная выдержка соединяемых деталей.

Технология образования клеевых соединений включает ряд последовательных операций: подготовку склеиваемых поверхностей деталей путем очистки их от пыли, обезжиривания с помощью органических растворителей и образования шероховатости зачисткой наждачной шкуркой или обработкой пескоструйным аппаратом для увеличения поверхности склеивания; нанесение клея на эти поверхности и сборку деталей соединения; выдержку соединения при требуемых давлении и температуре. Клей наносят кистью или пульверизатором.

Прочность клеевого соединения в значительной степени зависит от толщины клеевого слоя, которая определяется вязкостью клея и давлением при склеивании. Рекомендуемые значения толщины клеевого слоя составляют 0,05...0,15 мм; при толщине клеевого шва 0,5 мм и более прочность соединения значительно снижается. Наибольшее влияние на прочность клеевого соединения оказывает температура эксплуатационного режима, которая для большинства конструктивных клеев рекомендуется в пределах от  $-60^{\circ}\text{C}$  до  $+80^{\circ}\text{C}$ .

Клеи делят на конструкционные (для прочностных соединений) и неконструкционные (для ненагруженных соединений).

По природе основного компонента различают неорганические, органические и элементоорганические клеи. К неорганическим клеям

относят жидкие стекла, применяемые для склеивания целлюлозных материалов.

Существует большое разнообразие конструкционных клеев, отличающихся физико-механическими свойствами и технологией их применения. Наибольшее применение в машиностроении и приборостроении имеют органические клеи на основе синтетических полимеров, например универсальные клеи БФ, технические условия на которые стандартизованы, и эпоксидные клеи с наполнителем и без наполнителя. При необходимости повышенной теплостойкости (до 1000°С) применяют элементоорганические клеи, обладающие сравнительно меньшей эластичностью. Клеи не являются проводниками, поэтому при необходимости обеспечить электропроводность в них добавляют порошкообразное серебро.

Применение в промышленности получают клеи, обладающие коррозионной неактивностью, нетоксичностью, грибо-, водо- и атмосферостойкие с высоким сопротивлением старению и способностью к длительному хранению (табл. 4.3).

Таблица 4.3

**Механические характеристики клеевых соединений  
и области применения клеев**

Клей	Предел прочности, МПа		Назначение
	при отрыве	при сдвиге	
Изоцианатный	4	–	Склеивание резины с металлом и тканями
Неорганический	10	7	Склеивание металлов, работающих при температуре до 500°С
Поливинилацеталь-феновый	20	–	Склеивание стекла и дюралюмина при температуре до 40°С
Эпоксидный (ЭД-5, ЭД-6, ЭД-40 и др.)	45	20	Склеивание металлов и неметаллов в интервале температур $\pm 60^{\circ}\text{C}$
Полиуретановый (ПУ-2 и др.)	34,5	16	То же
Фенолформальдегидный (БФ-2, ВС-10 и др.)	8	2,8	»
Синтетический	20...40	10...20	Склеивание металлов, древесины, стекла, фарфора, резины, кожи и т. п.
Полиакриловый (ВК-31, ВК-41 и др.)	23	30...40	То же



Расчетные формулы на сдвиг и отрыв для клеевых соединений имеют вид

$$\tau = F / A_k \leq [\tau'], \quad (4.4)$$

$$\sigma_p = F / A_k \leq [\sigma']_p, \quad (4.5)$$

где  $F$  – действующая сила;  $A_k$  – площадь склеивания. Допускаемое напряжение на сдвиг –  $[\tau'] = \tau_b/[s]$ , а на отрыв –  $[\sigma']_p = \sigma_b/[s]$ , где для распространенных клеев предел прочности при сдвиге  $\tau_b \leq 60$  МПа, предел прочности при растяжении  $\sigma_b \leq 50$  МПа, а допускаемый коэффициент запаса прочности  $[s] = 1,2 \dots 1,5$ .

**Пример.** Рассчитать стыковое клеевое соединение (рис. 4.8), находящееся под действием статической осевой нагрузки  $F=20$  кН (определить наружный диаметр  $D$  соединительных фланцев). Внутренний диаметр соединяемых труб  $d = 25$  мм, соединение работает при комнатной температуре.

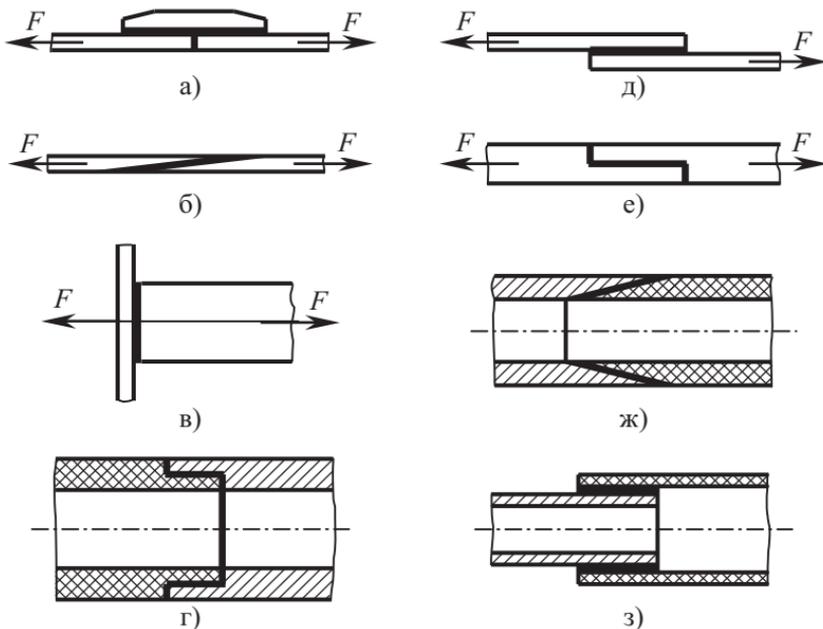


Рис. 4.7. Примеры клеевых соединений:

- a* – стыковое с накладкой; *б* – косостыковое; *в* – стыковое;
- г* – стыковое соединение труб одинакового диаметра;
- д* – нахлесточное; *е* – нахлесточное шпунтовое; *ж* – косостыковое соединение труб одного диаметра; *з* – нахлесточное (телескопическое) соединение труб



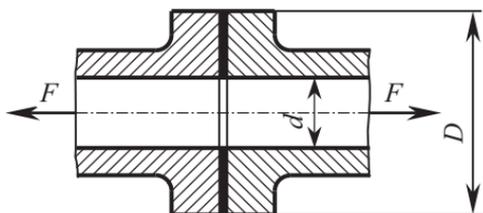


Рис. 4.8. Клеевое фланцевое соединение

**Решение.** 1. Выбираем для выполнения соединения клей БФ-2. Из таблицы 4.3 предел прочности  $\sigma_b$  при 20°C для этого клея составляет 8 МПа. Принимаем допускаемый коэффициент запаса прочности  $[s]=1,5$ . Тогда допускаемое напряжение на разрыв составит

$$[\sigma']_b = \sigma_b / [s] = 8 / 1,5 = 5,33 \text{ МПа.}$$

2. Находим наружный диаметр соединения из условия прочности на разрыв  $\sigma_p = F / A = 4F / [\pi(D^2 - d^2)] \leq [\sigma']_p$ .

Откуда

$$D = \sqrt{4F / (\pi[\sigma']_p) + d^2} = \\ = \sqrt{4 \cdot 20 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 5,33) + 25^2} = 73,5 \text{ мм.}$$

Принимаем ближайшее большее стандартное значение  $D = 75 \text{ мм}$ .

### Вопросы для самоконтроля

1. К какому виду соединений относятся паяные и клеевые соединения?
2. Где применяют соединения пайкой и склеиванием?
3. Преимущества и недостатки паяных и клеевых соединений по сравнению со сварными.
4. От чего зависит эффективность применения паяных и клеевых соединений?
5. Расчетные формулы для стыковых и нахлесточных паяных соединений.
6. Расчетные формулы на сдвиг и отрыв для клеевых соединений.

## ГЛАВА 5

### КЛЕММОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

В машиностроении существует вид соединений, которые применяют для закрепления на осях, валах, штоках, колоннах различного рода рычагов или кронштейнов. В этих соединениях используются силы трения, возникающие на контактирующих поверхностях деталей за счет сжатия этих поверхностей посредством болтов или винтов. Такие соединения называют клеммовыми (от нем. Klemme – зажим) или фрикционно-винтовыми (рис. 5.1).

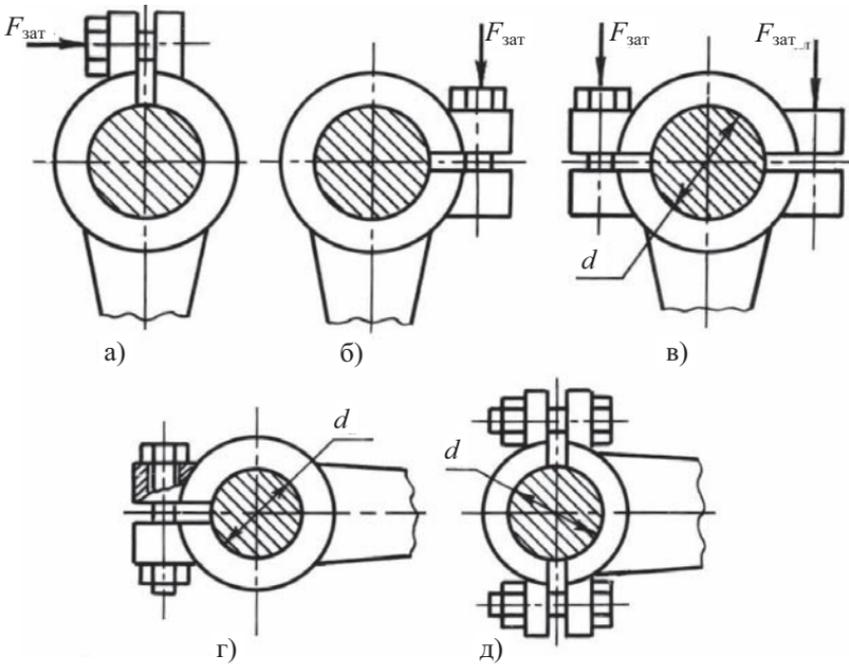


Рис. 5.1. Клеммовые соединения

Конструктивно эти соединения обычно имеют охватываемую деталь (вал) и охватывающую деталь – утолщенную часть рычага или кронштейна с отверстием внутри, которую называют клеммой (ступицей). Ступица может быть выполнена с разрезом (рис. 5.1, а, б, г) или иметь съемную половину (рис. 5.1, в, д).

Сжатие сопряженных поверхностей ступицы и вала выполняют за счет винтов, когда в одной из половин ступицы нарезают внутреннюю резьбу (рис. 5.1, а, б, в) или за счет болтов, как это показано на рис. 5.1, г, д.

За счет сил трения, которые возникают на сопряженных поверхностях ступицы и вала после затяжки болтов (винтов), клеммовое соединение способно воспринимать внешние нагрузки:

- осевую сдвигающую силу  $F_a$ ;
- вращающий момент  $T$ ;
- совместное действие вращающего момента  $T$  и осевой силы  $F_a$ .

К достоинствам клеммового соединения можно отнести: отсутствие ослабления вала, например за счет шпоночных канавок, простоту монтажа и демонтажа, возможность свободного регулирования положения устанавливаемой на вал детали как в окружном, так и осевом направлениях.

К недостаткам клеммового соединения относят: малую несущую способность, увеличение количества деталей, дисбаланс.

Конструкция клеммового соединения с разрезом ступицы наиболее проста (5.1, а, б, г), но позволяет производить монтаж только с конца вала. Разъемное клеммовое соединение (рис. 5.1, в, д) является более сложным в изготовлении и более тяжелым, но позволяет устанавливать его в любой части вала независимо от формы соседних участков.

Затяжка болтов должна быть достаточной для создания необходимых сил прижатия клеммы (ступицы) к валу и возникновения сил трения для передачи соединением заданной нагрузки.

Болты клеммового соединения устанавливают в отверстия проушин клеммы с зазором, и поэтому они работают только на растяжение от предварительной затяжки.

Для нормальной работы клеммового соединения необходимо выполнение условий:

$$F_{\text{тр}} \geq F_a; T_{\text{тр}} \geq T; F_{\text{тр}} \geq R, \quad (5.1)$$

где  $F_{\text{тр}}$  – сила трения на контактирующих поверхностях клеммового соединения, Н;  $F_a$  – внешняя осевая сила, Н;  $T_{\text{тр}}$  – момент сил трения на контактирующих поверхностях клеммового соединения, Н·м;  $T$  – внешний вращающий момент, Н·м;  $R$  – равнодействующая сила (Н) при совместном действии осевой силы и вращающего момента.

Сила трения и момент сил трения в клеммовом соединении зависят от величины давления  $p$  на поверхности контакта и закона его распределения. Это в свою очередь связано с технологией изготовления сопряженных поверхностей и наличия или отсутствия зазора в соединении перед затяжкой винтов или болтов.

Клеммовые соединения могут быть выполнены двух видов:

1. Отверстие клеммы с валом до затяжки болтов образуют посадку типа  $\varnothing \dots H7/h6$ ,  $\varnothing \dots H6/g6$ , т. е. сопряжение с зазором больше нуля;
2. Отверстие клеммы с валом до затяжки болтов образуют посадку типа  $\varnothing \dots H7/n6$ ,  $\varnothing \dots H7/p6$ , т. е. сопряжение, имеющее в основном натяги.

В первом случае считают, что контакт между ступицей и валом происходит по образующим цилиндрической посадочной поверхности перпендикулярно осям стягивающих болтов (винтов). Такое допущение является худшим случаем работы соединения, и неточность расчетной схемы идет в запас прочности. На самом деле давление по поверхности контакта распределено неравномерно и близко к параболическому [51].

Во втором случае считают, что после затяжки болтов закон распределения давления близок к равномерному.

В соответствии с этими допущениями существует два способа расчета.

**Первый способ.** Клемма с разрезом до затяжки болтов образует с валом посадку с зазором. После затяжки болтов сопряжение нагружено вращающим моментом  $T$ . Допуская, что контакт сопряженных поверхностей происходит по линии, можно записать (рис. 5.2):

$$F_{\text{тр}} \cdot d \geq T \quad \text{или} \quad f F_N d \geq T \quad (5.2)$$

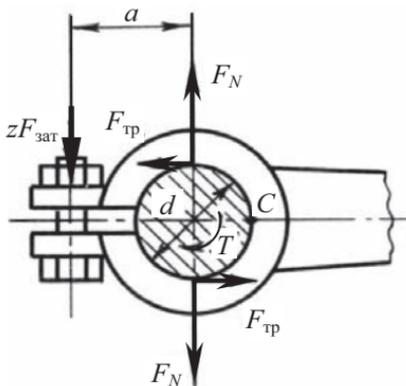


Рис. 5.2. Расчетная схема

Чтобы уйти от неравенства, принимают коэффициент запаса сцепления  $S$ , который назначают в пределах от 1,2 до 1,8. С учетом коэффициента сцепления можно записать условие работоспособности соединения:

$$f F_N d = S \cdot T, \quad (5.3)$$

где  $f$  – коэффициент трения;  $F_N$  – нормальная реакция, Н;  $d$  – диаметр сопряжения, м;  $S$  – коэффициент запаса;  $T$  – внешний вращающий момент, Н·м.

Рассматривая равновесие верхней полуклеммы (рис. 5.3.) относительно точки  $C$ , можно записать:

$$F_N \cdot d / 2 = z \cdot F_{\text{зат}} \left( a + \frac{d}{2} \right) \quad (5.4)$$

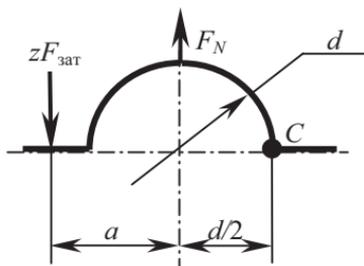


Рис. 5.3. Расчетная схема

Откуда получим после несложных преобразований:

$$F_N = \frac{z \cdot F_{\text{зат}} \cdot (2a + d)}{d} \quad (5.5)$$

Подставляя  $F_N$  в уравнение 5.3, получим необходимое усилие затяжки болта:

$$F_{\text{зат}} = \frac{S \cdot T}{f \cdot z \cdot (2a + d)} \quad (5.6)$$

**Второй способ.** Клемма с разрезом до затяжки болтов образует с валом посадку с натягом. После затяжки болтов сопряжение нагружено вращающим моментом  $T$ . Допуская равномерное распределение давления по поверхности контакта сопряженных деталей, можно записать (рис. 5.4):

$$\pi \cdot d \cdot l \cdot p \cdot f \cdot \frac{d}{2} \geq T, \quad (5.7)$$

где  $d$  – диаметр сопряжения, м;  $l$  – длина клеммы в осевом направлении, м;  $p$  – давление на поверхности контакта, Па;  $f$  – коэффициент трения;  $T$  – внешний вращающий момент, Н·м.

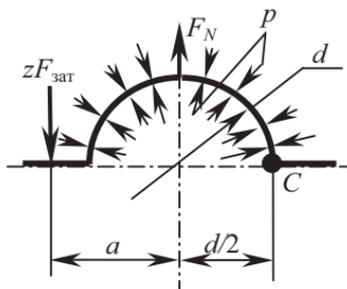


Рис. 5.4. Расчетная схема

С учетом коэффициента запаса  $S$  уравнение (5.7) приобретает вид:

$$\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot p \cdot f = 2S \cdot T \quad (5.8)$$

Суммарная нормальная реакция на верхнюю полуклемму может быть определена по формуле:

$$F_N = p \cdot d \cdot l, \quad (5.9)$$

где  $p$  – контактное давление, Па;  $d$  – диаметр сопряжения, м;  $l$  – длина клеммы в осевом направлении, м.

Подставляя (5.9) в уравнение (5.5) и решая его относительно контактного давления  $p$  будем иметь:

$$\frac{z \cdot F_{\text{зат}} \cdot (2a + d)}{d} = p \cdot d \cdot l; \quad (5.10)$$

$$p = \frac{z \cdot F_{\text{зат}} \cdot (2a + d)}{d^2 l}. \quad (5.11)$$

Подставляя полученное  $p$  в формулу (5.8), после несложных преобразований находим необходимое усилие затяжки болта:

$$F_{\text{зат}} = \frac{2 \cdot S \cdot T}{\pi \cdot f \cdot z(2a + d)} \quad (5.12)$$

Формула (5.12.) отличается от (5.6.) только множителем  $\frac{2}{\pi} \approx 0,637$ .

Это говорит о том, что при равномерном распределении давления по поверхности контакта усилие затяжки болтов будет в 0,637 раза меньше, чем при неравномерном распределении.

В приведенных выше формулах применена международная система единиц СИ. В инженерных расчетах принято указывать размеры в миллиметрах. Поэтому необходим перевод момента из Н·м в Н·мм и величину вращающего момента следует умножить на  $10^3$ .

**Пример 1.** Определить величину силы затяжки болтов клеммового соединения, детали которого выполнены из стали 45 (рис. 5.5) и подобрать стандартные болты, если известно:  $L = 1$  м;  $Q = 300$  Н;  $a = 50$  мм; число болтов  $z = 2$ , коэффициент трения сталь по стали  $f = 0,15$ ; коэффициент запаса сцепления  $S = 1,2$ ; нагрузка статическая. Отверстие в клемме  $\text{Ø}50\text{H}7$ , а вал  $\text{Ø}50\text{h}6$ .

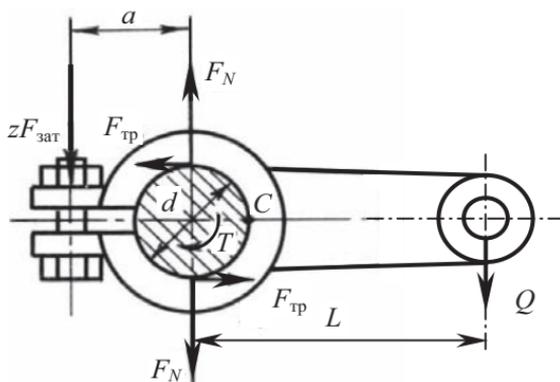


Рис. 5.5 Расчетная схема к примеру 1

**Решение.** Внешний вращающий момент, действующий на клеммовое соединение:

$$T = Q \cdot L = 300 \cdot 1 = 300 \text{ Н·м.}$$

Клеммовое соединение до затяжки болтов образует посадку  $\text{Ø}50\text{H}7/\text{h}6$  с зазором от 0 до 41 мкм. Поэтому следует принять неравномерное распределение давления по поверхности контакта, а необходимое усилие затяжки болтов определим по формуле 5.6:

$$F_{\text{зат}} = \frac{S \cdot T \cdot 10^3}{f \cdot z \cdot (2a + d)} = \frac{1,2 \cdot 300 \cdot 10^3}{0,15 \cdot 2(2 \cdot 50 + 50)} = 8000 \text{ Н;}$$

Принимаем болты класса прочности 6.6 по ГОСТ 1759.1-82 из стали 45, для которых напряжение текучести  $\sigma_T = 360$  МПа. Допускаемый коэффициент запаса при неконтролируемой затяжке примем  $[S] = 3$ .

Допускаемое напряжение на растяжение для болта определим по формуле:

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[S]} = \frac{360}{3} = 120 \text{ МПа.}$$

Необходимый диаметр болта:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{зат}} \cdot 1,3}{\pi \cdot [\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8000 \cdot 1,3}{\pi \cdot 120}} = 10,5 \text{ мм.}$$

Ближайшее большее значение  $d_1$  у метрической резьбы М12×1,25:  $d_1 = 10,647$  мм.

Принимаем два болта М12 с шагом 1,25 мм.

**Пример 2.** По условию первой задачи определить величину силы затяжки болтов и подобрать стандартные болты, если отверстие в клемме по чертежу Ø50Н7, вал Ø50р6.

**Решение.** Внешний вращающий момент, действующий на клеммовое соединение, будет прежним:  $T = Q \cdot L = 300 \cdot 1 = 300$  Н·м.

Клеммовое соединение до затяжки болтов образует посадку Ø50Н7/р6 с возможными натягами от 1 мкм до 42 мкм. Поэтому принимаем распределение давления по поверхности контакта после затяжки болтов близкое к равномерному, а необходимое усилие затяжки болтов определим по формуле 5.12:

$$F_{\text{зат}} = \frac{2 \cdot S \cdot T \cdot 10^3}{\pi \cdot f \cdot z \cdot (2a + d)} = \frac{2 \cdot 1,2 \cdot 300 \cdot 10^3}{\pi \cdot 0,15 \cdot 2(2 \cdot 50 + 50)} = 5093 \text{ Н.}$$

Необходимый диаметр болта:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{зат}} \cdot 1,3}{\pi \cdot [\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5093 \cdot 1,3}{\pi \cdot 120}} = 8,38 \text{ мм.}$$

Ближайшее большее значение  $d_1$  имеет метрическая резьба М10×1,25:  $d_1 = 8,647$  мм. Принимаем два болта М10×1,25.

В заключение следует отметить, что сборка второго соединения Ø50Н7/р6 и его регулировка (если она потребуется) значительно сложнее, чем у первого соединения Ø50Н7/н6.

На работу клеммового соединения оказывает влияние точность выполнения сопряжения: отклонения от цилиндричности посадочных поверхностей, величина шероховатости поверхностей. Так, для данной



задачи при нормальном уровне относительной геометрической точности (уровень А по ГОСТ 24643-81) отклонения от цилиндричности не должны превышать 0,3 допуска на размер  $T_p$ , а шероховатость по параметру  $R_a \leq 0,05 \cdot T_p$ .

Для вала  $\varnothing 50p6$  будем иметь:

$$T_p = IT6_{50} = 16 \text{ мкм};$$

$$T\lambda \leq 0,3 \cdot T_p = 0,3 \cdot 16 = 4,8 \text{ мкм} \Rightarrow T\lambda = 0,005 \text{ мм};$$

$$R_a \leq 0,05 \cdot T_p = 0,05 \cdot 16 = 0,8 \text{ мкм} \Rightarrow R_a = 0,8 \text{ мкм}.$$

Для отверстия  $\varnothing 50H7$  можно принять такие же параметры.

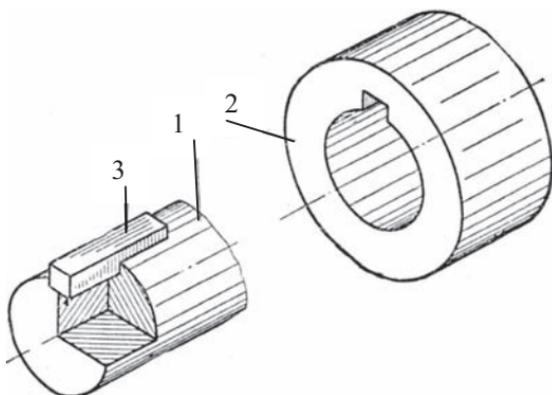
### Вопросы для самоконтроля

1. Что представляет собой клеммовое соединение?
2. Для чего применяют клеммовое соединение?
3. Какие конструктивные особенности имеет клеммовое соединение?
4. Какие нагрузки может воспринимать клеммовое соединение?
5. Каковы преимущества и недостатки клеммового соединения с разрезом ступицы?
6. Каковы преимущества и недостатки клеммового соединения со съемной полуступицей?
7. Как рассчитывают болты (винты) клеммового соединения?

### ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

#### 6.1. Общие сведения

Для передачи вращающего момента в сопряжении вал-втулка (ступица) часто применяют шпоночные и зубчатые (шлицевые) соединения. В конструктивном отношении соединения довольно просты. В продольные пазы вала 1 (рис. 6.1) и сопрягаемой с ним детали (втулкой) 2 помещают стальную деталь 3, называемую шпонкой. Она препятствует проворачиванию шпоночные сопряженных деталей (вал-втулка) и таким образом становится возможной передача вращающего момента от вала ко втулке или наоборот.



*Рис. 6.1. Элементы шпоночного соединения*

Шпоночные соединения могут быть подвижными, когда втулка имеет возможность перемещения по валу в осевом направлении, и неподвижными, когда такое перемещение невозможно.

Шпоночные соединения классифицируют по форме шпонки на призматические (рис. 6.2, 6.3), клиновые (рис. 6.4), сегментные (рис. 6.5, 6.6), и тангенциальные (рис. 6.7). Различают шпоночные соединения ненапряженные (с призматическими и сегментными шпонками) и напряженные (с клиновыми и тангенциальными шпонками). В напряженных шпоночных соединениях создаются напряжения в процессе сборки до приложения внешней нагрузки. Запрессовка клиновой шпонки в паз приводит к радиальному смещению осей вала и ступицы,

что вызывает дисбаланс во время работы механизма. Клиновые шпонки применяют редко и поэтому здесь не рассматриваются.

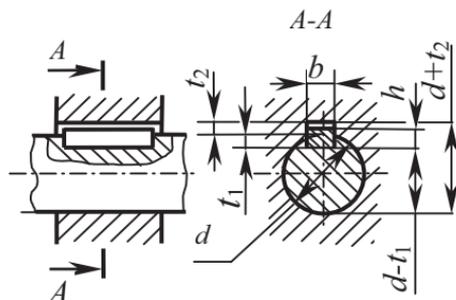


Рис. 6.2. Размеры сечений пазов для призматических шпонок

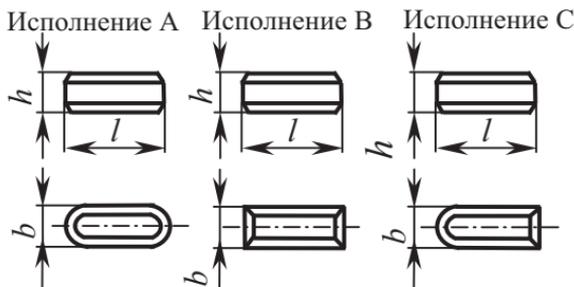


Рис. 6.3. Исполнение призматических шпонок

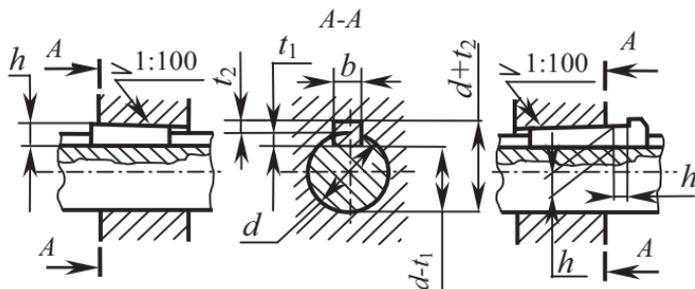


Рис. 6.4. Размеры сечений пазов для клиновых шпонок

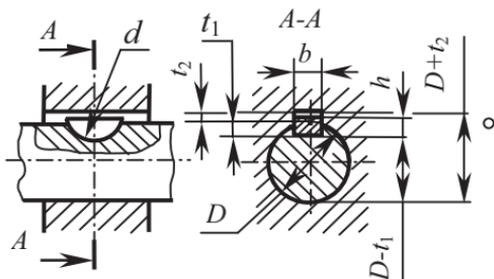


Рис. 6.5. Размеры сечений пазов для сегментных шпонок

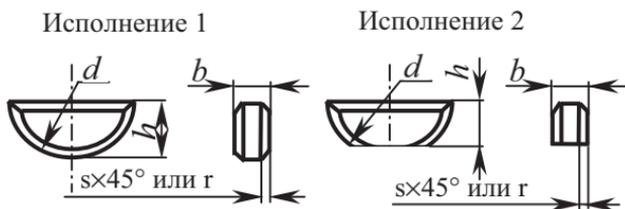


Рис. 6.6. Исполнение сегментных шпонок

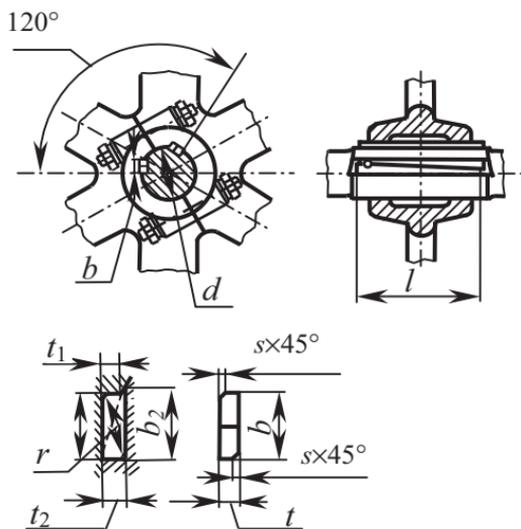


Рис. 6.7. Соединение тангенциальными шпонками

Наибольшее распространение в машиностроении получили ненапряженные шпоночные соединения с призматическими и сегментными шпонками.

Достоинства ненапряженных шпоночных соединений: простота конструкции и сравнительно низкая стоимость изготовления.

Недостатки: шпоночное соединение ослабляет вал и ступицу своими пазами; возникает концентрация напряжений в зоне шпоночного паза, приводящая к снижению усталостной прочности деталей соединения; трудность обеспечения взаимозаменяемости для призматических шпонок.

Шпоночные пазы в валу получают фрезерованием дисковыми (рис. 6.8, а) или торцовыми (пальцевыми) фрезами (рис. 6.8, б), а во втулке – долблением на долбежном станке или протягиванием одношлицевой протяжкой на протяжном станке.

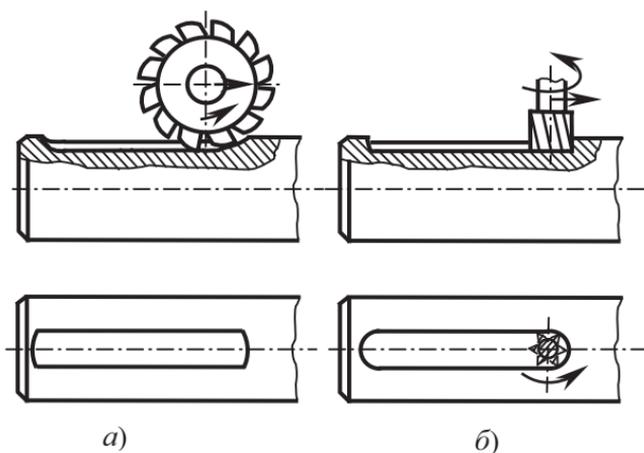


Рис. 6.8. Способы получения шпоночных пазов:  
а – дисковой фрезой; б – пальцевой фрезой

Для нормальной работы шпоночного соединения надо выдержать с необходимой точностью не только размеры шпоночных пазов на валу и в ступице, но и обеспечить соответствующее положение их относительно базовой оси вала. Отклонение от параллельности боковых поверхностей пазов относительно оси вала не должно превышать половины допуска шпоночного паза ( $0,5T_{ш.п.}$ ) [52], а отклонение от симметричности – не более двух допусков на шпоночный паз ( $2T_{ш.п.}$ ), где  $T_{ш.п.}$  – допуск на ширину шпоночного паза, принимаемый согласно ГОСТ 23360-78 по девятому квалитету (IT9).

Например, для вала диаметром  $\varnothing 50$  мм по ГОСТ 23360-78 имеем размеры шпоночного паза:  $b = 14$  мм;  $h = 9$  мм;  $t_1 = 5,5$  мм;  $t_2 = 3,8$  мм (см. рис. 6.2). Допуск на ширину шпоночного паза составляет  $T_{ш.п.} =$

$= IT9_{14} = 43$  мкм. Тогда допуск параллельности шпоночного паза  $T_{//}$  не должен превышать  $0,5T_{ш.п} \leq 0,5 \cdot 43 = 21,5$  мкм (стандартное значение допуска параллельности 0,02 мм), а допуск симметричности  $T_{\equiv} \leq 2T_{ш.п} = 2 \cdot 43 = 86$  мкм (стандартное значение допуска симметричности 0,08 мм).

Выдержать такие точностные требования на шпоночный паз во втулке трудно, и реально это может быть достигнуто только при протягивании шпоночного паза одношлицевой протяжкой.

## 6.2. Критерии работоспособности и расчета

Призматическая шпонка, находящаяся в пазах вала и втулки, при передаче вращающего момента испытывает напряжения смятия по боковым граням и напряжения среза по ширине (рис. 6.9).

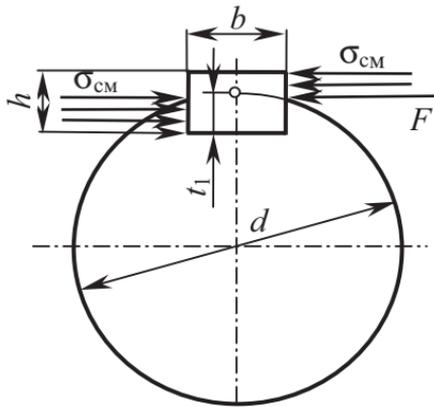


Рис. 6.9. Расчетная схема соединения с призматической шпонкой

Полагая, что шпоночное соединение выполнено точно и напряжения смятия равномерно распределены по контактным поверхностям шпонки и шпоночных пазов (рис. 6.9), а плечо равнодействующей этих напряжений равно половине диаметра вала, условие прочности может быть записано в виде:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{A_{см}} = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma]_{см}, \quad (6.1)$$

где  $F$  – результирующая сила, действующая на шпонку, Н;  $A_{см}$  – площадь смятия, мм<sup>2</sup>;  $T$  – вращающий момент, Н·м;  $d$  – диаметр сопряжения, мм;  $l_p$  – рабочая длина шпонки, мм.

Для призматических шпонок с плоскими торцами  $l_p=l$ , со скругленными торцами  $l_p=l-b$ , где  $l$  – полная длина шпонки,  $b$  – ширина шпонки, мм;  $(h-t_1)$  – глубина врезания шпонки в ступицу, мм;  $t_1$  – (см. рис. 6.9);  $[\sigma]_{\text{см}}$  – допускаемое напряжение смятия, МПа.

Условие прочности на срез (рис. 6.9) определяют по формуле:

$$\tau = \frac{F}{A_{\text{ср}}} = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{d \cdot l_p \cdot b} \leq [\tau]_{\text{ср}}, \quad (6.2)$$

где  $F$  – результирующая сила, действующая на шпонку, Н;  $A_{\text{ср}}$  – площадь среза, мм<sup>2</sup>;  $T$  – вращающий момент, Н·м;  $d$  – диаметр сопряжения, мм;  $l_p$  – рабочая длина шпонки, мм;  $b$  – ширина шпонки, мм;  $[\tau]_{\text{ср}}$  – допускаемое напряжение среза, МПа.

Поперечные сечения призматических шпонок и размеры пазов стандартизованы (ГОСТ 23360-78) и зависят от диаметра вала. При использовании стандартных размеров шпонки и шпоночных пазов нагрузку сопряжения ограничивают напряжения смятия, а не напряжения среза, и в расчетах обычно используют только формулу (6.1).

**Сегментные шпонки** (ГОСТ 24071-80) применяют в условиях массового производства, так как не требуется ручной подгонки или подбора шпонки по пазу.

Паз в валу обрабатывают дисковыми фрезами, а паз в ступице так же, как для призматических шпонок, – долблением или протягиванием.

**Преимущества** сегментных шпоночных соединений:

- простота конструкции;
- технологичность;
- взаимозаменяемость;
- устойчивое положение шпонки в глубоком пазу вала.

Недостатки: глубокий паз под шпонку ослабляет вал, а малая длина шпонки ограничивает нагрузочную способность.

Основными параметрами сегментных шпонок (см. рис. 6.5; 6.6) являются ширина шпонки  $b$  и диаметр заготовки  $d$ . Все размеры  $b$ ,  $d$ , глубину врезания в вал  $t_1$  и в ступицу  $t_2$  выбирают по диаметру сопряжения по ГОСТ 24071-80.

Расчет на прочность соединения с сегментными шпонками аналогичен расчету с призматическими шпонками и ведется по напряжениям смятия. Полагая, что рабочая длина шпонки  $l_p \approx d$  (см. рис. 6.6), можно написать:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{A_{\text{см}}} = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{D \cdot (h-t_1) \cdot d} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (6.3)$$

где размеры соответствуют принятым на рис. 6.5, а остальные обозначения соответствуют принятым для формулы 6.1.

Цилиндрические шпонки (штифты) по ГОСТ 3128-70 и ГОСТ 12207-79 могут применяться при расположении ступицы на конце вала (рис. 6.10).

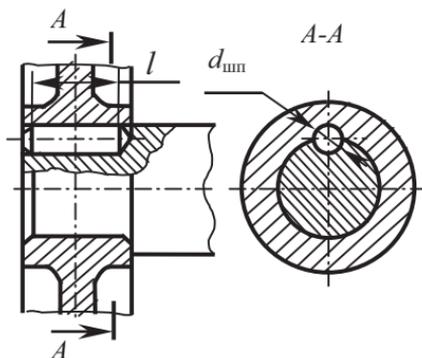


Рис. 6.10. Соединение с цилиндрической шпонкой

Отверстие под такую шпонку обрабатывают в собранном соединении (половина отверстия в валу, половина отверстия в ступице). Окончательно отверстие обрабатывают разверткой, а шпонку запрессовывают в отверстие с натягом.

Расчет на прочность соединения с цилиндрической шпонкой ведется по напряжениям смятия по формуле 6.1, примененной к линейным размерам рис. 6.10:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{A_{\text{см}}} = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{d \cdot \frac{d_{\text{шпн}}}{2} \cdot l} \leq [\sigma]_{\text{см}}. \quad (6.4)$$

### 6.3. Материал шпонок и допускаемые напряжения

Для стандартных шпонок применяют углеродистую и реже легированную сталь с пределом прочности  $\sigma_{\text{в}}$  не ниже 500 МПа. Часто используют, например, стали 40, 45.

Допускаемые напряжения на смятие зависят от режима работы, прочности материала втулки и вала, характера сопряжения.

Для неподвижных соединений рекомендуют следующие допускаемые напряжения [59]:

- для сопряжений, имеющих по цилиндрической посадочной поверхности переходную посадку  $[\sigma]_{\text{см}} = (80 \dots 150)$  МПа;
- для сопряжений, имеющих по цилиндрической посадочной поверхности посадку с натягом  $[\sigma]_{\text{см}} = (110 \dots 200)$  МПа.

Для ступиц из чугуна и при резких изменениях нагрузки принимают меньшее из приведенных значений.

Для подвижных в осевом направлении соединений принимают более низкие значения напряжений  $[\sigma]_{\text{см}}=(20\ldots 30)$  МПа.

Подробно о допускаемых напряжениях можно найти в [5,10].

**Пример.** Для неподвижного соединения вал-ступица зубчатого колеса, имеющего по цилиндрической посадочной поверхности посадку с натягом для центрирования деталей Н7/р6, подобрать призматическую шпонку и проверить ее на прочность.

Исходные данные: номинальный диаметр вала  $d=50$  мм; длина ступицы зубчатого колеса  $l_{\text{ст}}=60$  мм; передаваемый вращающий момент  $T=300$  Нм; обозначения полей допусков по ГОСТ 23360-78 ширины шпонки h9; паза вала N9; паза втулки JS9.

**Решение.** По ГОСТ 23360-78 выбираем размеры шпонки и шпоночного паза для диаметра сопряжения  $\varnothing 50$  мм:  $b=14$  мм;  $h=9$  мм;  $t_1=5,5$  мм;  $t_2=3,8$  мм.

Принимаем длину шпонки на 10 мм меньше длины ступицы

$$l = l_{\text{ст}} - 10 = 60 - 10 = 50 \text{ мм. } l_p = l - b = 50 - 14 = 36 \text{ мм.}$$

Допускаемое напряжение для шпонки из стали 45 и неподвижного соединения, имеющего посадку с натягом по цилиндрической поверхности вала, принимаем  $[\sigma]_{\text{см}}=150$  МПа.

Расчетные напряжения смятия по формуле (6.1):

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 300 \cdot 10^3}{50 \cdot 36 \cdot (9 - 5,5)} = 95,2 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется, т. к.  $\sigma_{\text{см}}=95,2$  МПа  $<$   $[\sigma]_{\text{см}}=150$  МПа.

Проверку на срез не производим, т. к. определяющим для стандартных шпонок является расчет на смятие.

Для нормальной работы рассчитанного шпоночного соединения необходимо, чтобы все его элементы были выполнены с надлежащей точностью, а их размеры с допусками заносятся в рабочий чертеж детали. Согласно исходным данным можно записать следующие посадки:

$$\text{для сопряжения паз вала – шпонка } 14 \frac{N9_{(-0,043)}}{h9_{(-0,043)}};$$

$$\text{для сопряжения паз втулки – шпонка } 14 \frac{JS9_{(\pm 0,021)}}{h9_{(-0,043)}}.$$

При нахождении предельных отклонений симметричного поля допуска, каким является JS9, следует учитывать примечание к таблице значений основных отклонений по ГОСТ 25346-89 (СТ СЭВ 145-88). Согласно этому примечанию во всем диапазоне размеров предельные

отклонения для  $JS = \pm IT/2$  для квалитетов с 7-го по 11-й округляются. Если  $IT$  нечетное, то замена производится ближайшим меньшим четным числом. Поэтому допуск  $IT_{9_{14}} = 43$  мкм заменяется четным меньшим значением 42 мкм, а предельные отклонения получаются  $\pm 21$  мкм.

Схема расположения полей допусков заданных сопряжений приведена на рис. 6.11.

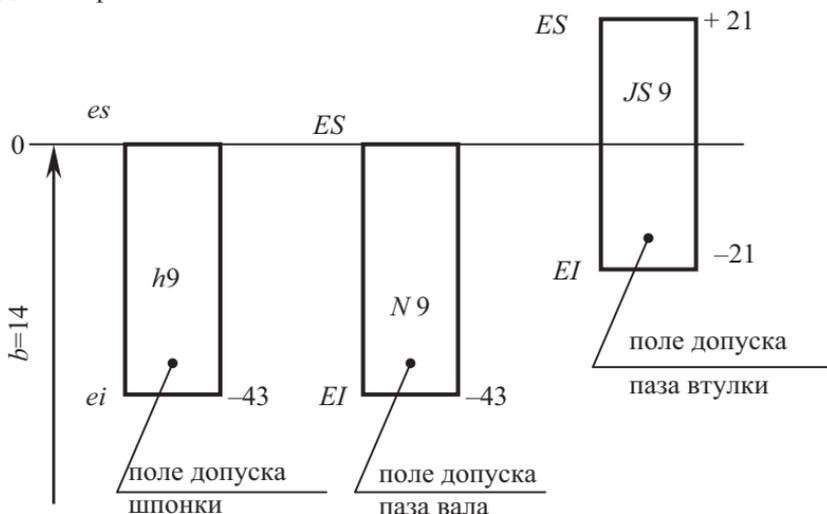


Рис. 6.11. Схема полей допусков для приведенного примера

Предельные отклонения глубины пазов и размеров, связанных с глубиной паза, регламентированы ГОСТ 23360-78 (СТ СЭВ 189-79) и определяются в зависимости от высоты шпонки  $h$ . Для  $h = 9$  мм по указанным стандартам имеем:

предельные отклонения для  $t_1 \Rightarrow \begin{matrix} +0,2 \\ 0 \end{matrix}$ , а размер  $t_1 = 5,5^{+0,2}$ ;

предельные отклонения для  $t_2$  или  $d + t_2 \Rightarrow \begin{matrix} +0,2 \\ 0 \end{matrix}$ , а размер

$$(d + t_2)^{+0,2} = (50 + 3,8)^{+0,2} = 53,8^{+0,2}.$$

Допуски параллельности шпоночных пазов вала и втулки не должны превышать половины допуска на шпоночный паз ( $T_{//} \leq 0,5 T_{ш.п.}$ ) и будут составлять:

$$T_{//} \leq 0,5 T_{ш.п.} = 0,5 \cdot IT_{9_{14}} = 0,5 \cdot 43 \text{ мкм} = 21,5 \text{ мкм} = 0,0215 \text{ мм}.$$

Округляя расчетное значение до ближайшего меньшего стандартного числа, получим:  $T_{//} = 20 \text{ мкм} = 0,02 \text{ мм}$ .

Допуски симметричности шпоночных пазов вала и втулки не должны превышать двух допусков шпоночного паза ( $T_{\equiv} \leq 2 T_{\text{ш.п}}$ ) и будут составлять:

$$T_{\equiv} \leq 2 T_{\text{ш.п}} = 2 \cdot 43 \text{ мкм} = 86 \text{ мкм} = 0,086 \text{ мм}.$$

Округляя расчетное значение до ближайшего меньшего стандартного числа, получим:  $T_{\equiv} = 80 \text{ мкм} = 0,08 \text{ мм}$ . Рассчитанные отклонения проставляют в рабочих чертежах деталей.

Эскизы поперечного сечения приведены на рис. 6.12. Подробнее можно найти в [55].

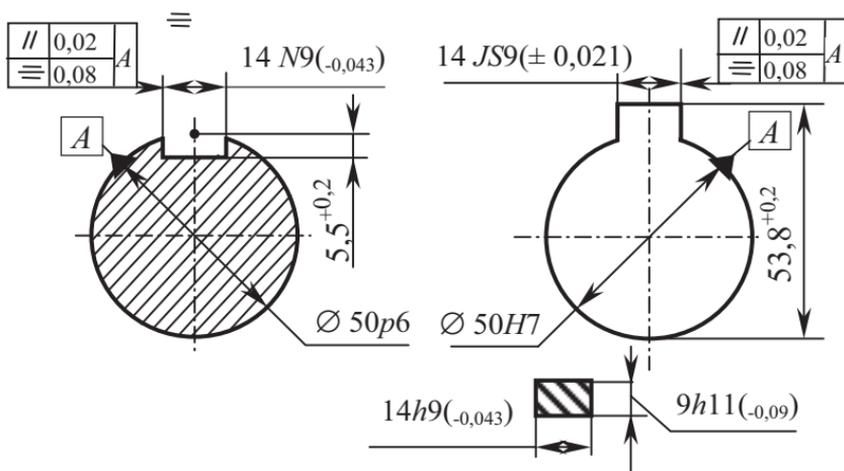


Рис. 6.12. Эскизы поперечного сечения соединения вал-ступица

Только после выполнения указанных технических требований будет возможна нормальная работа рассмотренного шпоночного соединения.

В случаях, когда шпоночное соединение не в состоянии передать необходимый вращающий момент, следует применять зубчатое (шлицевое) соединение.

#### 6.4. Зубчатые (шлицевые) соединения

Зубчатые (шлицевые) соединения образуются выступами-зубьями на валу, которые входят во впадины-пазы во втулке (ступице) рис. 6.13.

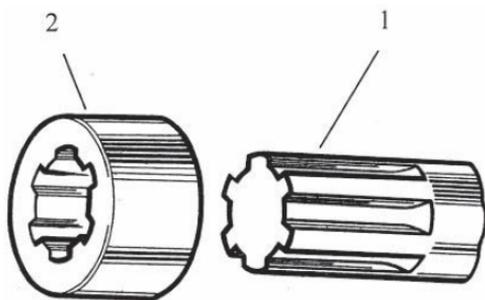


Рис. 6.13. Элементы шлицевого соединения: 1 – шлицевой вал;  
2 – шлицевая втулка (ступица)

Зубья на валах могут быть получены фрезерованием, а впадины (пазы) во втулке (ступице) – долблением или протягиванием. Протягивание является высокопроизводительным способом получения таких отверстий и одновременно обеспечивает высокую их точность.

По сравнению со шпоночными соединениями шлицевые обладают следующими преимуществами:

- большая несущая способность за счет большей рабочей поверхности контакта и более равномерному распределению давления по высоте зуба;
- лучшее центрирование сопряженных деталей;
- более высокая усталостная прочность вала.

Шлицевые соединения могут быть неподвижными (втулка не перемещается по валу в осевом направлении) и подвижными как под нагрузкой, так и без нее.

Существует три вида шлицевых соединений: прямобочные (ГОСТ 1139-80), эвольвентные (ГОСТ 6033-80), треугольные (выполняются по отраслевым стандартам, например ОСТ 100092-73).

Наибольшее распространение в общем машиностроении получили шлицевые соединения с прямобочным профилем зуба ( $\approx 80\%$ ). Они могут быть трех серий: легкой, средней и тяжелой в зависимости от числа зубьев и их высоты. Для обеспечения соосности вала и ступицы по ГОСТ 1139-80 предусмотрено три способа центрирования: центрирование по наружному диаметру  $D$  (рис. 6.14, а), внутреннему  $d$  (рис. 6.14, б) и по боковым сторонам зубьев  $b$  (рис. 6.14, в). В зависимости от способа центрирования и необходимой для этого технологии изготовления пазов предусмотрено три способа исполнения шлицевого паза вала А, В, С (рис. 6.14, д, е, ж).

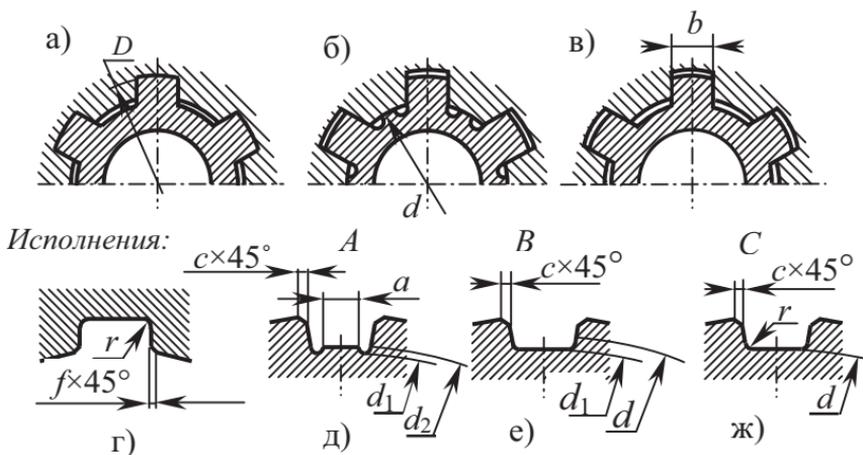


Рис. 6.14. Виды центрирования прямобоковых шлицевых соединений:  
 а) – по наружному диаметру  $D$ ; б) – по внутреннему диаметру  $d$ ;  
 в) – по боковым сторонам зубьев  $b$ ; г–ж – способы исполнения шлицевого паза вала

Наилучшая соосность вала и ступицы (втулки) достигается при центрировании по диаметрам  $D$  и  $d$ , а при центрировании по боковым сторонам зубьев  $b$  – более равномерное распределение нагрузки по зубьям.

С экономической точки зрения более предпочтительным является центрирование по  $D$ . Этот способ применяют в том случае, когда твердость материала втулки  $H < 350 \text{ HB}$  и шлицевое отверстие можно обработать протяжкой, а центрирующая наружная поверхность вала шлифуется на круглошлифовальном станке. Из всех способов центрирования около 80 % прямобоковых шлицевых соединений имеют центрирование по наружному диаметру  $D$ .

Если твердость материала втулки (ступицы)  $H \geq 350 \text{ HB}$ , то применяют центрирование по внутреннему диаметру  $d$ . В этом случае центрирующие поверхности окончательно можно обработать только шлифованием и обходится это значительно дороже, хотя и обеспечивает высокую точность центрирования.

Центрирование по боковым сторонам зубьев  $b$  не дает высокой точности центрирования, но обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям и применяется при тяжелых условиях работы.

Кроме указанных способов центрирования применяют центрирование по вспомогательным цилиндрическим или коническим поверхностям, которое бывает эффективно при больших радиальных нагрузках.

Повышение долговечности шлицевого соединения может быть достигнуто назначением оптимальной точности изготовления центрирующих поверхностей. Соответствующие поля допусков на все элементы шлицевого соединения и посадки установлены в ГОСТ 1139-80.

Обозначения шлицевых соединений, валов и втулок на чертежах (в технической документации) должны содержать:

- букву, обозначающую поверхность центрирования;
- число зубьев;
- номинальные размеры  $d, D, b$ ;
- обозначения полей допусков или посадок центрирующих диаметров, а также размера  $b$ , помещаемые после соответствующих размеров.

Таким образом, при любом способе центрирования посадка по размеру  $b$  должна быть обязательно указана. Допускается не указывать в обозначении допуски нецентрирующих диаметров. Они в указанном выше стандарте являются единственными, и ошибки в их назначении быть не может.

**Пример 1.** Записать условное обозначение прямобочного шлицевого соединения с числом зубьев  $z = 8$ , внутренним диаметром  $d = 42$  мм, наружным диаметром  $D = 48$  мм, шириной зуба  $b = 8$  мм, с центрированием по наружному диаметру  $D$  с посадкой по диаметру центрирования  $\frac{H7}{f7}$  и посадкой по размеру  $b \frac{F8}{f8}$ .

Условное обозначение такого шлицевого соединения запишется в виде:

$$D - 8 \times 42 \times 48 \frac{H7}{f7} \times 8 \frac{F8}{f8} \text{ ГОСТ 1139-80.}$$

В этом соединении:

шлицевое отверстие  $\Rightarrow D - 8 \times 42 \times 48 H7 \times 8 F8$  ГОСТ 1139-80;

шлицевой вал  $\Rightarrow D - 8 \times 42 \times 48 f7 \times 8 f8$  ГОСТ 1139-80.

**Пример 2.** Записать условное обозначение прямобочного шлицевого соединения с числом зубьев  $z = 8$ , внутренним диаметром  $d = 42$  мм, наружным диаметром  $D = 48$  мм, шириной зуба  $b = 8$  мм, с центрированием по внутреннему диаметру, с посадкой по диаметру центрирования  $\frac{H7}{f7}$  и посадкой по размеру  $b \frac{D9}{h9}$ .

Условное обозначение такого шлицевого соединения запишется в виде:  $d-8\times 42\frac{H7}{f7}\times 48\times 8\frac{D9}{h9}$  ГОСТ 1139-80.

В этом соединении:

шлицевое отверстие  $\Rightarrow d-8\times 42H7\times 48\times 8D9$  ГОСТ 1139-80;

шлицевой вал  $\Rightarrow d-8\times 42f7\times 48\times 8h9$  ГОСТ 1139-80.

Допуски и основные отклонения указанных полей допусков находят по ГОСТ 25346-89 «ЕСДП. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений».

Соединения с эвольвентным профилем зубьев по ГОСТ 6033-80 являются весьма перспективными и находят применение в тяжело нагруженных машинах.

**Достоинства** эвольвентных шлицевых соединений по сравнению с прямобочными:

– повышенная прочность благодаря большему числу зубьев и утолщению зубьев к основанию;

– большая технологичность, так как зубья могут нарезать червячной фрезой и использоваться технологические процессы, которые применяют для изготовления зубчатых колес;

– лучшее центрирование сопряженных деталей, а также возможность втулок самоустанавливаться под нагрузкой.

**Недостатки:**

– эвольвентные протяжки дороже прямобочных;

– шлифование эвольвентного профиля трудоемко, а потому дорого.

Соединения с эвольвентными зубьями (шлицами) имеют увеличенный угол профиля исходного контура  $\alpha=30^\circ$  (рис. 6.15, а) и уменьшенную высоту зуба  $h = m$  (рис. 6.15, а) по сравнению с зубьями зубчатых колес, у которых  $\alpha=20^\circ$ ;  $h = 2,25m$ , где  $m$  – модуль ( $m = P/\pi$ ). Для эвольвентных шлицевых соединений предусмотрено центрирование по наружному диаметру  $D$ , боковым поверхностям зубьев  $s = e$  (рис. 6.15, б). Допускается центрирование по внутреннему диаметру.

Обозначения эвольвентных шлицевых соединений, валов и втулок должны содержать: номинальный диаметр соединения  $D$ , модуль  $m$ , обозначение посадки (полей допусков втулки и вала), которые помещают после размеров центрирующих элементов, номер стандарта.

Пример обозначения эвольвентного шлицевого соединения, с  $D = 50$  мм, модулем  $m = 2$  мм, с центрированием по боковым поверхностям, с посадкой  $\frac{9H}{9g}$ :  $50\times 2\times \frac{9H}{9g}$  – ГОСТ 6033-80.

Соединения треугольного профиля имеют меньшее распространение и их выполняют по отраслевым стандартам, например ОСТ 100092-73.

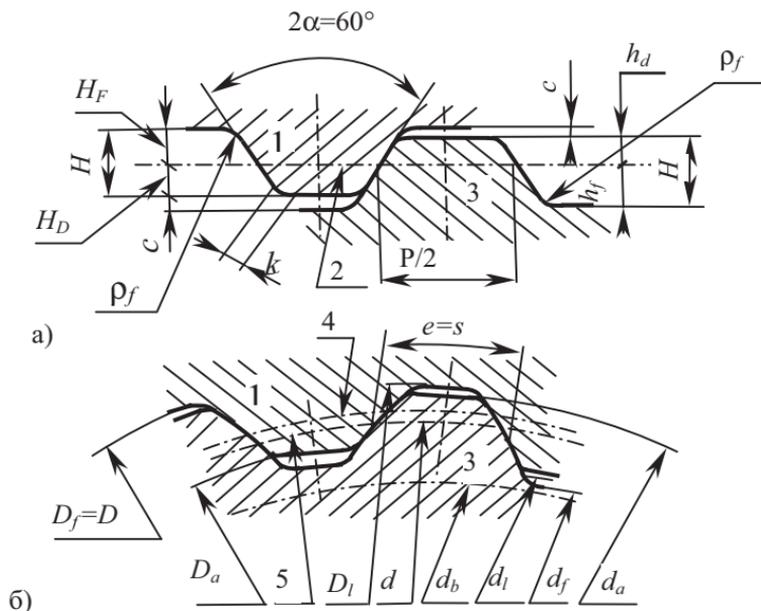


Рис. 6.15. Исходный контур (а) и форма зубьев (б) эвольвентных шлицевых соединений при центрировании по боковым поверхностям зубьев (плоская форма дна впадины): а – исходный контур; б – форма вала и втулки; 1 – втулка; 2 – средняя линия; 3 – вал; 4 – средняя окружность; 5 – делительная окружность

## 6.5. Критерии работоспособности и расчет прочности

Как показывает практика, выход из строя шлицевых соединений происходит из-за повреждений рабочих поверхностей зубьев в результате:

- 1) износа;
- 2) смятия;
- 3) фреттинг-коррозии;
- 4) заедания.

Коррозионно-механическое изнашивание при малых относительных перемещениях соприкасающихся поверхностей (фреттинг-

коррозия) у шлицевого соединения связана с деформациями и зазорами в соединении.

При работе шлицевого соединения, нагруженного радиальной нагрузкой и опрокидывающим (изгибающим) моментом в плоскости, проходящей через ось вала (когда точка приложения радиальной силы смещена относительно плоскости симметрии ступицы), происходит скольжение и изнашивание сопряженных поверхностей в результате «выборки» радиальных зазоров, а также в результате контактных деформаций. Зазоры в сопряжении при вращении вала «выбираются» то в одну, то в другую сторону, и, таким образом, возникают постоянные перемещения рабочих поверхностей зубьев. Циклические перемещения в соединении связаны также с циклическими деформациями от изгиба и кручения вала.

Для повышения долговечности шлицевого соединения целесообразно уменьшать зазоры в сопряжении, предусматривать действие внешней нагрузки посередине длины ступицы, упрочнять рабочие поверхности зубьев.

Для шлицевых соединений основным является расчет на износ с проверкой на смятие рабочих поверхностей зубьев. Поскольку оба фактора связаны с одним и тем же параметром – давлением на боковую поверхность зуба  $\sigma_{см}$ , то это обстоятельство позволяет считать  $\sigma_{см}$  в качестве обобщенного критерия расчета как на износ, так и на смятие.

Расчет шлицевых соединений по  $\sigma_{см}$  называют упрощенным или расчетом по обобщенному критерию.

Допускаемые напряжения  $[\sigma]_{см}$  назначают исходя из опыта эксплуатации аналогичных соединений.

### **Упрощенный расчет прямобочных шлицевых соединений**

При таком расчете условно принимают равномерное распределение нагрузки по длине зубьев (рис. 6.16).

Напряжение смятия определяют по формуле:

$$\sigma_{см} = \frac{2T \cdot 10^3}{d_{ср} \cdot h \cdot l \cdot z \cdot K_3} \leq [\sigma]_{см}, \quad (6.5)$$

где  $T$  – номинальный вращающий момент (наибольший из длительно действующих моментов), Нм;  $d_{ср}$  – средний диаметр соединения, мм;  $h$  – рабочая высота зубьев, мм;  $l$  – рабочая длина зубьев, мм;  $z$  – число зубьев;  $K_3$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по зубьям ( $K_3 = 0,7 \dots 0,8$ );  $[\sigma]_{см}$  – допускаемое напряжение смятия.

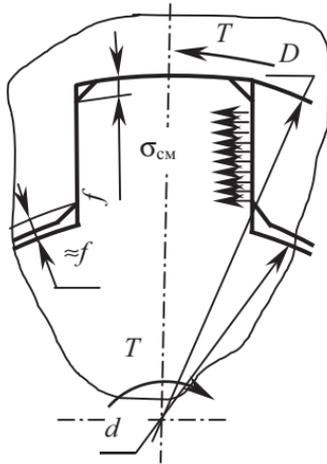


Рис. 6.16. Расчетная схема прямого шлицевого соединения

Значение среднего диаметра соединения и рабочую высоту зубьев принимают: для прямоугольных зубьев

$$d_{cp} = 0,5(D + d); \quad (6.6)$$

$$h = 0,5(D - d) - 2f; \quad (6.7)$$

для эвольвентных зубьев

$$d_{cp} = mz; \quad (6.8)$$

$$h \approx m, \quad (6.9)$$

где  $m$  – модуль зубьев, мм.

Допускаемые напряжения смятия  $[\sigma]_{см}$  для изделий общего машиностроения, рассчитанные на длительный срок службы соединения с учетом опыта эксплуатации, приведены в табл. 6.1 [59].

**Пример.** Рассчитать неподвижное прямого шлицевого соединения средней серии по ГОСТ 1139-80 с параметрами:  $z = 8$ ;  $d = 42$  мм;  $D = 48$  мм;  $f = 0,4$ ; с длиной ступицы  $l = 60$  мм. Соединение передает внешний вращающий момент  $T = 300$  Н·м, при средних условиях эксплуатации.

Средняя твердость рабочих поверхностей зубьев  $H = 280$  HB (улучшение).

**Решение.** Принимаем допускаемое напряжение смятия по табл. 6.1  $[\sigma]_{см} = 80$  МПа для неподвижного соединения с твердостью зубьев  $H < HB 350$  и средних условий эксплуатации. Назначаем значение коэффициента  $K_3 = 0,75$  (см. формулу 6.5).

## Допускаемые напряжения смятия

Тип соединения	Условия эксплуатации	[ $\sigma$ ] <sub>см</sub> , МПа	
		H≤HB350	H≥HRC <sub>3</sub> 40
Неподвижное	а	35...50	40...70
	б	60...100	100...140
	в	80...120	120...200
Подвижное без нагрузки	а	15...20	20...35
	б	20...30	30...60
	в	25...40	40...70
Подвижное под нагрузкой	а	–	3...10
	б	–	5...15
	в	–	10...20

*Примечания:* а – тяжелые условия эксплуатации – нагрузка знакопеременная с ударами; вибрации большой частоты и амплитуды; плохие условия смазки в подвижных соединениях; невысокая точность изготовления; б – условия эксплуатации средние; в – условия эксплуатации хорошие. Меньшие значения – для тяжелых режимов нагружения.

Находим  $d_{cp}$  и  $h$  по формулам 6.6. и 6.7:

$$d_{cp} = 0,5(D + d) = 0,5(48 + 42) = 45 \text{ мм};$$

$$h = 0,5(D - d) - 2f = 0,5(48 - 42) - 2 \cdot 0,4 = 2,2 \text{ мм}.$$

По формуле 6.5 имеем:

$$\sigma_{см} = \frac{2T \cdot 10^3}{d_{cp} \cdot h \cdot l \cdot z \cdot K_3} = \frac{2 \cdot 300 \cdot 10^3}{45 \cdot 2,2 \cdot 60 \cdot 8 \cdot 0,75} = 16,8 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется, так как:

$$\sigma_{см} = 16,8 \text{ МПа} < [\sigma]_{см} = 80 \text{ МПа}.$$

Сравнивая ранее рассчитанное шпоночное соединение, передающее аналогичный вращающий момент с полученным значением  $\sigma_{см}$  для шлицевого соединения, видим значительное снижение напряжений смятия у последнего при одинаковых геометрических размерах. Это говорит о значительно большей нагрузочной способности шлицевого соединения по сравнению со шпоночным.

Расчет прямобочных шлицевых соединений по критериям смятия и износа с учетом срока службы, режима нагрузки, основанный на результатах экспериментальных исследований, приведен в ГОСТ 21425-75.

Расчет соединений зубчатых (шлицевых) прямобочных по ГОСТ 21425-75 можно рассматривать как уточненный, учитывающий неравно-



мерность распределения нагрузки между зубьями и по длине зубьев, обработку рабочих поверхностей зубьев, срок службы и другие факторы.

Нагрузочная способность шлицевого соединения определяется как меньшая из двух значений, которые получают по расчету на смятие и на износ.

Факторы, влияющие на работоспособность шлицевого соединения, учитывают корректирующими коэффициентами в расчете допускаемых напряжений.

### **Расчет шлицевого соединения на смятие по ГОСТ 21425-75**

ГОСТ 21425-75 рекомендует производить такой расчет по формуле:

$$\sigma = \frac{T \cdot 10^3}{S_F \cdot l} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (6.10)$$

где  $T$  – вращающий момент, Н·м;  $l$  – рабочая длина соединения, мм;  $[\sigma]_{\text{см}}$  – допускаемое среднее напряжение (давление), МПа;  $S_F$  – удельный суммарный статический момент площади рабочих поверхностей соединения относительно оси вала,

$$S_F = 0,5d_{\text{ср}}h \cdot z, \quad (6.11)$$

где  $d_{\text{ср}}$  – средний диаметр шлицевого соединения, мм;  $h$  – рабочая высота зубьев, мм;  $z$  – число зубьев (шлицев).

Подставляя  $S_F$  в формулу 6.10, получим известную зависимость:

$$\sigma = \frac{2T \cdot 10^3}{d_{\text{ср}}h \cdot l \cdot z} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \text{ МПа}, \quad (6.12)$$

Допускаемые напряжения определяют по формуле:

$$[\sigma]_{\text{см}} = \frac{\sigma_T}{SK_{\text{см}}K_D}, \text{ МПа} \quad (6.13)$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести материала зубьев (шлицев) меньшей твердости, МПа. Значения  $\sigma_T$  находят по справочной литературе в зависимости от термической обработки, например [5];  $S$  – коэффициент запаса прочности при расчете на смятие. Обычно принимают  $S=1,25 \dots 1,4$ ; (меньшие значения для незакаленных рабочих поверхностей, большие – для закаленных);  $K_{\text{см}}$  – общий коэффициент концентрации нагрузки при расчете на смятие;  $K_D$  – коэффициент динамичности нагрузки.

Значения  $K_D$  принимают: при реверсировании без ударов  $K_D = 2$ ; при частом реверсировании  $K_D = 2,5$ .



При действии только пусковых перегрузок  $K_d = T_{\text{пуск}}/T_{\text{ном}} \approx 1,2 \dots 2,0$ , где  $T_{\text{пуск}}$  и  $T$  – пусковой и номинальный моменты, например электродвигателя.

Значение коэффициента  $K_{\text{см}}$  определяют по формуле:

$$K_{\text{см}} = K_3 \cdot K_{\text{пр}} \cdot K_{\text{п}}, \quad (6.14)$$

где  $K_3$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями;  $K_{\text{пр}}$  – коэффициент продольной концентрации нагрузки по длине соединения;  $K_{\text{п}}$  – коэффициент, учитывающий концентрацию нагрузки, связанную с погрешностью изготовления.

Значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки между зубьями  $K_3$  находят по табл. 6.2 в зависимости от параметра  $\psi$ . Последний определяют по формуле:

$$\psi = F \cdot d_{\text{ср}} / 2T, \quad (6.15)$$

где  $F = \sqrt{F_t^2 \pm F_r^2}$ .

Таблица 6.2

**Коэффициенты неравномерности распределения нагрузки между зубьями**

Коэффициенты	$\psi$									
	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75
$K_3$	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,4	2,7	3,0
$K'_3$	1,1	1,2	1,4	1,6	1,9	2,2	2,5	3,0	3,7	4,5

*Примечания:* 1. Для соединений, нагруженных только вращающим моментом,  $K_3 = K'_3 = 1$ . 2.  $K'_3$  – коэффициент, учитывающий влияние неравномерности нагружения зубьев на износ и различное скольжение рабочих поверхностей зубьев при вращении вала.

Для соединений валов с цилиндрическими зубчатыми колесами

$$\psi = \frac{d_{\text{ср}}}{d_w \cdot \cos \alpha_w}, \quad (6.16)$$

где  $d_w$  – начальный диаметр зубчатого колеса, мм;  $\alpha_w$  – угол зацепления, градусы.

Коэффициент продольной концентрации нагрузки (по длине соединения) при расположении зубчатого венца со стороны закручиваемого участка вала находят по зависимости

$$K_{\text{пр}} = K_{\text{кр}} + K_{\text{с}} - 1. \quad (6.17)$$

При расположении зубчатого венца со стороны незакручиваемого участка вала  $K_{\text{пр}}$  выбирают равным большему из значений  $K_{\text{с}}$  и  $K_{\text{кр}}$ .



В формуле 6.17:

$K_{кр}$  – коэффициент концентрации нагрузки от закручивания вала, который рекомендуют принимать по табл. 6.3;

$K_c$  – коэффициент концентрации в связи со смещением нагрузки от середины длины ступицы.

Таблица 6.3

**Значение коэффициента  $K_{кр}$  для соединений по ГОСТ 1139-80**

Наружный диаметр вала		Отношение $l/D$									
		1,0		1,5		2,0		2,5		3,0	
Серия	$D$	Коэффициент концентрации нагрузки $K_{кр}$									
		1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
Легкая	До 26	1,3	1,1	1,7	1,2	2,2	1,4	2,6	1,5	3,2	1,7
	30-50	1,5	1,2	2,0	1,3	2,6	1,5	3,3	1,8	3,9	1,9
	58-120	1,8	1,3	2,6	1,4	3,4	1,7	4,2	2,0	5,1	2,2
Средняя	До 19	1,6	1,2	2,1	1,3	2,8	1,5	3,5	1,7	4,1	1,9
	20-30	1,7	1,2	2,3	1,4	3,0	1,6	3,8	1,9	4,5	2,1
	32-50	1,9	1,3	2,8	1,5	3,7	1,8	4,6	2,1	5,5	2,3
	54-112	2,4	1,4	3,5	1,7	4,8	2,1	5,8	2,4	7,0	2,8
	Св. 112	2,8	1,5	4,1	1,9	5,5	2,5	6,8	2,7	8,2	3,1
Тяжелая	До 23	2,0	1,3	3,0	1,6	4,0	1,9	5,0	2,2	6,0	2,5
	23-32	2,4	1,4	3,5	1,8	4,7	2,1	5,7	2,4	7,0	2,8
	35-65	2,7	1,5	4,1	1,9	5,3	2,	6,8	2,7	8,0	3,1
	72-102	2,9	1,6	4,3	2,0	5,6	2,4	7,0	2,8	8,5	3,3
	Св. 102	3,1	1,7	4,7	2,1	6,2	2,5	7,8	3,0	9,3	3,5

*Примечание.* В таблице коэффициент  $K_{кр}$  приведен для двух случаев: 1 – до приработки (для расчета на смятие); 2 – после приработки для соединений, работающих с переменным режимом.

Значение коэффициента  $K_c$  принимают по графику (рис. 6.17) в зависимости от параметров  $\psi$  и  $\epsilon$ .

Параметр  $\psi$  находят по формуле 6.15 или 6.16, а параметр  $\epsilon$  по зависимостям 6.18; 6.19:

– для соединений цилиндрического зубчатого колеса с валом

$$\epsilon = e / l; \tag{6.18}$$

– для соединений косозубого зубчатого колеса с валом

$$\epsilon = \frac{e}{l} \pm 0,5d_{cp} / (l \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \alpha_w) \tag{6.19}$$

Знак «плюс» в формуле 6.19 принимают при действии в одном направлении моментов от радиальной силы  $F_r$  и осевой  $F_a$  на зубчатом колесе относительно точки оси вала, лежащей на середине длины ступицы, и знак «минус» – в разном.

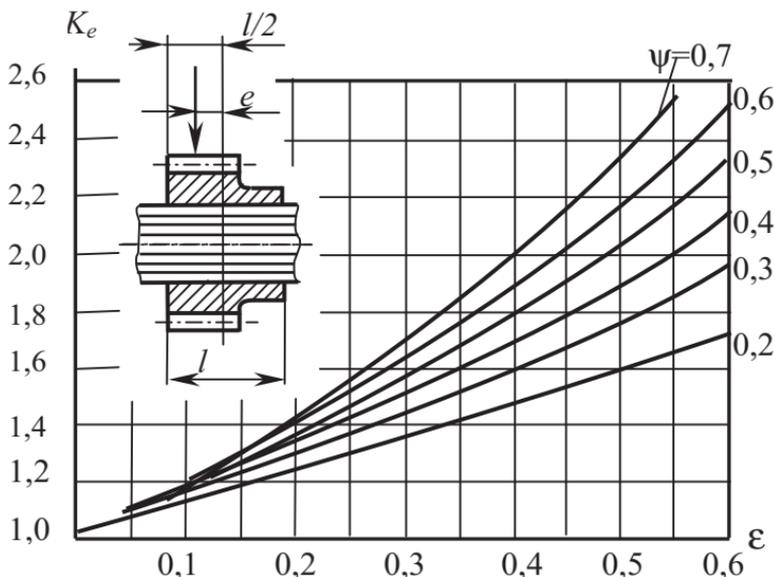


Рис. 6.17. Номограмма для нахождения коэффициента  $K_e$  в зависимости от  $\epsilon$  и  $\psi$  по ГОСТ 21425-75

Для соединений, нагруженных только вращающим моментом,  $K_e = 1$ .

Значение коэффициента концентрации нагрузки в связи с погрешностями изготовления  $K_{\text{п}}$  принимают:

$K_{\text{п}} = 1,1 \dots 1,2$  – до приработки при высокой точности изготовления (погрешности шага зубьев и непараллельность их осей вала и ступицы менее 0,02 мм);

$K_{\text{п}} = 1,3 \dots 1,6$  – при более низкой точности изготовления;

$K_{\text{п}} = 1$  – после приработки. Приработка возможна при твердости материала  $H \leq 350$  НВ хотя бы одной из деталей сопряжения.

Расчет шлицевого соединения на износ выполняют по формуле:

$$\sigma = \frac{2T \cdot 10^3}{d_{\text{ср}} h \cdot l \cdot z} \leq [\sigma]_{\text{изн}}, \quad (6.20)$$

где  $T$ ,  $d_{\text{ср}}$ ,  $h$ ,  $l$ ,  $z$  – соответствуют обозначениям, принятым в формуле (6.5);

$[\sigma]_{\text{изн}}$  – допускаемое среднее давление при расчете на износ, МПа.

Значение  $[\sigma]_{\text{изн}}$  – определяют по рекомендуемой в ГОСТ 21425-75 формуле:

$$[\sigma]_{\text{изн}} = \frac{[\sigma]_{\text{усл}}}{K_{\text{изн}} \cdot K_{\text{долг}} \cdot K_{\text{р}}}, \quad (6.21)$$

где  $[\sigma]_{\text{усл}}$  – условное допускаемое давление (напряжение) при числе циклов  $N=10^8$  и постоянном режиме нагружения находят по табл. 6.4.

Таблица 6.4

**Рекомендуемые значения допускаемых наибольших давлений для расчета на износ**

Термическая обработка и средняя твердость поверхности					
Без обработки $HRC_3, 20$ ( $HB\ 218$ )	Улучшение $HRC_3, 28$ ( $HB\ 270$ )	Закалка			Цементация и закалка или азотирование $HRC_3, 60$
		$HRC_3, 40$	$HRC_3, 45$	$HRC_3, 52$	
Наибольшее допускаемое давление $[\sigma]_{\text{усл}}^*$ , МПа					
95	110	135	170	185	205

\* При работе с частыми реверсами рекомендуется снижать на 20–25%.

Далее в формуле 6.21:  $K_{\text{изн}}$  – общий коэффициент концентрации нагрузки при расчете на износ;  $K_{\text{изн}} = K'_3 \cdot K_{\text{пр}}$  (определяют так же, как при расчете на смятие);  $K_{\text{долг}}$  – коэффициент долговечности

$$K_{\text{долг}} = K_n \cdot K_{\text{ц}}, \quad (6.22)$$

где  $K_n$  – коэффициент переменности нагрузки;  $K_{\text{ц}}$  – коэффициент числа циклов.

Значение коэффициента переменности нагрузки  $K_n$  находят по табл. 6.5.

Коэффициент числа циклов  $K_{\text{ц}}$  в соединении за весь срок службы определяют по формуле:

$$K_{\text{ц}} = \sqrt[3]{\frac{N}{10^8}}, \quad (6.23)$$

где  $N$  – суммарное число циклов нагружения, равное числу оборотов шлицевого соединения относительно вектора поперечной нагрузки за весь срок службы ( $N=60 \cdot t \cdot n$ ;  $t$  – срок службы, часов;  $n$  – частота вращения,  $\text{мин}^{-1}$ ).

Значение коэффициента условий работы  $K_p$  в формуле 6.21 определяют по зависимости:

$$K_p = K_c \cdot K_{\text{ос}}, \quad (6.24)$$

где  $K_c$  – коэффициент, учитывающий условия смазки соединения принимают по табл. 6.6.



Таблица 6.5

Коэффициент переменности нагрузки  $K_n$ 

Переменность нагружения		Распределение	Обозначение режима	Коэффициент переменности нагрузки $K_n$
Характеристика режима				
Постоянный	Работа с постоянной нагрузкой	–	0	1,0
Тяжелый	Работа большую часть времени с высокими нагрузками	Бета-распределение*	I	0,77
Среднеравновероятный	Одинаковое время работы со всеми значениями нагрузки	Равновероятное распределение	II	0,63
Средненормальный	Работа большую часть времени со средними нагрузками	Нормальное распределение	III	0,57
Легкий	Работа большую часть времени с малыми нагрузками	Гамма-распределение**	IV	0,43

\* Максимум плотности вероятности при нагрузке 0,75 от наибольшей расчетной.

\*\* То же при 0,3 от наибольшей расчетной нагрузки.

Таблица 6.6

Значения коэффициента  $K_c$ 

Вид смазки	$K_c$
Обильная смазка без загрязнения	0,7
Средняя смазка	1,0
Бедная смазка и работа с загрязнением	1,4

$K_{oc}$  – коэффициент, учитывающий условия осевого закрепления ступицы на валу и ее перемещение под нагрузкой, принимают по табл. 6.7.

Значения коэффициента  $K_{oc}$ 

Вид крепления	$K_{oc}$
Жесткое закрепление ступицы на валу	1,0
Небольшое осевое смещение (с помощью вилки)	1,25
Осевые перемещения под нагрузкой (например, карданные передачи автомобилей)	3,0

Условие работы шлицевого соединения без износа при неограниченно большом числе циклов нагружения определяют по зависимости:

$$\sigma \leq \frac{[\sigma]_{б.и}}{K_{изн}}, \text{ МПа}, \quad (6.25)$$

где  $[\sigma]_{б.и}$  – допускаемое давление МПа на рабочих поверхностях зубьев по условию безыносной работы принимают:

$[\sigma]_{б.и} = 0,028 \text{ HB}$  – без термообработки зубьев;

$[\sigma]_{б.и} = 0,032 \text{ HB}$  – зубья с улучшением;

$[\sigma]_{б.и} = 0,3 \text{ HRC}_3$  – для закаленных зубьев;

$[\sigma]_{б.и} = 0,4 \text{ HRC}_3$  – для цементированных зубьев.

Расчет эвольвентного шлицевого соединения на износостойкость может выполняться по отраслевому стандарту ОСТ 23.1.458-78 «Эвольвентные зубчатые (шлицевые) соединения. Метод расчета на износостойкость».

**Пример.** Провести проверочный расчет прямобочного шлицевого соединения средней серии по ГОСТ 1139-80 с параметрами

$D - 8 \times 42 \times 48 \frac{H7}{f7} \times 8 \frac{F8}{f7}$  при следующих условиях:  $T = 300 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;

$n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ ;  $t = 10000$  часов. Материал – сталь 40X, термообработка – улучшение с твердостью рабочих поверхностей зубьев  $H = 270 \text{ HB}$ , смазка средняя, нагрузка переменная, большую часть времени машина работает со средними нагрузками. На валу установлено неподвижное прямозубое зубчатое колесо с параметрами:  $d_w = 100 \text{ мм}$ ;  $l = 60 \text{ мм}$ ; зубчатый венец расположен посередине ступицы, поэтому  $e = 0$ ;  $\alpha_w = 20^\circ$ .

**Решение.** Среднее давление на боковых поверхностях шлицевого соединения

$$\sigma = \frac{2T \cdot 10^3}{d_{cp} h \cdot l \cdot z} = \frac{2 \cdot 300 \cdot 10^3}{45 \cdot 2,2 \cdot 60 \cdot 8} = 12,6 \text{ МПа},$$

где  $d_{cp} = 0,5(D + d) = 0,5(48 + 42) = 45$  мм;

$$h = 0,5(D - d) - 2f = 0,5(48 - 42) - 2 \cdot 0,4 = 2,2 \text{ мм.}$$

Вычисляем коэффициенты концентрации и допускаемые напряжения на смятие и на износ.

Определяем соотношения размеров:

$$\frac{l}{D} = \frac{60}{48} = 1,25; \quad \varepsilon = \frac{e}{l} = \frac{0}{60} = 0.$$

Находим параметр  $\psi$ :

$$\psi = \frac{d_{cp}}{d_w \cdot \cos \alpha_w} = \frac{45}{100 \cdot \cos 20^\circ} = 0,48.$$

Для  $\psi=0,48$  по табл. 6.2 имеем  $K_3 \approx 2,0$ ;  $K'_3 \approx 1,9$ .

Для отношения  $\frac{l}{D} = 1,25$  по табл. 6.3, интерполируя для случая 1 шлицевого соединения средней серии, найдем  $K_{кр}=2,35$ .

Далее по рис. 6.17 при  $\varepsilon = 0$  и формуле 6.17 имеем:

$$K_{пр} = K_{кр} + K_c - 1 = 2,35 + 1 - 1 = 2,35 \text{ (табл. 6.3 и рис. 6.17).}$$

Коэффициент  $K_{п} = 1$  – после приработки, т. к. твердость поверхностей зубьев  $H = 270 \text{ НВ} < 350 \text{ НВ}$ .

Общие коэффициенты концентрации нагрузки:

$$K_{см} = K_3 \cdot K_{пр} \cdot K_{п} = 2,0 \cdot 2,35 \cdot 1 = 4,7;$$

$$K_{изн} = K'_3 \cdot K_{пр} = 1,9 \cdot 2,35 = 4,47.$$

### **Расчет на смятие**

Для стали 40X с термообработкой зубьев до  $H = 270 \text{ НВ}$  имеем  $\sigma_T = 550$  МПа. Коэффициент запаса прочности на смятие принимаем  $S = 1,3$ ; коэффициент динамичности  $K_d = 2$ . Допускаемое напряжение смятия по (6.13) составит:

$$[\sigma]_{см} = \frac{\sigma_T}{S \cdot K_{см} K_d} = \frac{550}{1,3 \cdot 4,7 \cdot 2} = 45 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{см} = 12,6 \text{ МПа} < [\sigma]_{см} = 45 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

### **Расчет на износ**

Общее число циклов нагружения за весь срок службы

$$N = 60 \cdot t \cdot n = 60 \cdot 10000 \cdot 1000 = 6 \cdot 10^8.$$

Коэффициент долговечности  $K_{долг} = K_n \cdot K_c$ ;



$$K_H = 0,57 \text{ (см. табл. 6.5); } K_C = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 10^8}{10^8}} = 1,8.$$

$$K_{\text{долг}} = K_H \cdot K_C = 0,57 \cdot 1,8 = 1,026.$$

Значение коэффициента условий работы  $K_p = K_c \cdot K_{oc}$ ;  $K_c = 1,0$  (табл. 6.6);  $K_{oc} = 1$  (табл. 6.7.), тогда  $K_p = K_c \cdot K_{oc} = 1 \cdot 1 = 1$ .

Наибольшее допускаемое давление на износ при  $H=270 \text{ НВ}$  находим по табл. 6.4:  $[\sigma]_{\text{усл}} = 110 \text{ МПа}$ .

По формуле 6.21:

$$[\sigma]_{\text{изн}} = \frac{[\sigma]_{\text{усл}}}{K_{\text{изн}} \cdot K_{\text{долг}} \cdot K_p} = \frac{110}{4,47 \cdot 1,026 \cdot 1} = 23,98 \text{ МПа}.$$

$\sigma_{\text{см}} = 12,6 \text{ МПа} < 23,98 \text{ МПа}$ . Условие прочности выполняется. Условие работы без износа по формуле 6.25:

$$\sigma \leq \frac{[\sigma]_{\text{б.и}}}{K_{\text{изн}}} = \frac{0,032 \cdot \text{HB}}{K_{\text{изн}}} = \frac{0,032 \cdot 270}{4,47} = 1,93 \text{ МПа}.$$

**Заключение.** Прямобочное шлицевое сопряжение средней серии  $D-8 \times 42 \times 48 \frac{H7}{f7} \times 8 \frac{F8}{f7}$  ГОСТ 1139-80 удовлетворяет условию прочности на смятие  $\sigma_{\text{см}} = 12,6 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{см}} = 45 \text{ МПа}$  и на износ  $\sigma_{\text{см}} = 12,6 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{изн}} = 23,98 \text{ МПа}$  и отработает расчетный срок службы 10 000 часов ( $N=6 \cdot 10^8$  циклов). Условие работы соединения без износа при неограниченно большом числе циклов нагружения не удовлетворяется, т. к.  $\sigma_{\text{см}} = 12,6 \text{ МПа} > \sigma_{\text{б.и}} = 1,93 \text{ МПа}$ .

## Вопросы для самоконтроля

1. Для чего применяются шпоночные и шлицевые соединения?
2. Основные виды шпоночных соединений, их применение.
3. В каких случаях при расчете шпоночных соединений наряду с расчетом на смятие требуется проверка на срез?
4. Преимущества шлицевого соединения в сравнении со шпоночным?
5. Типы шлицевых соединений по форме поперечного сечения.
6. Методы центрирования прямобочных шлицевых соединений.
7. Основные критерии работоспособности и расчета шлицевых соединений.



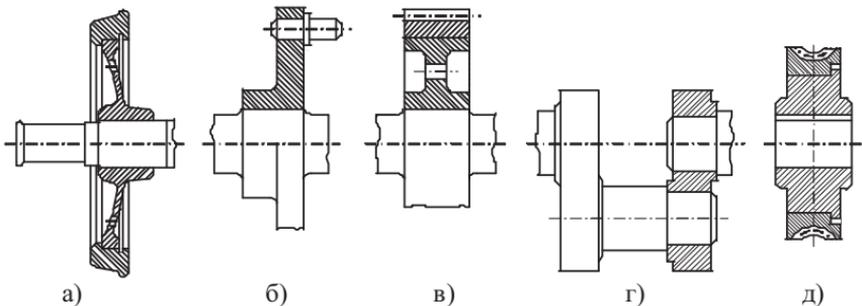
## ГЛАВА 7

### СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ С НАТЯГОМ

#### 7.1. Общие сведения

Неподвижные соединения деталей могут быть осуществлены за счет посадки с натягом. При этом дополнительного крепления деталей не требуется. Под натягом, как известно, понимают положительную разность размеров охватываемой (вал) и охватывающей (отверстие) поверхностей. Такие соединения могут выполняться по цилиндрическим и коническим поверхностям и реже по плоским поверхностям при помощи стяжных планок.

В машиностроении преимущественное распространение имеют соединения с натягом по цилиндрическим поверхностям (рис. 7.1).



*Рис. 7.1. Соединения с натягом по цилиндрическим поверхностям: а – соединение бандажа с центром колеса и с осью железнодорожного вагона; б – соединение валика планетарной передачи с осью сателлита и с валом; в – соединение венца зубчатого колеса с центром и центра с валом; г – соединение щеки с пальцами кривошипа; д – соединение венца червячного колеса с центром*

*Преимущества посадок с натягом:*

- простота конструкции и сборки сопрягаемых деталей;
- высокая степень центрирования;
- достаточно высокая надежность соединения при условии правильного выбора величины натяга и технологических методов получения соединения.

*Недостатки посадок с натягом:*

- сложность разборки и возможность ослабления посадки, повреждение посадочных поверхностей;
- большое рассеяние сил сцепления в связи с рассеянием действительных размеров соединения;
- трудность неразрушающего контроля соединения.

Неподвижность соединений с натягом, которые для большего акцента называют еще *соединениями с гарантированным натягом*, достигается за счет сил трения на контактирующих поверхностях вследствие упругой деформации деталей и возникающих в материале напряжений. Благодаря этим силам на контактирующих поверхностях становится возможной передача соединением действующих на него внешних сдвигающих усилий, вращающего момента или их совокупности.

В соединениях деталей машин посадки с натягом применяются как для деталей малых размеров, так для средних и больших. У каждой группы размеров имеются свои особенности.

К группе малых размеров относятся соединения до 3 мм включительно. Это характерно для соединений в приборостроении. Они отличаются повышенной точностью изготовления и выполняются из специфических для приборостроения материалов (латуни, камни часовых механизмов, стекло и др.).

Диапазон средних размеров (св. 3 до 500 мм) характерен для общего машиностроения, и детали соединений изготавливаются из различных материалов (сталь, чугун, бронза и др.).

К группе больших размеров относят размеры свыше 500 мм.

Соединения с натягом могут быть получены различными методами, главными из которых являются продольный (осевой) и поперечный (рис. 7.2) [126].

Под продольным методом формирования соединения с натягом понимают такой, при котором одновременно с продольной (осевой) ориентацией сопрягаемых деталей происходит и их взаимное деформирование. При поперечном методе сначала осуществляется продольная взаимная ориентация сопрягаемых деталей, а затем их взаимное деформирование.

Наиболее прочное соединение с натягом может быть получено при поперечном методе деформирования, так как при этом меньше сминаются неровности сопрягаемых поверхностей. Выбор конкретного способа сборки зависит от массы и конфигурации деталей. Охлаждение охватываемой детали, как правило, экономичнее, так как эта деталь имеет меньшую массу и, кроме этого, кратковременное охлаждение не

приводит к изменению структуры материала и сохраняет эффект предшествующей термической обработки детали.

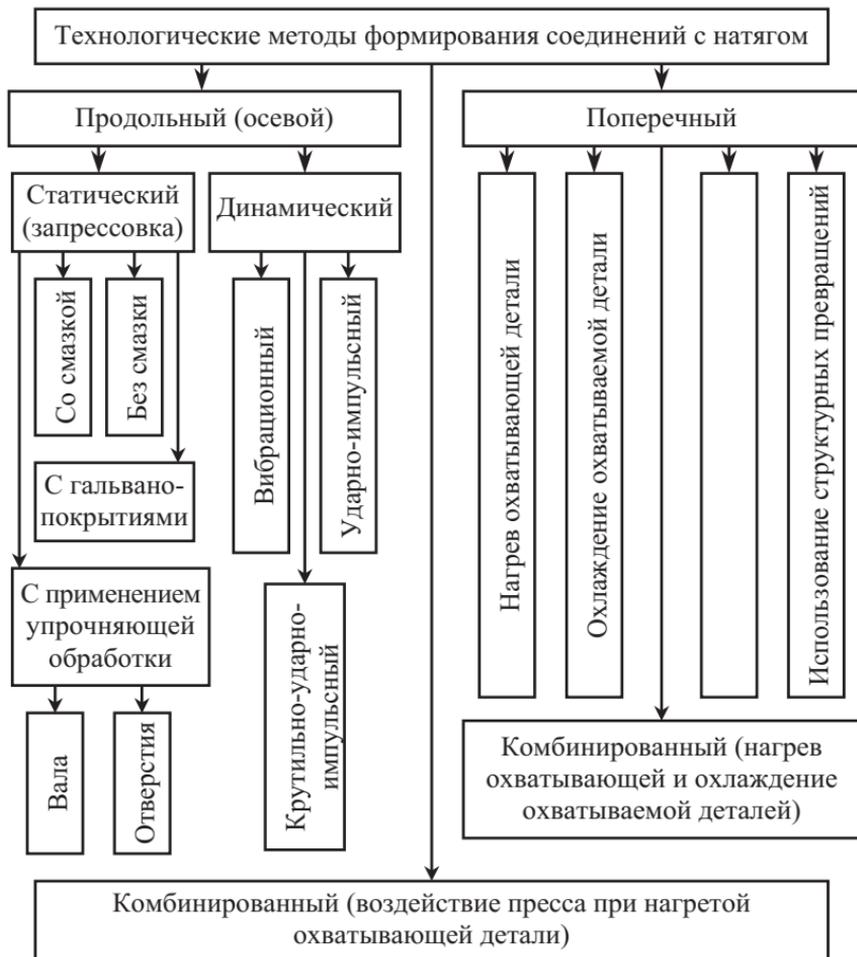


Рис. 7.2. Схема технологических методов формирования соединений с натягом [126]

## 7.2. Виды повреждений и критерии работоспособности соединений с натягом

Опыт эксплуатации соединений с натягом в машиностроении показывает, что такие соединения выходят из строя в результате взаимного

смещения деталей («сползания») от осевой силы, проворота от момента) или разрушения одной из деталей (чаще всего охватывающей).

Смещения деталей, образующих соединение, происходят, как правило, при действии чрезмерных внешних сил или в результате ослабления натяга от коррозионно-механического износа при микроперемещениях деталей в результате циклического нагружения, а также релаксации.

Разрушение охватывающей детали обычно вызывается чрезмерной внешней нагрузкой или большим расчетным натягом.

Таким образом, критериями работоспособности соединений с натягом являются:

- несущая способность соединения (прочность сцепления);
- прочность деталей соединения.

Под несущей способностью соединения понимается передача внешней нагрузки (осевой силы, вращающего момента или их совокупности) с одной детали соединения на другую и обеспечивается за счет сил сцепления (трения) на контактирующих поверхностях. Условие неподвижности соединения имеет вид:

$$Q \leq F_f, \quad (7.1)$$

где  $Q$  – внешняя сдвигающая сила;  $F_f$  – сила сцепления (трения).

Сдвигающее усилие может быть осевым  $Q = F_a$ , окружным  $Q = F_t = 2 \cdot T/d$  или являться равнодействующей первых двух  $Q = \sqrt{F_a^2 + F_t^2}$  (рис. 7.3).

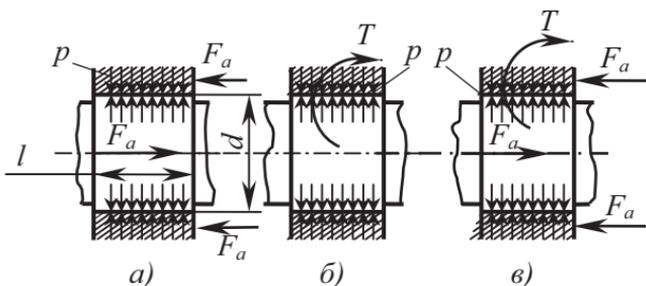


Рис. 7.3. Расчетные схемы соединений с натягом:

а – соединение нагружено осевой силой  $F_a$ ; б – соединение нагружено вращающим моментом  $T$ ; в – одновременное нагружение вращающим моментом  $T$  и сдвигающей силой  $F_a$

Сила сцепления (трения), которая образуется на поверхности контакта деталей соединения, пропорциональна удельному контактному давлению от начальной деформации деталей. Давление должно быть таким, чтобы силы сцепления (трения) оказались больше внешних сдвигающих сил.

Тогда условия неподвижности соединения при нагружении осевой силой (рис. 7.1, а) запишутся в виде:

$$F_a \leq \pi \cdot d \cdot l \cdot p_{\min} \cdot f \quad \text{или} \quad p_{\min} \geq F_a / (\pi \cdot f \cdot d \cdot l), \quad (7.2)$$

где  $F_a$  – осевая сдвигающая сила;  $d$  – диаметр соединения;  $l$  – длина посадочной поверхности;  $p_{\min}$  – минимальное необходимое удельное давление на поверхности контакта.

Чтобы уйти от неравенства, в формулу (7.2) вводят коэффициент запаса сцепления  $K$ , который обычно принимают  $K \approx 1,5 \dots 2$  [10, 60, 103] и только в некоторых случаях до  $3 \dots 4,5$  [52].

Таким образом, с учетом коэффициента запаса сцепления неподвижность соединения обеспечивается, если на поверхности контакта будет действовать давление:

при нагружении осевой силой  $F_a$

$$p_{\min} = K \cdot F_a / (\pi \cdot f \cdot d \cdot l); \quad (7.3)$$

при нагружении вращающим моментом  $T$

$$p_{\min} = K \cdot 2 \cdot T / (\pi \cdot f \cdot d^2 \cdot l); \quad (7.4)$$

при совместном нагружении  $T$  и  $F_a$

$$p_{\min} = \frac{K \cdot \sqrt{\left(\frac{2 \cdot T}{d}\right)^2 + F_a^2}}{\pi \cdot f \cdot d \cdot l}. \quad (7.5)$$

Из теории расчета толстостенных цилиндров, рассматриваемой в курсе «Сопроотивление материалов», удельное давление на поверхности контакта деталей и натяг связаны зависимостью

$$N = p \cdot d \cdot \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \cdot 10^6, \quad (7.6)$$

где  $N$  – натяг, мкм;  $p$  – удельное контактное давление на поверхности соединения,  $\text{Н/м}^2$ ;  $d$  – диаметр сопряжения, м;  $E_1$  и  $E_2$  – модули упругости материалов соединяемых деталей,  $\text{Н/м}^2$ ;  $C_1$  и  $C_2$  – коэффициенты Ляме (коэффициенты жесткости для втулки и для вала соответственно):

$$C_{1(\text{втулка})} = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_1 ; \quad (7.7)$$

$$C_{2(\text{вал})} = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_2 , \quad (7.8)$$

где  $d$ ;  $d_1$ ;  $d_2$  – диаметры соединения (рис. 7.4);  $\mu_1$ ;  $\mu_2$  – коэффициенты Пуассона для материала соединяемых деталей.

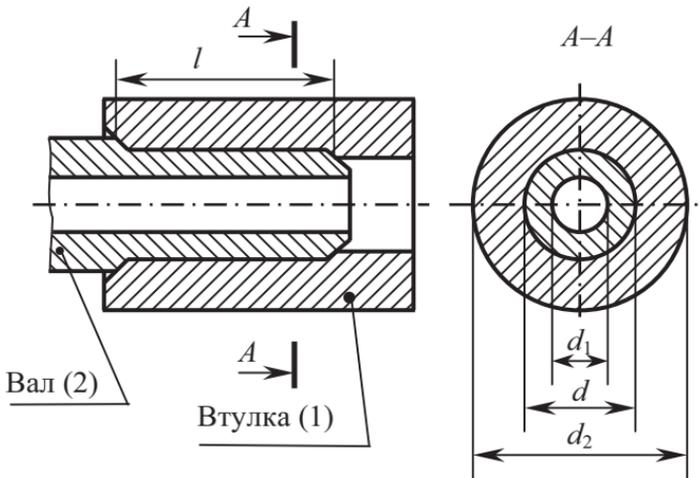


Рис. 7.4. Основные размеры соединения с натягом

Модули упругости  $E_1$ ,  $E_2$  и коэффициенты Пуассона  $\mu_1$  и  $\mu_2$  для материалов втулки и вала принимают:

для стали  $E \approx (2 \dots 2,1) \cdot 10^{11}$  Па или  $(2 \dots 2,1) \cdot 10^5$  МПа и  $\mu = 0,3$ ;

для чугуна  $E \approx 1,05 \cdot 10^{11}$  Па или  $1,05 \cdot 10^5$  МПа и  $\mu = 0,25$ ;

для бронзы  $E \approx 0,84 \cdot 10^{11}$  Па или  $0,84 \cdot 10^5$  МПа и  $\mu = 0,35$ .

Значение коэффициентов трения на контактной поверхности зависит от многих факторов и точная величина может быть определена только экспериментально для конкретных условий. Для приближенных расчетов обычно принимают:  $f = 0,08 \dots 0,085$  при сборке прессованием,  $f = 0,14$  при сборке с нагревом или охлаждением и  $f = 0,12$  при гидропрессовании.

При нагружении соединения с натягом изгибающим моментом на эпюру давлений от посадки накладывается эпюра давлений от изгибающего момента (рис. 7.5).

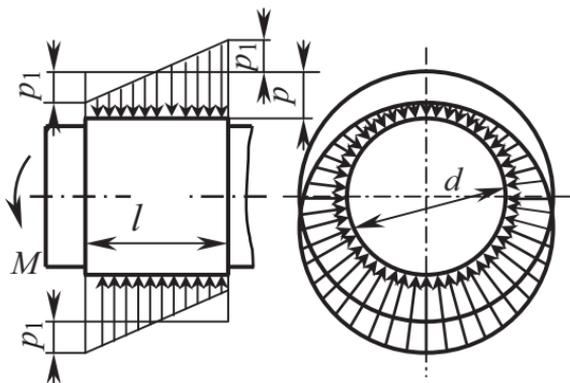


Рис. 7.5. Суммарная эпюра давлений от посадки и изгибающего момента

Для предотвращения раскрытия стыка допустимый изгибающий момент определяют по формуле

$$M \leq 0,2 \cdot p \cdot d \cdot l^2. \quad (7.9)$$

В этом случае давление в наиболее нагруженных точках соединения не должно вызывать пластических деформаций.

Реальные детали в соответствии с технологией их изготовления имеют определенную шероховатость поверхности. При измерении диаметров этих деталей контакт измерительных поверхностей средства измерения осуществляется с деталью по вершинам микронеровностей. В процессе сборки соединения микронеровности сминаются и реальный натяг получается меньше расчетного. Поэтому величину натяга увеличивают (корректируют) на величину смятия микронеровностей  $U_R$ . Такой натяг называют функциональным  $N_\Phi$

$$N_\Phi = N_{\text{расч.}} + U_R. \quad (7.10)$$

Поправка на смятие микронеровностей зависит от механических свойств материалов и определяется для материалов с различными механическими свойствами [125] зависимостью:

$$U_R = 2 \cdot (k_1 \cdot R_{z1} + k_2 \cdot R_{z2}), \quad (7.11)$$

где  $k_1$  и  $k_2$  – коэффициенты, учитывающие высоту смятия неровностей отверстия втулки и вала (табл. 7.1);  $R_{z1}$  и  $R_{z2}$  – высота неровностей профиля поверхностей втулки и вала по десяти точкам.

Для материалов с одинаковыми механическими свойствами

$$U_R = 2 \cdot k \cdot (R_{z1} + R_{z2}). \quad (7.12)$$

Для приближенного определения поправки на смятие микронеровностей, без учета различия в механических свойствах сопрягаемых деталей используют зависимость [10, 89, 103]

$$U_R = 1,2 \cdot (R_{z1} + R_{z2}) \approx 5,5 \cdot (R_{a1} + R_{a2}), \quad (7.13)$$

где  $R_{z1}$  и  $R_{z2}$  – высота неровностей профиля поверхностей втулки и вала по десяти точкам;  $R_{a1}$  и  $R_{a2}$  – средние арифметические отклонения профилей поверхностей втулки и вала соответственно.

Таблица 7.1

Значения коэффициентов  $k$ ,  $k_1$  и  $k_2$  [125]

Метод сборки соединения		$k$	$k_1$	$k_2$
			Материал деталей	
			Сталь 45 или чугун	Бронза или сталь 45
Механическая запрессовка при нормальной тем- пературе	без смазочного материала	0,25...0,5	0,1...0,2	0,6...0,8
	со смазочным материалом	0,25...0,35		
С нагревом охватывающей детали		0,4...0,5	0,3...0,4	0,8...0,9
С охлаждением вала		0,6...0,7		

При работе соединения при температуре, отличающейся от температуры сборки ( $t_{сб} = +20^\circ\text{C}$ ), при различных коэффициентах линейного расширения материалов вводят поправку на изменение натяга  $U_i$

$$U_i = [\alpha_1 \cdot (t_{p1} - t_{сб}) - \alpha_2 \cdot (t_{p2} - t_{сб})] \cdot d, \quad (7.14)$$

где  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – коэффициенты линейного расширения материалов деталей;  $t_{p1}$  и  $t_{p2}$  – рабочая температура деталей;  $t_{сб}$  – температура при сборке;  $d$  – номинальный диаметр соединения.

Для быстровращающихся деталей вводят поправку на ослабление натяга от центробежных сил  $U_{ц}$ . Эта поправка для стальных деталей с диаметром сопряжения до 500 мм и вращающихся с окружной скоростью до 30 м/с не превышает 4 мкм.

**Прочность деталей.** Натяг вызывает в сопряженных деталях радиальные  $\sigma_r$  и окружные  $\sigma_t$  напряжения, распределение которых показано на рис. 7.6.



Опасным элементом, как правило, является охватывающая деталь, так как наибольшие напряжения возникают у внутренней поверхности охватывающей детали.

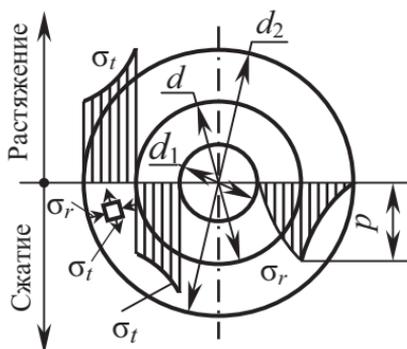


Рис. 7.6. Эпюры распределения напряжений в соединениях с натягом

Прочность деталей обеспечивается отсутствием пластической деформации. Это соблюдается при выполнении условий на поверхности охватывающей детали (втулки)

$$p_{\max} \leq 0,58 \cdot \sigma_T \left[ 1 - \left( \frac{d}{d_2} \right)^2 \right] \quad (7.15)$$

и на охватываемой поверхности (вала)

$$p_{\max} \leq 0,58 \cdot \sigma_T \left[ 1 - \left( \frac{d_1}{d} \right)^2 \right], \quad (7.16)$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести материала деталей при растяжении.

Из двух значений  $p_{\max}$ , найденных по формулам 7.15 и 7.16 в расчетах используют меньшее значение и по формуле 7.6 определяют максимальное допустимое значение натяга.

Необходимое усилие запрессовки при механическом способе сборки определяют по формуле

$$F = \pi \cdot d \cdot l \cdot p_{\max} \cdot f, \text{ Н}, \quad (7.17)$$

где  $d$  – диаметр сопряжения, м;  $l$  – длина сопряжения, м;  $p_{\max}$  – давление на поверхности контакта при максимальном натяге выбранной посадки;  $f$  – коэффициент трения.

Необходимая температура нагрева втулки в случае теплового способа сборки

$$t_{\text{втулки}} = \frac{N_{\text{max}} + S_{\text{сб}}}{\alpha \cdot d} + t_{\text{сб}}, \quad (7.18)$$

где  $N_{\text{max}}$  – максимальный натяг в стандартной посадке, мм;  $S_{\text{сб}}$  – минимально необходимый зазор для обеспечения сборки соединения. На основании опытных данных он принимается [89] равным  $S_{\text{min}}$  у посадки  $H7/g6$  для заданного диаметра сопряжения, мм;  $\alpha$  – коэффициент линейного расширения материала втулки, град<sup>-1</sup>;  $d$  – диаметр сопряжения, мм;  $t_{\text{сб}}$  – температура в помещении, где производится сборка соединения (обычно +20°C).

При сборке с охлаждением охватываемой детали (вала) необходимую температуру охлаждения определяют по формуле

$$t_{\text{вала}} = t_{\text{сб}} - \frac{N_{\text{max}} + S_{\text{сб}}}{\alpha \cdot d}. \quad (7.19)$$

В приведенных выше формулах предполагается, что давление распределяется равномерно по поверхности контакта. В действительности это распределение неравномерно и характер его изменения для некоторых деталей показан на рис. 7.7 [61].

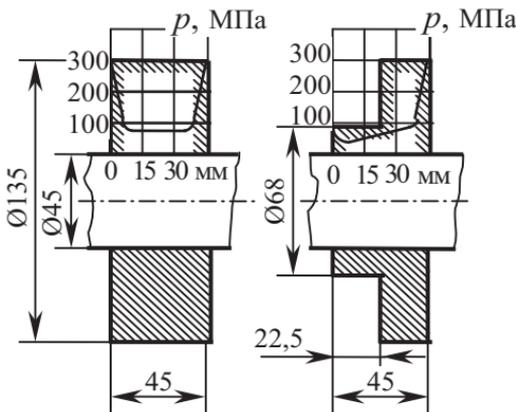


Рис. 7.7. Распределение контактных напряжений в соединениях с натягом

Как видно из рис. 7.7, концентрация напряжений на краях соединений с натягом резко возрастает, что способствует развитию в этих местах контактной коррозии, а также влияет на усталость материала вала и развитие усталостных трещин. Для борьбы с этим явлением применяют специальные конструктивные способы (рис. 7.8) [61].

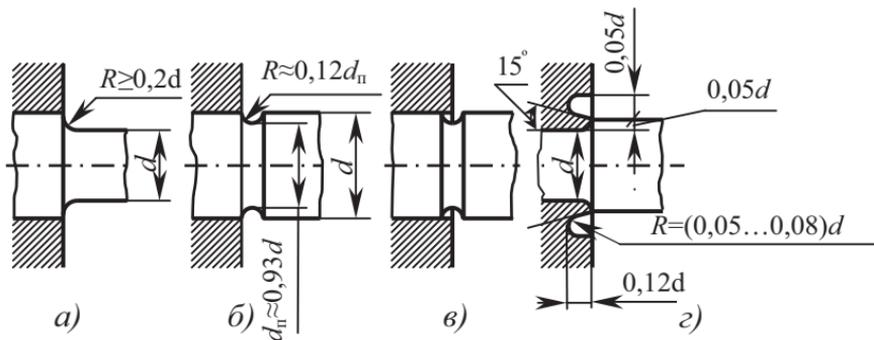


Рис. 7.8. Конструктивные способы снижения концентрации напряжений в соединениях с натягом

К таким способам относятся: утолщение подступичной части вала с плавным переходом к утолщению (рис. 7.8, а); применение разгрузочных выточек на валу (рис. 7.8, б, в); или во втулке (рис. 7.8, г).

Выносливость соединений с натягом может быть повышена технологическими методами: увеличением твёрдости поверхностей, образующих посадку; поверхностным пластическим деформированием (обкатка роликом, обдувка дробью подступичной части вала).

Выбор стандартной посадки с натягом следует производить в системе отверстия, используя в первую очередь предпочтительные посадки по ГОСТ 25347-89:  $\frac{H7}{p6}$ ;  $\frac{H7}{r6}$ ;  $\frac{H7}{s6}$ . При необходимости применяют другие (рекомендуемые) посадки или составляют специальные по ГОСТ 25346-89, выполняя условия:

$$N_{\max} (\text{ГОСТ 25346-89}) \leq N_{\max.ф.};$$

$$N_{\min} (\text{ГОСТ 25346-89}) \geq N_{\min.ф.} (N_{\min.ф.} - \text{фактический натяг}).$$

**Пример** [55]. Рассчитать и подобрать посадку с натягом, обеспечивающую передачу вращающего момента с зубчатого колеса на вал (рис. 7.9) при следующих исходных данных:  $T = 400$  Н·м;  $d = 50$  мм;  $d_1 = 0$  (вал сплошной);  $d_2 = 80$  мм (условный наружный диаметр ступицы зубчатого колеса);  $l = 50$  мм. Материал ступицы зубчатого колеса и вала сталь 45 с параметрами:  $E = 2,06 \cdot 10^{11}$  Па ( $2,06 \cdot 10^5$  МПа);  $\sigma_T = 3,53 \cdot 10^8$  Па (353 МПа);  $\mu = 0,3$ . Коэффициент запаса сцепления  $K = 1,5$ ; коэффициент трения  $f = 0,085$  (механическая запрессовка). Закон распределения отклонений размеров деталей сопряжения нормальный (Гаусса).

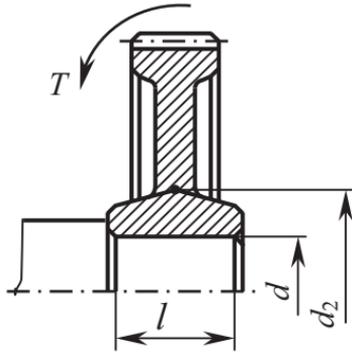


Рис. 7.9. Соединение зубчатого колеса с валом

**Решение.** Предельное допустимое удельное давление на поверхности соединения

$$p_{\text{доп.1(втулка)}} \leq 0,58 \cdot \sigma_{T_1} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{d}{d_2} \right)^2 \right] =$$

$$= 0,58 \cdot 3,53 \cdot 10^8 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{0,05}{0,08} \right)^2 \right] = 1,248 \cdot 10^8 \text{ Па};$$

$$p_{\text{доп.2(вал)}} \leq 0,58 \cdot \sigma_{T_2} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{d_1}{d} \right)^2 \right] =$$

$$= 0,58 \cdot 3,53 \cdot 10^8 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{0}{0,05} \right)^2 \right] = 2,047 \cdot 10^8 \text{ Па}.$$

В дальнейших расчётах используется меньшее из двух значений  $p_{\text{доп}}$ . Таким является  $p_{\text{доп.1(втулка)}} = 1,248 \cdot 10^8 \text{ Па}$ .

2. Наибольший допустимый натяг в соединении.

Предварительно находим значения коэффициентов Ляме  $C_1$  и  $C_2$

$$C_{1(\text{втулка})} = \frac{1 + \left( \frac{d}{d_2} \right)^2}{1 - \left( \frac{d}{d_2} \right)^2} + \mu_1 = \frac{1 + \left( \frac{0,05}{0,08} \right)^2}{1 - \left( \frac{0,05}{0,08} \right)^2} + 0,3 = 2,582;$$

$$C_{2(\text{вал})} = \frac{1 + \left( \frac{d_1}{d} \right)^2}{1 - \left( \frac{d_1}{d} \right)^2} - \mu_2 = \frac{1 + \left( \frac{0}{0,05} \right)^2}{1 - \left( \frac{0}{0,05} \right)^2} - 0,3 = 0,7;$$

$$N_{\text{max.доп}} = p_{\text{доп}} \cdot d \cdot \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \cdot 10^6 =$$

$$= 1,248 \cdot 10^8 \cdot 0,05 \cdot \left( \frac{2,582}{2,06 \cdot 10^{11}} + \frac{0,7}{2,06 \cdot 10^{11}} \right) \cdot 10^6 = 99,4 \text{ мкм.}$$

3. Поправка, учитывающая срез и смятие микронеровностей на поверхности сопряжения при запрессовке.

Коэффициенты  $k_1$  и  $k_2$  при механической запрессовке без смазки принимают по табл. 7.1:  $k_1 = k_2 = k = 0,5$ .

Величину шероховатости поверхности по параметру  $R_z$  предварительно задают для отверстия  $R_{z1} = 10$  мкм; для вала 6,3 мкм (на основе опыта в машиностроении).

$$U_R = 2 \cdot k \cdot (R_{z1} + R_{z2}) = 2 \cdot 0,5(10 + 6,3) = 16,3 \text{ мкм.}$$

#### 4. Наибольший функциональный натяг

$$N_{\text{max.ф.}} = N_{\text{max.доп.}} + U_R = 99,4 + 16,3 = 115,7 \text{ мкм.}$$

Принимаем  $N_{\text{max.ф.}} = 116$  мкм.

5. Наименьший расчетный натяг, за счет которого возможна передача вращающего момента с зубчатого колеса на вал

$$N_{\text{min.расч.}} = \frac{K \cdot 2 \cdot T}{\pi \cdot d \cdot l \cdot f} \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \cdot 10^6 =$$

$$= \frac{1,5 \cdot 2 \cdot 400}{\pi \cdot 0,05 \cdot 0,05 \cdot 0,085} \cdot \left( \frac{2,582}{2,06 \cdot 10^{11}} + \frac{0,7}{2,06 \cdot 10^{11}} \right) \cdot 10^6 = 28,6 \text{ мкм.}$$

#### 6. Наименьший функциональный натяг

$$N_{\text{min.ф.}} = N_{\text{min.расч.}} + U_R = 28,6 + 16,3 = 44,9 \approx 45 \text{ мкм.}$$

7. Квалитет выбирают, полагая, что допуск отверстия и допуск вала будут равны

$$T_D = T_d = \frac{T_N}{2} = \frac{N_{\text{max.ф.}} - N_{\text{min.ф.}}}{2} = \frac{116 - 45}{2} = 35,5 \text{ мкм.}$$

Полученное значение допуска находится между 7 и 8 квалитетами, т. к.  $IT7_{50} = 25$  мкм;  $IT8_{50} = 39$  мкм.

Изготовление деталей целесообразно выполнять по более точному квалитету. Имеем:  $T_D = IT7_{50} = 25$  мкм;  $T_d = IT7_{50} = 25$  мкм.

8. Условия выбора стандартной посадки с гарантированным натягом



$$N_{\max} (\text{ГОСТ 25347-89}) \leq N_{\max.\phi.}$$

$$N_{\min} (\text{ГОСТ 25347-89}) > N_{\min.\phi.}$$

9. Выбор стандартной посадки с натягом в системе отверстия ЕСДП. Для основного отверстия ЕСДП:

$$EI = 0; ES = EI + IT_{750} = 0 + 25 = 25 \text{ мкм.}$$

Это соответствует полю допуска  $H7$  для номинального размера сопряжения 50 мм.

Схема расположения поля допуска основного отверстия и линий, ограничивающих выбор поля допуска для вала, приведена на рис. 7.10.

Согласно выполненным расчетам разрушение втулки может наступить при натяге, превышающем 116 мкм, а проворот деталей от вращающего момента может произойти при натяге менее 45 мкм. Следовательно, основное отклонение у валов должно быть не менее

$$ei = ES + N_{\min.\phi.} = 25 + 45 = +70 \text{ мкм.}$$

Итак, согласно схеме (рис. 7.10) верхнее отклонение вала не должно быть более +116 мкм (зона разрушения втулки), а нижнее отклонение не должно быть менее +70 мкм (зона проворота вала).

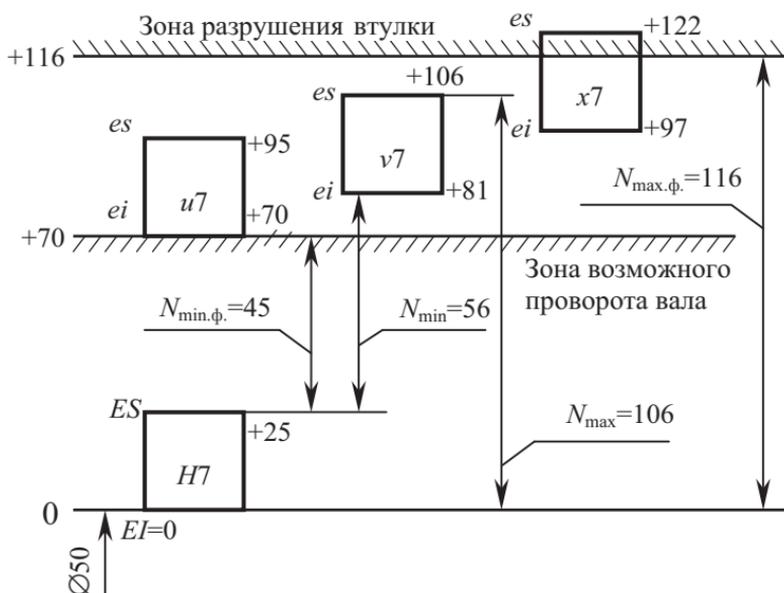


Рис. 7.10. Схема для выбора поля допуска вала и образования посадки с натягом

Таким условиям удовлетворяют валы с полями допусков  $\varnothing 50 u7$  и  $\varnothing 50 v7$ . Более полно прочностные свойства втулки будут использованы при применении вала  $\varnothing 50 v7$ .

Поле допуска  $\varnothing 50 x7$  входит в зону разрушения втулки и применение его может привести в некоторых случаях к разрушению втулки.

Окончательно принимаем посадку

$$\varnothing 50 \frac{H7(+0,025)}{v7(+0,106)_{+0,081}}$$

Схема расположения полей допусков выбранной посадки с указанием законов распределения отклонений размеров деталей сопряжения приведена на рис. 7.11.

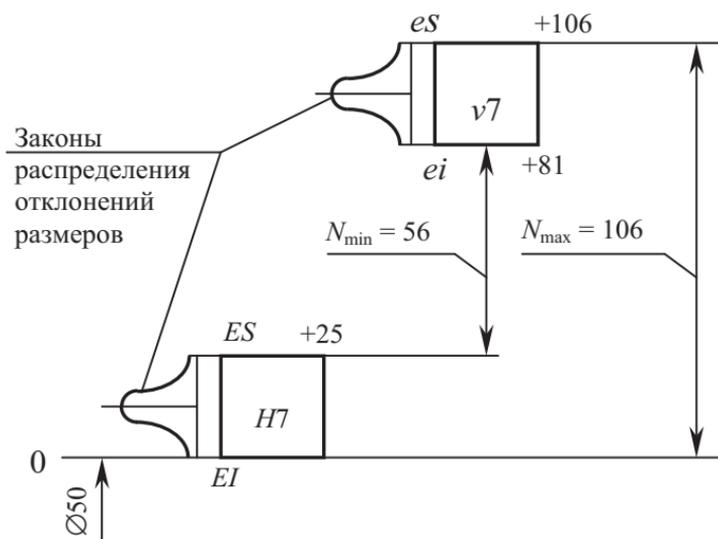


Рис. 7.11. Схема расположения полей допусков выбранной посадки

Условия выбора посадки выполняются

$$N_{\max} = 106 \text{ мкм}; \quad N_{\max} < N_{\max.ф.} = 116 \text{ мкм}; \quad 106 < 116;$$

$$N_{\min} = 56 \text{ мкм}; \quad N_{\min} > N_{\min.ф.} = 45 \text{ мкм}; \quad 56 > 45.$$

10. Необходимое усилие запрессовки без учета среза микронеровностей при  $N_{\max} = 106$  мкм

$$F = \pi \cdot d \cdot l \cdot p_{\max} \cdot f = \pi \cdot 0,05 \cdot 0,05 \cdot p_{\max} \cdot 0,085 = \\ = \pi \cdot 0,05 \cdot 0,05 \cdot 1,33 \cdot 10^8 \cdot 0,085 = 88789 \text{ Н}.$$

$$p_{\max} = \frac{N_{\max}}{d \cdot \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} = \frac{106}{0,05 \cdot \left( \frac{2,582}{2,06 \cdot 10^{11}} + \frac{0,7}{2,06 \cdot 10^{11}} \right)} \cdot 10^6 = 1,33 \cdot 10^8 \text{ Па.}$$

11. Необходимая температура нагрева втулки в случае теплового способа сборки

$$t_{\text{втулки}} = \frac{N_{\max} + S_{\text{сб}}}{\alpha \cdot d} + t_{\text{сб}}.$$

По рекомендации [89] принимают  $S_{\text{сб}} = S_{\text{min}}$  в посадке  $\varnothing 50 \text{ H7/g6}$ :  
 $S_{\text{min}} = 9 \text{ мкм} = 0,009 \text{ мм}$  по ГОСТ 25347–89.

Для стали коэффициент линейного расширения [89]  $\alpha = 11,5 \cdot 10^{-6} \text{ град}^{-1}$ .

Сборка будет производиться при нормальной температуре  $t_{\text{сб}} = +20^\circ\text{C}$ .

Окончательно:

$$t_{\text{втулки}} = \frac{N_{\max} + S_{\text{сб}}}{\alpha \cdot d} + t_{\text{сб}} = \frac{0,106 + 0,009}{11,5 \cdot 10^{-6} \cdot 50} + 20 = 220^\circ\text{C}.$$

12. Наибольший и наименьший натяги и допуск натяга

$$N_{\max} = es - EI = +106 - 0 = 106 \text{ мкм} = 0,106 \text{ мм};$$

$$N_{\min} = ei - ES = +81 - 25 = 56 \text{ мкм} = 0,056 \text{ мм};$$

$$T_N = N_{\max} - N_{\min} = 106 - 56 = 50 \text{ мкм} = 0,050 \text{ мм}.$$

13. Вероятностные натяги  $N_p$  в выбранной посадке при нормальном законе распределения отклонений размеров и вероятности неразрушения соединения  $P = 0,9973$ .

$$\text{Средний натяг } N_m = \frac{N_{\min} + N_{\max}}{2} = \frac{56 + 106}{2} = 81 \text{ мкм}.$$

Среднее квадратическое отклонение натяга

$$\sigma_N = \sqrt{\sigma_D^2 + \sigma_d^2} = \sqrt{4,17^2 + 4,17^2} = 5,897 \text{ мкм} \approx 6 \text{ мкм},$$

где

$$\sigma_D = \frac{T_D}{6} = \frac{25}{6} = 4,166 \text{ мкм} \approx 4,17 \text{ мкм};$$

$$\sigma_d = \frac{T_d}{6} = \frac{25}{6} = 4,166 \text{ мкм} \approx 4,17 \text{ мкм},$$

так как для нормального закона распределения отклонений размеров область существования случайной величины соответствует

$$V_D = T_D = 6 \cdot \sigma_D ; V_d = T_d = 6 \cdot \sigma_d.$$

Квантиль нормального распределения  $U_p$  при вероятности неразрушения  $P = 0,9973$  составляет  $U_p = 3$ .



Вероятностные значения натягов (рис. 7.12) определяются по зависимостям:

$$N_{p\min} = N_m - U_p \cdot \sigma_N = N_m - 3 \cdot \sigma_N = 81 - 3 \cdot 6 \approx 63 \text{ мкм.}$$

$$N_{p\max} = N_m + U_p \cdot \sigma_N = N_m + 3 \cdot \sigma_N = 81 + 3 \cdot 6 \approx 99 \text{ мкм.}$$

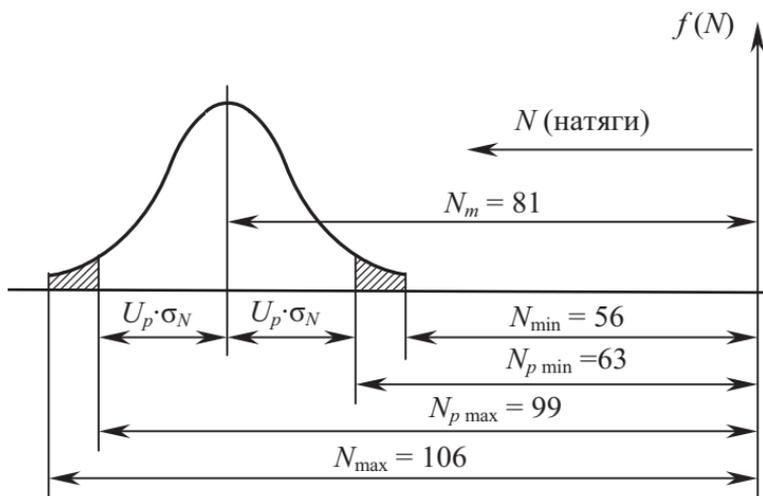


Рис. 7.12. Плотность распределения натягов

### Вопросы для самоконтроля

1. Как образуется соединение с натягом?
2. За счет каких сил соединение передает внешнюю нагрузку?
3. Какие существуют способы сборки соединений с натягом?
4. Каковы критерии работоспособности соединений?
5. В чем преимущества соединений с натягом?
6. Причины коррозионно-механического изнашивания в соединениях с натягом.

## РАЗДЕЛ ВТОРОЙ

### МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Современные машины и различные изделия машиностроения создаются, как правило, по оправдавшей себя на практике схеме: двигатель – передача – исполнительные (рабочие) органы машины. Передача движения от двигателя к исполнительным органам машины обычно совмещается с преобразованием параметров движения и изменением вращающих моментов. На рис. 2.1 показаны примеры механической передачи энергии двигателя к исполнительным органам. У транспортных средств исполнительные органы называют движителями (винтовой, колесный и т. д.).

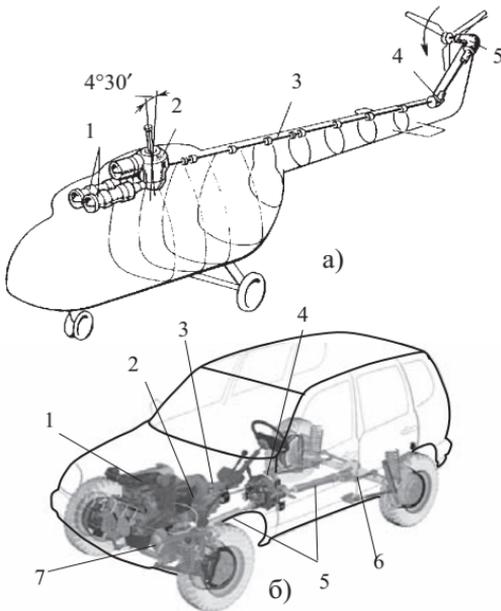


Рис. 2.1. Схема механической передачи (трансмиссии): а – вертолета [1] (несущий винт не показан); б – автомобиля с передними и задними ведущими колесами

Так, силовая установка вертолета (рис. 2.1, а) [1] состоит из двух газотурбинных двигателей 1, энергия которых передается на главный редуктор 2 и несущий винт (на схеме он не показан), а также через хвостовой вал 3 и промежуточный редуктор 4, хвостовой редуктор 5 далее на хвостовой рулевой винт. Кроме этого, на главном редукторе монтируется ряд вспомогательных агрегатов, которые также приводятся в движение от главной силовой установки: гидронасосы, генераторы, компрессоры и др.

Передача энергии двигателя автомобиля (рис. 2.1, б) 1 к ведущим колесам осуществляется через сцепление 2 (соединительная муфта), коробку передач 3, раздаточную коробку 4, карданные валы 5, задний ведущий мост 6, передний ведущий мост 7. От этого же двигателя получают движение вспомогательные агрегаты: масляный и водяной насосы, генератор, вентилятор, компрессор и др.

В ряде специальных курсов принято называть передачи, обеспечивающие основные потоки мощности, *трансмиссиями* (от *англ.* transmission – передача).

Необходимость разветвления потоков мощности и подвод ее к нескольким исполнительным (рабочим) органам, вспомогательным агрегатам, а также механизмам контроля, регулирования и управления обеспечивается за счет передач.

Схема передачи энергии от двигателя к исполнительным органам приведена на рис 2.2.

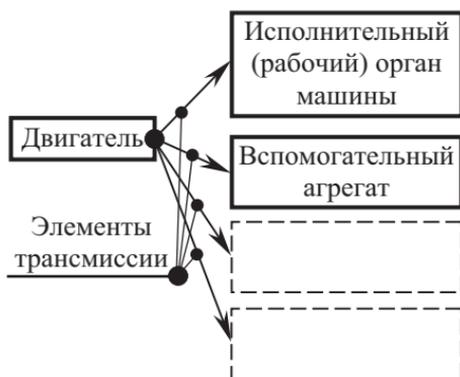


Рис. 2.2. Схема передачи энергии в машине

В машиностроении находят применение следующие виды передач: механические, электрические, пневматические, гидравлические и комбинированные (электромеханические, гидромеханические).

В курсе «Детали машин» изучают только механические передачи общего назначения, а остальные рассматриваются в специальных курсах. Механическими передачами называют механизмы, которые передают

энергию от двигателя к исполнительным органам машины с преобразованием угловых скоростей и вращающих моментов валов.

Механические передачи различают:

- по способу передачи движения от ведущего вала к ведомому – передачи трением и зацеплением, непосредственного касания и гибкой связью;
- по назначению – кинематические и силовые;
- по характеру изменения движения – с постоянным и изменяющимся передаточным отношением (ступенчато и бесступенчато);
- по расположению валов – с параллельными, пересекающимися и перекрещивающимися осями;
- по характеру изменения угловой скорости валов – понижающие (редукторы) и повышающие (мультипликаторы).

В любой механической передаче (рис. 2.3) выделяют два основных вала – входной и выходной, а также основные параметры:

$P_1$  и  $P_2$  – мощности на входе и выходе;  $\omega_1$  и  $\omega_2$  – угловые скорости или частоты вращения валов  $n_1$  и  $n_2$ .



Рис. 2.3. Энергокинематические параметры передачи

Указанных параметров обычно хватает для проведения проектного расчета передачи. В других расчетах необходимым является ряд иных параметров.

Кoeffициент полезного действия (КПД) определяется как отношение мощности на выходе к мощности на входе передачи

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}.$$

Отношение угловых скоростей с их знаком или частот вращения валов в направлении потока мощности принято называть *передаточным отношением*

$$i_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}.$$

В расчетах передач на прочность используют понятие *передаточного числа*

$$u = \frac{z_2}{z_1}.$$

При  $u > 1$  передача является понижающей (редуктор), а при  $u < 1$  – передача повышающая (мультипликатор).

*Мощность* на валах передач определяют по следующей зависимости

$$P = T \cdot \omega,$$

где  $P$  – мощность, Вт;  $T$  – вращающий момент, Н·м;  $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$  – угловая скорость, с<sup>-1</sup>;  $n$  – частота вращения вала, мин<sup>-1</sup>.

Для многоступенчатых передач справедливы зависимости для общего передаточного числа и общего КПД

$$u_{\text{общ}} = u_1 \cdot u_2 \dots u_k;$$

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \dots \eta_k.$$

*Вращающий момент* определяют по формуле

$$T = \frac{10^3 P}{\omega} = \frac{10^3 30 P}{\pi n} = 9550 \frac{P}{n}, \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где  $P$  – мощность, кВт;  $n$  – частота вращения вала, мин<sup>-1</sup>.

Связь между вращающимися моментами на ведомом  $T_2$  и ведущем  $T_1$  валах через передаточное число  $u$ , коэффициент полезного действия  $\eta$  определяется выражением

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta.$$

## ГЛАВА 8

### ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

#### 8.1. Общие сведения

В конструкциях различных машин и устройств, таких как транспортные средства и сельскохозяйственные машины, судовые энергетические установки и металлорежущие станки, грузоподъемные и транспортирующие устройства, авиационные установки и приборы, а также во многих других изделиях находят широкое применение зубчатые передачи. Зубчатые передачи применяют с целью изменения скорости или направления вращения (движения) при соответствующем изменении вращающего момента. Современные зубчатые передачи способны работать в широком диапазоне окружных скоростей, передавать значительные мощности между произвольно расположенными в пространстве осями, имеют высокий коэффициент полезного действия, обладают достаточно высокой долговечностью, надежностью и имеют малые габариты.

Применение механических передач с использованием зубчатых колес известно с глубокой древности, но имя изобретателя зубчатого колеса неизвестно. Первоначально зубчатые колеса изготавливались из дерева. На рис. 8.1 показана схема деревянного грузоподъемного механизма [63], где вместо зубьев применялись деревянные пальцы, забитые в периферию деревянного диска.

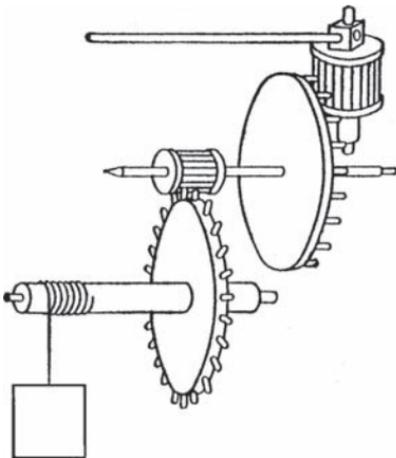


Рис. 8.1. Деревянный зубчатый подъемный механизм

Более подробная конструкция деревянной зубчатой передачи приведена на рис. 8.2 [88], где меньшее из зубчатых колес выполнено из нескольких деревянных пластин (досок) с ориентацией их волокон по направлению радиуса колеса.

В пластинах 1 (рис. 8.2) просверлено по шесть отверстий, в которые забиты цилиндрические деревянные стержни, выполненные из крепкого дерева. Такое колесо, конечно, не очень похоже на зубчатое, но поскольку оно имело шесть стержней

(окружность хорошо делится на шесть частей), то его назвали **шестерней**. Такое название сохранилось в технической литературе до наших дней для меньшего из пары зацепляющихся зубчатых колес. Большое зубчатое колесо также изготовлено из дерева. Деревянные зубья 3 (рис. 8.2) с предварительно вставленным в ножку клином 4 вбивали в отверстие обода. При забивании зуба клин расклинивал ножку, что прочно удерживало зуб в отверстии обода. Большее из колес пары получило название **зубчатое колесо**.

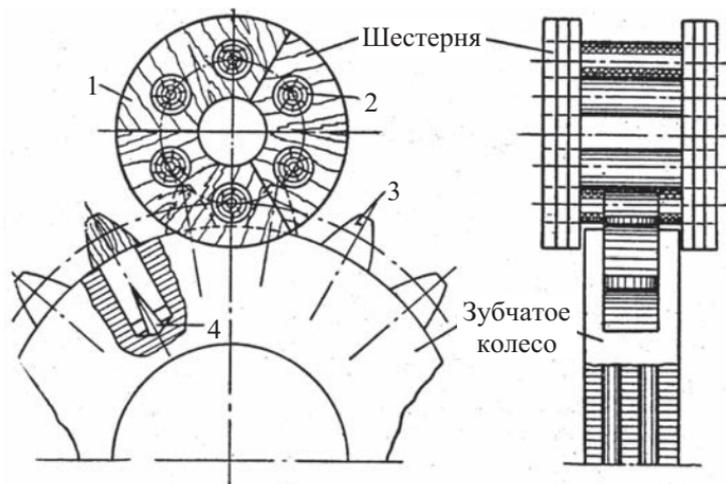
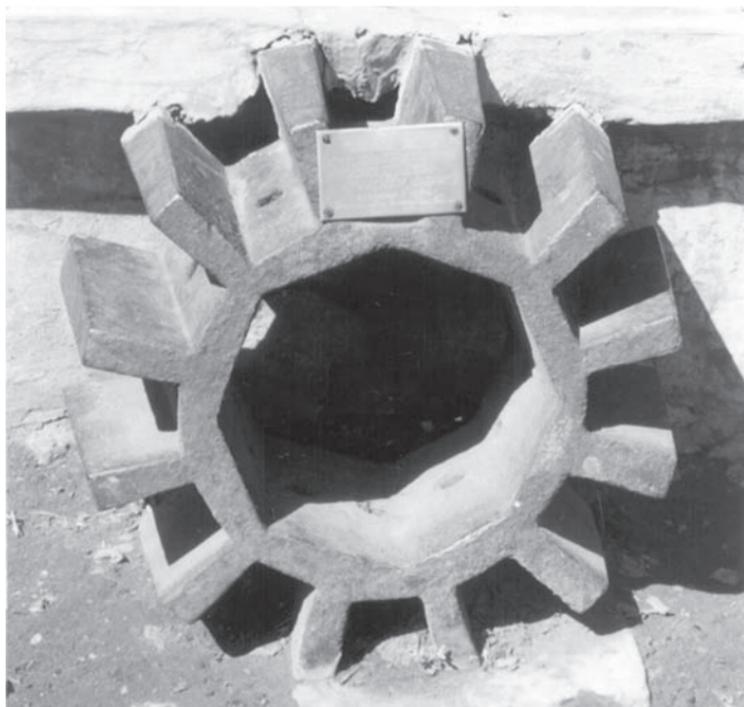


Рис. 8.2. Конструкция деревянной зубчатой передачи

Такие названия сохранились в технической литературе по зубчатым колесам до настоящего времени, а именно: меньшее из зубчатых колес пары называют **шестерней** (только в часовом зацеплении такое колесо называют *трибом*), а большее – **зубчатым колесом**. При равенстве размеров колес шестерней называют ведущее зубчатое колесо. Термин «зубчатое колесо» является универсальным и может использоваться для всех колес.

Позднее зубчатые колеса стали изготавливать из чугуна методом литья. Так, на рис. 8.3 показана коническая шестерня передаточного механизма Кольванской шлифовальной фабрики, которая была отлита из чугуна в 1801 году (Горная Кольвань, Змеиногорский район, Алтайский край) и находится в настоящее время в старейшем в Сибири Алтайском краеведческом музее в г. Барнауле. По этому экспонату хорошо видно, что боковые поверхности зубьев представляют собой обычные плоские поверхности.



*Рис. 8.3. Коническая шестерня передаточного механизма  
Кольванской шлифовальной фабрики отлита в 1801 году*

Наука о зубчатых колесах и передачах, а также обоснование профилей зубьев развивались одновременно с развитием геометрии и механики в XVII веке.

Зубчатые колеса с формой зуба, имеющие профиль головки в виде эпициклоиды, а ножки – в виде гипоциклоиды, называют циклоидными или циклоидальными, они были предложены французским ученым М. Камусом. Такие колеса широко применялись до XX века.

На рис. 8.4 показана форма зубьев циклоидного зацепления. Головки зубьев имеют профиль эпициклоид, которые получаются точками вспомогательных окружностей с радиусами  $\rho_1$  и  $\rho_2$  при перекатывании их без скольжения по начальным окружностям с радиусами  $r_2$  и  $r_1$  снаружи.

Профиль ножек зубьев представляет собой гипоциклоиды, которые получаются точками тех же вспомогательных окружностей с  $\rho_1$  и  $\rho_2$  при перекатывании их без скольжения внутри начальных окружностей

с радиусами  $r_1$  и  $r_2$ . Рабочий участок линии зацепления  $E_1E_2$  имеет форму двух вспомогательных окружностей  $PE_1$  и  $PE_2$ , которые расположены между точками пересечения окружностей выступов зубчатых колес с окружностями радиусов  $\rho_2$  и  $\rho_1$ . Угол зацепления такой зубчатой передачи переменный, величина которого зависит от положения точки контакта зубьев на линии зацепления. Радиусы вспомогательных окружностей обычно выбирают из соотношений  $\rho_1 = (0,35 \dots 0,45) r_1$  и  $\rho_2 = (0,35 \dots 0,45) r_2$  [91].

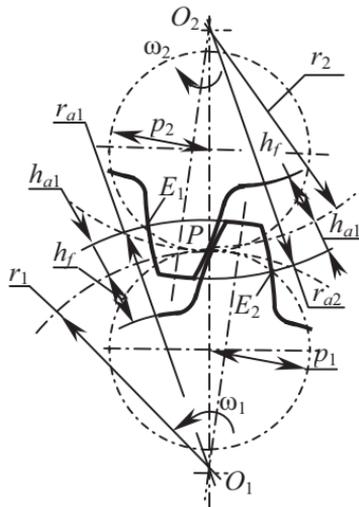


Рис. 8.4. Циклоидное зацепление

*Достоинства циклоидного зацепления:*

- возможность получения больших передаточных отношений;
- минимальное число зубьев шестерни  $Z_{1\min} = 6$ ;
- меньшее удельное давление между зубьями (в сравнении с эвольвентным зацеплением), меньшее трение и износ, так как контактируют выпуклый профиль головки с вогнутой формой ножки зуба.

*Недостатки:*

- большая чувствительность к неточности изготовления зубьев и отклонениям межосевого расстояния;
- невозможность применения сменных колес, так как профили зубьев зависят от количества зубьев обоих колес, находящихся в зацеплении;

– необходимость большого количества сложных и дорогих фасонных фрез для нарезания зубьев.

На основе циклоидного базируется часовое зацепление (рис. 8.5), которое применяется в механизмах механических часов и некоторых приборах.

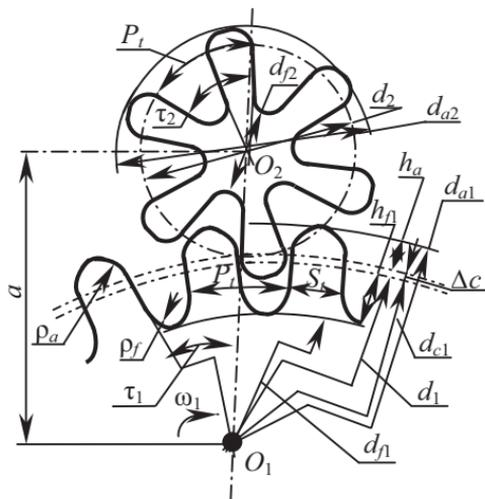


Рис. 8.5. Часовое зацепление

Меньшее из пары зубчатых колес называется **трибом**. Это колесо обычно является ведомым, так как в часовых механизмах используется ускорительная передача.

Для облегчения технологии изготовления профили зубьев колес упрощены. Ножка колеса очерчена прямыми, направленными по радиусу колеса. Профиль головки зуба очерчен дугами окружностей, близкими по форме к эпициклоиде.

Зубчатые передачи с эвольвентным профилем зубьев были предложены профессором Петербургской академии наук, известным математиком и механиком Леонардом Эйлером. По различным источникам [48, 63] дата этого предложения находится между 1754 и 1765 годами.

**Эвольвентным зацеплением** называется такое зубчатое зацепление, в котором профили зубьев колес очерчены по эвольвенте окружности. Л. Эйлером были исследованы теоретические основы и возможности такого зацепления.

Более ста лет шло соперничество между циклоидной и эвольвентной формой зубьев зубчатых колес, каждая из которых имеет свои достоинства и недостатки. Однако с расширением области применения

зубчатых передач стало ясно, что для изготовления одного и того же комплекта зубчатых колес циклоидного профиля требуется в 2...3 раза больше режущего инструмента, чем для эвольвентного. Последнее явилось одной из главных причин замены циклоидного профиля на эвольвентный.

В настоящее время зубчатые передачи с эвольвентным профилем зубьев колес получили подавляющее распространение во всех отраслях техники. Многочисленными исследованиями ученых эвольвентная форма зуба зубчатых колес получила глубокое теоретическое обоснование и достаточно совершенную методику расчета. Расчеты как геометрических параметров эвольвентных зубчатых передач, так и прочностные закреплены во многих государственных стандартах.

*Достоинства эвольвентного зацепления:*

- сравнительно малая чувствительность к неточности изготовления и отклонениям межосевого расстояния;
- возможность исправления профилей зубьев (корректирование) при их нарезании путем использования таких участков эвольвенты, которые обеспечивают наилучшую работу в заданных условиях;
- возможность нарезания одним режущим инструментом зубчатых колес с различными числами зубьев;
- возможность нарезания зубчатых колес методом обката на высокопроизводительных станках.

*Недостатки:*

- контакт выпуклого профиля по выпуклому со всеми вытекающими из этого последствиями;
- ограниченная возможность сокращения габаритов передачи;
- большее скольжение, трение и износ зубьев, чем у циклоидного зацепления.

Указанные виды зацеплений не являются единственными. Были разработаны и существуют другие зацепления, сведения о которых можно найти в специальной литературе [17, 87, 105].

Различают следующие зубчатые передачи (рис. 8.6).

Зубчатые передачи между *параллельными* валами:

- цилиндрические прямозубые внешнего (рис. 8.6, а) и внутреннего (рис. 8.6, б) зацепления;
- цилиндрические косозубые (рис. 8.6, в), шевронные (рис. 8.6, г), арочные (рис. 8.6, д).

Передачи между валами с *пересекающимися* осями:

- конические прямозубые (рис. 8.6, е), косозубые (рис. 8.6, ж), с круговым зубом (рис. 8.6, з).

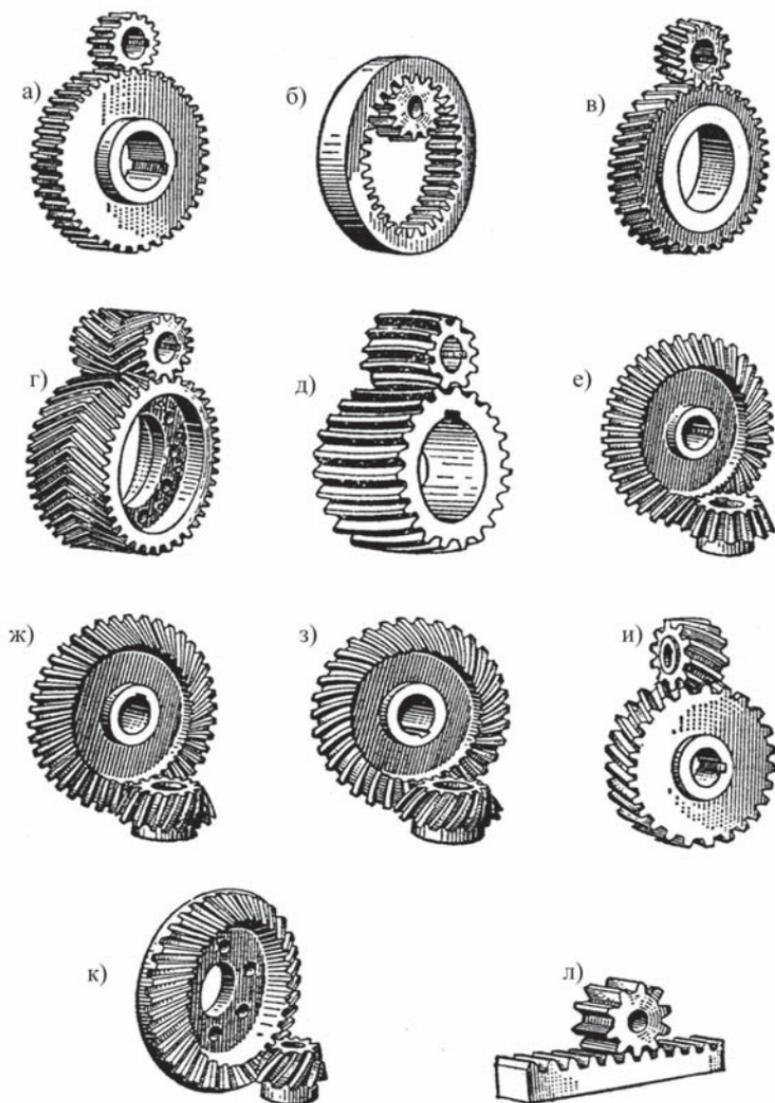


Рис. 8.6. Разновидности современных зубчатых передач

Передачи между *перекрещивающимися* осями:

- винтовые (рис. 8.6, и), состоящие из двух цилиндрических косозубых колес, установленных на перекрещивающихся валах;
- гипоидные (рис. 8.6, к) или конические винтовые, состоящие из двух конических косозубых или с криволинейными зубьями колес, которые установлены на перекрещивающихся валах.

Зубчатые передачи для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот называют реечным (рис. 8.6, л).

## 8.2. Краткие сведения из геометрии и кинематики эвольвентного зацепления. Методы изготовления зубчатых колес

Широко применяемые в машиностроении зубчатые передачи с эвольвентным зацеплением получили свое название по форме профиля боковой поверхности зубьев. У цилиндрических прямозубых колес профилем зуба является эвольвента (развертка окружности). Окружность, развертка которой является эвольвента, называется **основной окружностью**, а радиус ее обозначают  $r_b$ . Прямая линия, перекатывающаяся без скольжения по окружности радиуса  $r_b$ , называется **производящей прямой**. Если на этой прямой зафиксировать ряд точек и перекатывать ее по основной окружности, то будет получено семейство эвольвент (рис. 8.7).

Причем расстояния между эвольвентами, измеренные по нормали к ним, будут постоянными и равными длине дуги этой окружности между начальными точками. Это расстояние называется **основным нормальным шагом**  $P_{bn}$ .

Радиус кривизны эвольвенты является переменной величиной, так как в каждой текущей точке он равен длине отрезка  $NY$  производящей прямой (рис. 8.8).

Радиус кривизны эвольвенты может быть определен по формуле (рис. 8.8)

$$\rho_y = r_b \operatorname{tg} \alpha_y.$$

Положение текущей точки  $Y$  эвольвенты характеризуется следующими углами (рис. 8.8):

- углом развернутости  $\upsilon_y$ ;
- углом профиля  $\alpha_y$ ;
- эвольвентным углом  $\theta = \operatorname{inv} \alpha_y$  (от *англ.* involute – эвольвента).

Читается «инволюта альфа игрек».

Инволюта угла  $\alpha$  часто используется в расчетах зубчатых колес и передач.

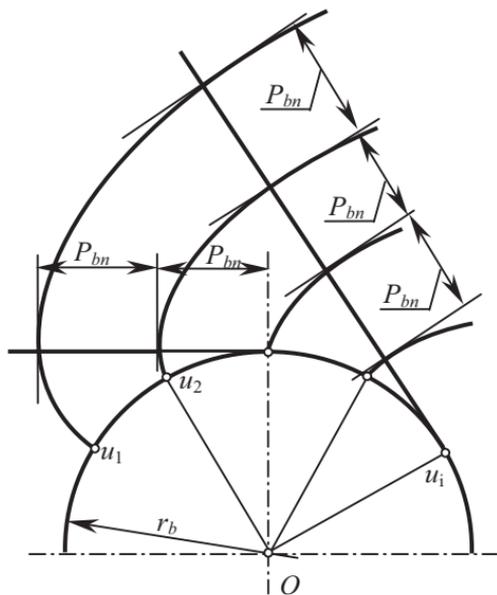


Рис. 8.7. Семейство эвольвент

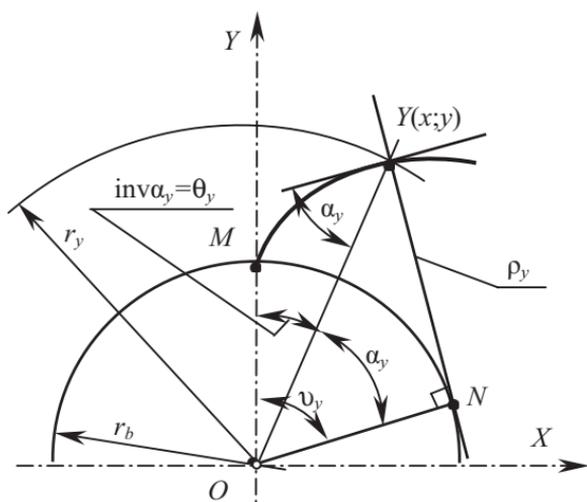


Рис. 8.8. Параметры эвольвентного профиля

Определить  $\text{inv}\alpha$  можно по формуле

$$\text{inv } \alpha = \text{tg } \alpha - \alpha,$$

где  $\alpha$  – значение текущего угла профиля в радианах; или по формуле

$$\text{inv}\alpha = \text{tg } \alpha^\circ - \frac{\alpha^\circ}{57,295778}, \text{ где } \alpha - \text{ значение текущего угла профиля в градусах.}$$

$$\text{Например, } \text{inv}20^\circ = \text{tg } 20^\circ - \frac{20^\circ}{57,295778} = 0,014904.$$

Для нахождения  $\text{inv}\alpha$  по известному углу  $\alpha$  и наоборот по  $\text{inv}\alpha$  величины угла  $\alpha$  можно использовать также специальные таблицы [5, 81, 107].

Положение текущей точки  $Y$  на эвольвенте может быть задано любым из углов  $\alpha_y$ ,  $\nu_y$ ,  $\text{inv}\alpha_y$  и радиусом вектором  $r_y$  (радиусом кривизны  $\rho_y$ ).

При увеличении радиуса основной окружности увеличивается радиус кривизны эвольвенты и при  $r_b$ , стремящемся к бесконечности, эвольвента превращается в прямую линию, а зубчатое колесо – в зубчатую рейку с прямолинейными боковыми сторонами. Это свойство положено в основу стандартизации зубчатых колес и зуборезного инструмента. Рейка сохраняет постоянный угол зацепления в паре с зубчатым колесом любого радиуса, а прямолинейный профиль зуба режущего инструмента существенно снижает его стоимость и повышает точность.

Таким образом, на основании многолетней практики стандартизации зубчатых колес за основу берут параметры зубчатой рейки с прямолинейным контуром. Реечный контур, принятый как базовый для нахождения теоретических размеров семейства зубчатых колес, называется теоретическим исходным контуром или просто исходным контуром. Исходный контур стандартизован, форма и размеры его установлены ГОСТ 13755-81 и приведены на рис. 8.9.

За величину шага  $p$  исходного контура (рис 8.9), представляющего собой расстояние между одноименными сторонами профиля по средней линии рейки, можно было бы принять ряд целых удобных для расчетов чисел, но тогда диаметры колес выражались бы иррациональными числами (известно, что отношение длины окружности к диаметру равно иррациональному числу  $\pi$ ). Чтобы избежать этого, в основу стандартизации зубчатых колес положена величина  $m = p/\pi$ , которую назвали *модулем исходного контура* или просто **модулем**. Модуль измеряется в миллиметрах, его значения стандартизованы (ГОСТ 9563-80)



и имеют два ряда. При  $m \geq 1$  мм в первый предпочтительный ряд включены следующие значения: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80; 100.

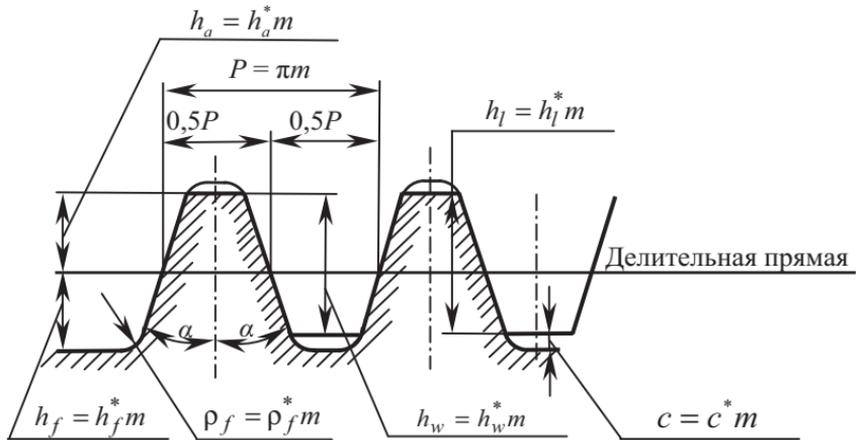


Рис. 8.9. Исходный контур по ГОСТ 13755-81

Угол  $\alpha$  между боковой стороной и перпендикуляром к делительной прямой исходного контура (рис. 8.9) называется **углом профиля исходного контура**.

ГОСТ 13755-81 устанавливает следующие параметры исходного контура:

- угол профиля исходного контура  $\alpha = 20^\circ$ ;
- коэффициент высоты головки зуба  $h_a^* = 1,0$ ;
- коэффициент радиального зазора  $C^* = 0,25$ ;
- коэффициент граничной высоты  $h_l^* = 2,0$ ;
- коэффициент радиуса переходной кривой исходного контура  $\rho_f^* = 0,38$ .

Числовые значения параметров исходного контура (рис. 8.9) вычисляются как произведение соответствующего коэффициента на модуль. Например, высота головки контура определяется по формуле  $h_a = h_a^* \cdot m$ . Аналогично находят и другие величины.

Шаг по нормали к профилю зуба вычисляют по формуле  $p_b = p \cdot \cos \alpha = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha$ .

Рейка, зубья которой очерчены по исходному контуру, называется *производящей* или **исходным производящим контуром (ИПРК)**. Ее можно представить как контур зубьев рейки, заполняющей впадины



исходного контура, как отливка заполняет форму или как контршаблон к исходному контуру, наделенный режущими гранями (рис. 8.10).

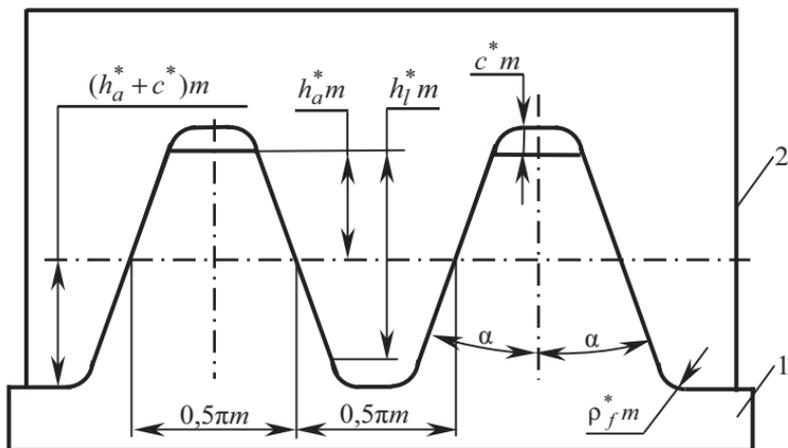


Рис. 8.10. Теоретический реечный контур:  
1 – исходный; 2 – исходный производящий

Параметры исходного производящего контура (ИПРК) лежат в основе расчетов зуборезных инструментов реечного типа – червячных фрез, зуборезных гребенок.

**Методы изготовления зубчатых колес.** При изготовлении зубчатых колес применяют два принципиально различных метода:

- метод копирования;
- метод обкатки (огибания).

**Метод копирования** применяется при нарезании зубьев на универсальных фрезерных станках. Режущим инструментом являются модульные дисковые (рис. 8.11, а) или модульные пальцевые фрезы (рис. 8.11, б). Рабочие кромки режущего инструмента в этом случае должны иметь профиль и размеры впадины между зубьями нарезаемого колеса.

В процессе резания зубья фрезы удаляют металл в заготовке, создавая впадину.

*Недостатками* такого метода являются:

- низкая точность профиля зуба колеса и особенно – шага за счет погрешности деления;
- сложность изготовления фасонных фрез с точным криволинейным профилем;

– необходимость большого ассортимента фрез, так как при изменении числа зубьев колеса изменяется и профиль фрезы.

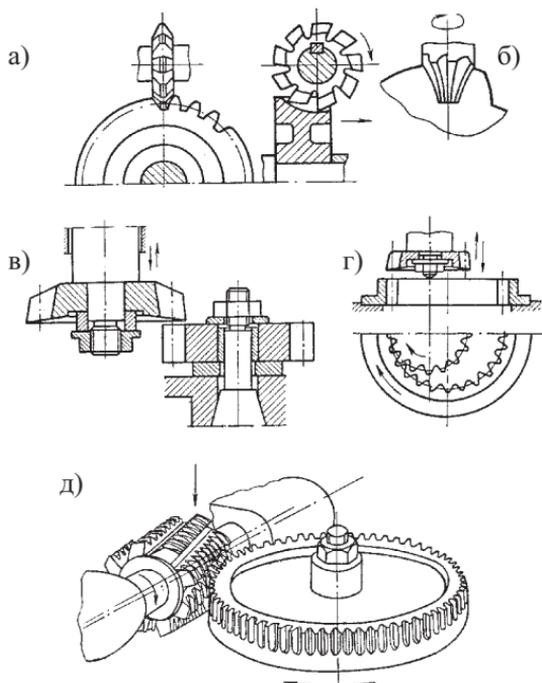


Рис. 8.11. Методы изготовления зубчатых колес

В настоящее время такой метод применяют очень редко. Главным образом к нему прибегают в ремонтном деле и при единичном изготовлении зубчатых колес.

**Метод обкатки (огибания)** реализуется на специальных высокопроизводительных станках: полуавтоматах или станках-автоматах. На рис. 8.11, в, г показаны схемы нарезания зубьев на зубодолбежном станке. Режущим инструментом является *долбяк*, который по форме напоминает зубчатое колесо.

Долбяк, совершая возвратно-поступательные движения, выстрагивает своими зубьями впадины между зубьями нарезаемого колеса. Могут применяться зубострогальные станки для нарезания зубчатых колес инструментом, имеющим форму рабочей рейки, которую называют *гребенкой*.

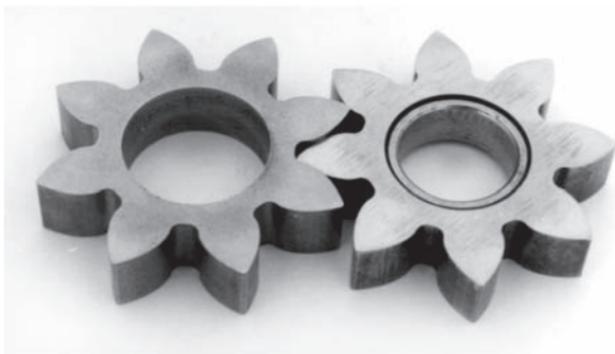
На рис. 8.11, д показана схема нарезания зубьев колес на зуборезном станке специальным инструментом – *червячной фрезой*. В нормальном сечении такая фреза имеет форму профиля исходного производящего реечного контура (рейки), который при вращении фрезы непрерывно перемещается, находясь в зацеплении с нарезаемым колесом (заготовкой). Червячная фреза и заготовка вращаются непрерывно, а подача осуществляется путем медленного перемещения фрезы параллельно оси заготовки. В результате металл из впадин между зубьями удаляется.

*Преимущества метода обкатки:*

- высокая точность профиля зуба и шага;
- простота заточки инструмента;
- возможность одним инструментом данного модуля нарезать колеса с различными числами зубьев;
- высокая производительность.

Кроме нарезания зубьев применяют метод горячего накатывания зубьев, метод прессования зубчатых колес из металлического порошка (порошковая металлургия) со спеканием его и последующей термической обработкой, методы литья (в кокиль, под давлением, по выплавляемым моделям).

На рис. 8.12 показаны зубчатые колеса, полученные методом порошковой металлургии на одном из машиностроительных заводов г. Барнаула. Поверхности зубьев таких колес не требуют механической обработки.



*Рис. 8.12. Зубчатые колеса, полученные из металлического порошка методом порошковой металлургии*

### 8.3. Основные параметры эвольвентного зацепления и зубчатых колес

Общие понятия о параметрах эвольвентного зацепления проще уяснить, рассматривая прямозубые цилиндрические зубчатые колеса. Образование боковых поверхностей эвольвентных зубьев и их зацепление показаны на рис. 8.13.

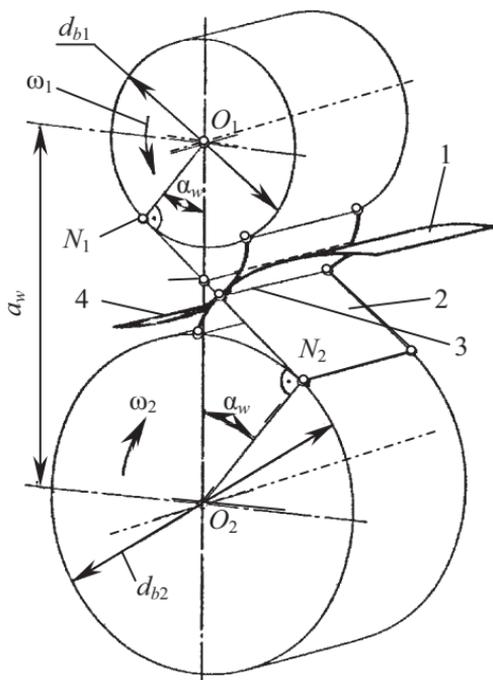


Рис. 8.13. Зацепление сопряженных цилиндрических эвольвентных поверхностей [118]:

1,4 – эвольвентные поверхности; 2 – плоскость зацепления;  
3 – контактная линия

При перекатывании без скольжения плоскости по основному цилиндру (цилиндр, с диаметром, равным основному  $d_b$ ) с зафиксированной на плоскости прямой линией, параллельной оси цилиндра, эта линия опишет в пространстве эвольвентную поверхность. Контакт двух эвольвентных поверхностей происходит по линии. В цилиндрической прямозубой

эвольвентной передаче линия контакта зубьев является прямой параллельной осям колес. При работе зацепления контактная линия перемещается у зуба ведущего колеса от основного цилиндра, удаляясь к вершине зуба, а у ведомого колеса наоборот.

Элементы цилиндрических зубчатых колес и передач принято рассматривать в плоскости, перпендикулярной к оси колес. Термины, определения и обозначения зубчатых колес и передач установлены ГОСТ 16530-83, ГОСТ 16531-83 [38, 39].

Основные параметры эвольвентного зацепления и зубчатых колес приведены на рис. 8.14.

*Линией зацепления* по ГОСТ 16530-83 называется траектория общей точки контакта зубьев при ее движении относительно неподвижного звена зубчатой передачи, которая при линейном контакте определяется в ее главном сечении, т. е. в сечении, перпендикулярном к оси колес. Часть профиля зуба, по которой происходит сопряжение с профилем парного колеса, называется *активным профилем*. Точка  $W$  пересечения межосевой линии с общей нормалью к двум сопряженным профилям зубьев называется *полюсом зацепления* (рис. 8.14).

Окружности, описанные вокруг центров зубчатых колес и проходящие через полюс зацепления  $W$ , называются *начальными окружностями*. Диаметры начальных окружностей обозначают  $d_w$ . Цилиндры с диаметрами, равными начальным, называют начальными цилиндрами. Это воображаемые цилиндры, по которым обкатываются зубчатые колеса без скольжения (рис. 8.15). Таким образом, начальные цилиндры (начальные окружности) присущи только передаче, а делительные цилиндры (делительные окружности) – зубчатому колесу.

Угол между линией зацепления и прямой, перпендикулярной к межосевой линии  $0_10_2$ , называется *углом зацепления* (рис. 8.14) и обозначается  $\alpha_w$ .

Окружность, описанная вокруг центра колеса и ограничивающая вершины головок зубьев, называется *окружностью вершин зубьев*, ее диаметр обозначается  $d_a$ . Окружность, ограничивающая впадины зубьев, называется *окружностью впадин*, а ее диаметр  $d_f$ .

Разность между радиусами окружностей вершин и впадин определяет *высоту зуба*, обозначаемую  $h$ .

При определении размеров зубчатых колес в качестве базового параметра принимают *делительную окружность*. Последняя представляет собой начальную окружность в процессе изготовления зубчатого колеса методом обкатки без смещения режущего инструмента (станочное зацепление), показанное на рис. 8.16. Диаметр делительной окружности обозначают  $d$ .

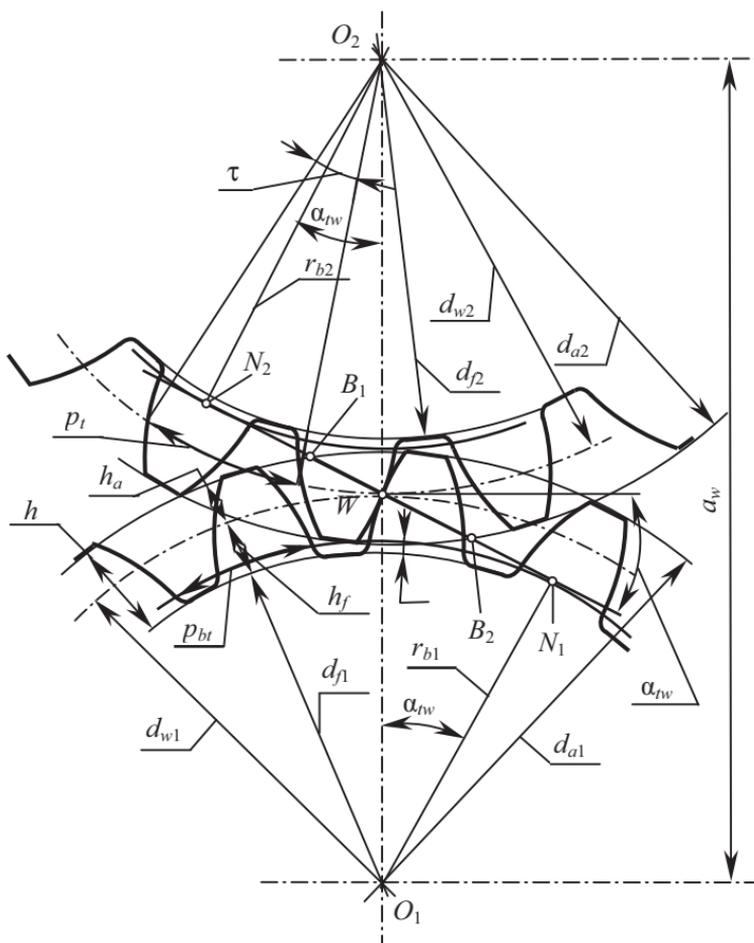


Рис. 8.14. Элементы цилиндрических зубчатых колес и передачи: индекс 1 – относится к шестерне, индекс 2 – к колесу;  $W$  – полюс зацепления,  $O_1$  и  $O_2$  – центры вращения колес;  $N_1 N_2$  – линия зацепления;  $B_1 B_2$  – активная линия зацепления;  $a_w$  – межосевое расстояние;  $d_w$  – диаметр начальной окружности;  $d_a$  – диаметр вершин зубьев;  $d_f$  – диаметр впадин зубьев;  $r_b$  – радиус основной окружности;  $h$  – высота зуба;  $h_a$  – высота головки зуба;  $h_f$  – высота ножки зуба;  $p_{bt}$  – основной окружной шаг;  $p_t$  – делительный окружной шаг;  $\tau$  – угловой шаг;  $\alpha_{fw}$  – угол зацепления

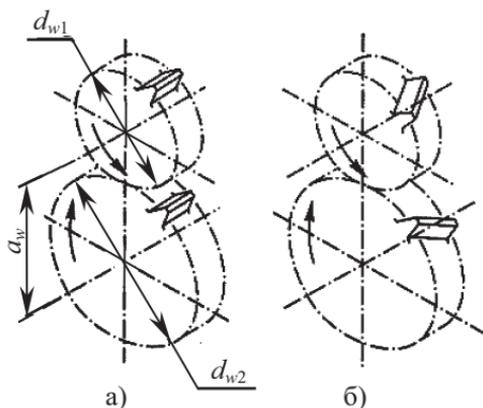


Рис. 8.15. Начальные цилиндры с диаметрами  $d_{w1}$ ;  $d_{w2}$  прямозубых (а) и косозубых (б) цилиндрических колес

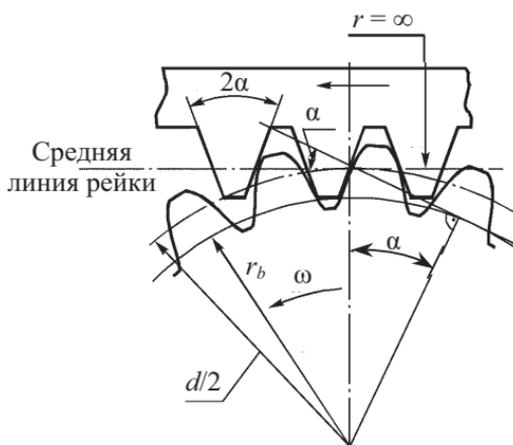


Рис. 8.16. Сопряжение зубчатого колеса (заготовки) с инструментом (рейкой) в станочном зацеплении

В передаче у сопряженной пары зубчатых колес, изготовленных без смещения инструмента, начальные окружности совпадают с делительными.

Полусумма делительных диаметров называется *делительным межосевым расстоянием*  $a$ .

*Головкой зуба*  $h_a$  называется часть зуба, расположенная между окружностью вершин зубьев и делительной окружностью, а *ножкой зуба*  $h_f$  – часть зуба между делительной окружностью и окружностью впадин.

Длина дуги делительной окружности, которая заключена между одноименными профилями соседних зубьев (профили, обращенные в одну сторону), называется *делительным окружным шагом*  $p_t$ .

*Шагом зацепления*  $p_\alpha$  называется расстояние по нормали между двумя контактными точками соседних одноименных поверхностей зубьев сопрягаемых колес. Шаг зацепления равен основному нормальному шагу  $p_\alpha = p_{bn}$ . Между делительным окружным шагом  $P_t$  и основным нормальным шагом  $p_{bn}$  существует связь  $p_{bn} = p_\alpha = p_t \cdot \cos\alpha_w$ , где  $\alpha_w$  – угол зацепления.

Центральный угол, равный  $360^\circ/z$  или  $(2\pi/z)$ , называется *угловым шагом* зубьев  $\tau$ . Произведение  $p_t \cdot z$  ( $z$  – число зубьев колеса) есть длина делительной окружности  $\pi \cdot d$ .

Следовательно, диаметр делительной окружности определится зависимостью

$$d = \frac{p_t \cdot z}{\pi}.$$

Отношение  $p_t / \pi$  называют *модулем зубчатого колеса* и обозначают  $m$ .

Введение понятия модуля позволяет избавиться от иррационального числа  $\pi$  и выражать все диаметры зубчатых колес в простой форме. Например, диаметр делительной окружности определится формулой  $d = m \cdot z$ .

Модульная система значительно упрощает как расчет, так и изготовление зубчатых колес. Через модуль выражаются все геометрические размеры колес.

## 8.4. Виды разрушений зубьев. Критерии работоспособности и расчета

Основным фактором, определяющим работоспособность зубчатых передач, является состояние зубьев колес. Проходя зону зацепления, они подвергаются периодическому нагружению, в результате которого возможны повреждения зубьев. Нарушение работоспособности зубчатой передачи называют *отказом*. В зубчатых передачах могут быть следующие виды отказов:

1. Усталостное разрушение рабочих поверхностей зубьев, называемое усталостным выкрашиванием.

2. Разрушение (поломка) зубьев.
3. Хрупкое или пластическое разрушение рабочих поверхностей зубьев.
4. Отслаивание рабочих поверхностей.
5. Износ и абразивный износ.
6. Заедание.

**1. Усталостное разрушение** рабочих поверхностей зубьев является наиболее распространенным в закрытых зубчатых передачах, работающих при наличии жидкой смазки, и называется усталостным выкрашиванием. Выкрашивание (точнее было бы сказать, *выкрошивании*) является специфической формой усталостного разрушения поверхностного слоя зуба. На рабочей поверхности зуба с течением времени появляются усталостные микротрещины, в которые проникает масло. В результате расклинивающего действия масла, запираемого в трещинах поверхностью сопряженного зуба, в зоне зацепления от рабочей поверхности зубьев откалываются небольшие частички металла (крошки) и образуются углубления, напоминающие оспинки (ямки), которые потом увеличиваются в размерах и превращаются в раковины. Такое разрушение в иностранной литературе известно под названием *pitting* (от *англ.* слова *pit* – яма, углубление). В процессе работы передачи число таких раковин может расти, профиль зубьев искажаться, в результате увеличиваются динамические нагрузки в зацеплении, повышается шум в передаче, ее нагрев и в дальнейшем происходит отказ.

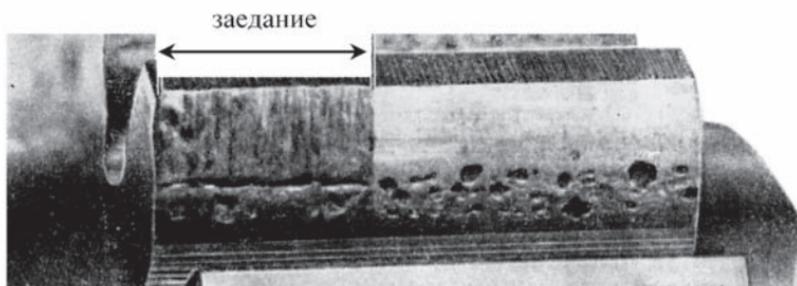
Обычно выкрашивание начинается вблизи полюсной линии, как правило, в зоне однопарного зацепления, и далее распространяется на всю поверхность ножек зубьев.

Выкрашивание может быть ограниченным и прогрессирующим. Ограниченное выкрашивание связано с повышенной концентрацией нагрузки по длине зуба, возникающей от неточностей изготовления передачи. Оно может прекращаться после приработки зубьев передачи. Наибольшую опасность представляет прогрессирующее выкрашивание, которое распространяется практически на всю поверхность ножек зубьев.

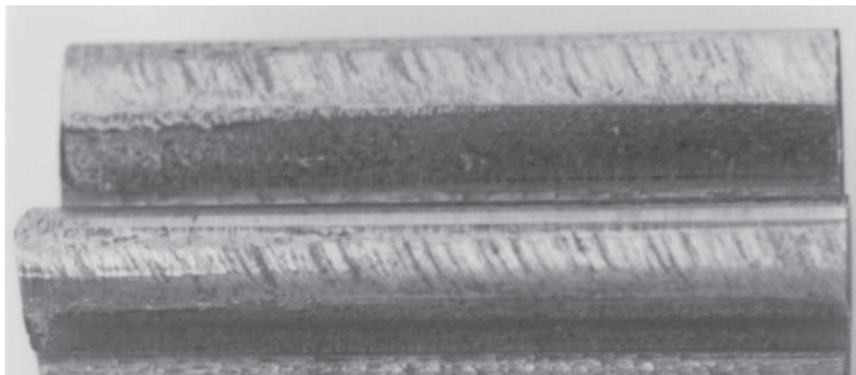
Обычно прогрессирующее выкрашивание наблюдается при твердости рабочих поверхностей зубьев  $H \geq 350 \text{ HB}$ , а ограниченное – при  $H < 350 \text{ HB}$ .

Зубчатые передачи, которые работают со значительным износом, как правило, не подвергаются выкрашиванию, так как поверхностные слои металла истираются раньше, чем в них появятся усталостные трещины. Это характерно, например, для открытых передач.

На рис. 8.17 показано выкрашивание на ножке зуба с заеданием на вершине зуба, а на рис. 8.18 – прогрессирующее выкрашивание на ножке зуба.



*Рис. 8.17. Усталостное выкрашивание и заедание [120]*

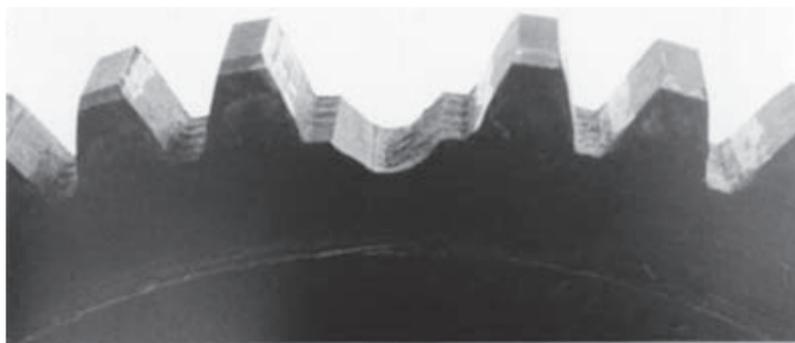


*Рис. 8.18. Прогрессирующее выкрашивание на ножке зуба*

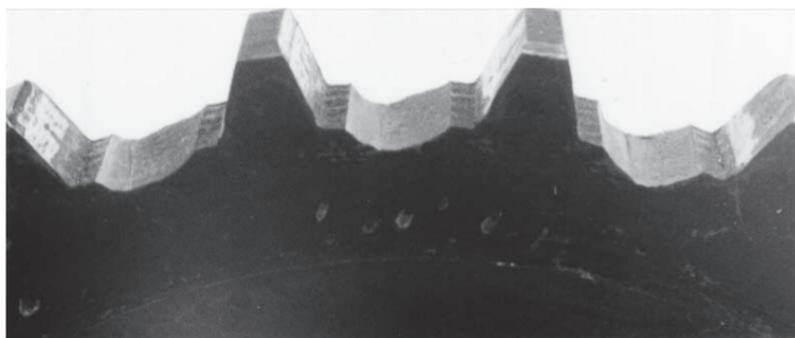
**2. Разрушение (поломка) зубьев** является наиболее опасным отказом, который приводит к выходу из строя всей передачи. Поломка зубьев возникает как следствие больших нагрузок ударного или статического характера, а также как следствие усталости от многократно повторяющихся нагрузок.

Усталостные трещины обычно появляются у основания зуба на стороне растянутых волокон. Излом происходит у основания зуба.

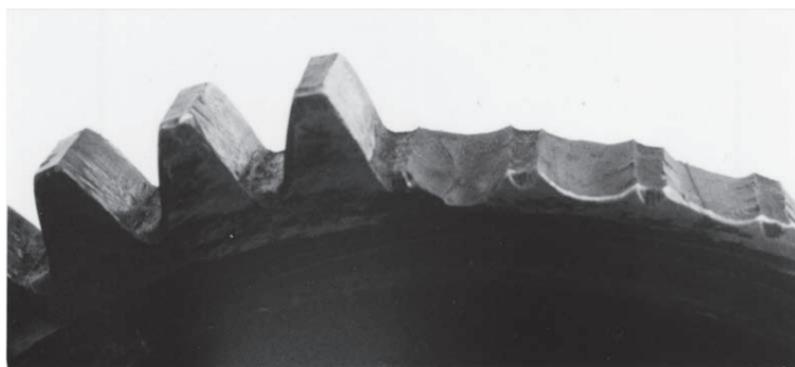
При усталостном разрушении излом имеет вогнутую форму «в тело» колеса, а при разрушении от перегрузки – выпуклую. На рис. 8.19–8.22 показаны различные виды усталостного разрушения (поломки) зубьев, а на рис. 8.23 – от перегрузки.



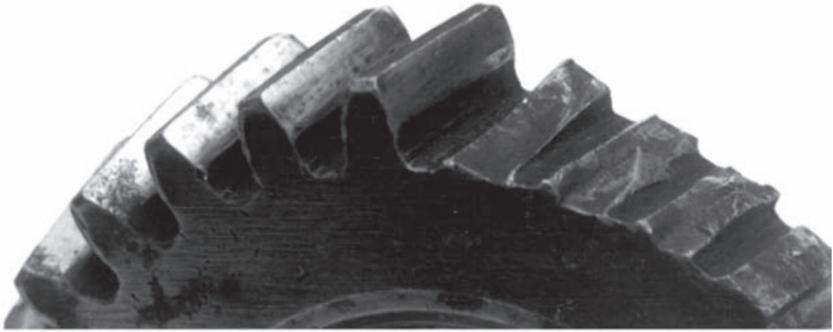
*Рис. 8.19. Усталостное разрушение (поломка) зуба*



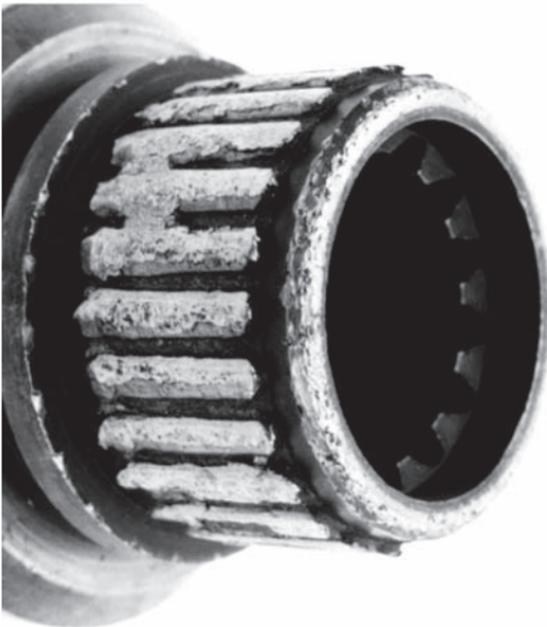
*Рис. 8.20. Усталостные поломки нескольких зубьев*



*Рис. 8.21. Разрушение зубьев прямозубого колеса*



*Рис. 8.22. Разрушение зубьев косозубого колеса*



*Рис. 8.23. Разрушение зубьев от перегрузки*

**3. Хрупкое или пластическое разрушение поверхностей зубьев** обычно происходит от действия больших нагрузок. В зубчатых передачах с твердостью рабочих поверхностей зубьев  $H \geq 40 HRC$ , наблюдается в основном хрупкое разрушение, а с твердостью  $H < 350 HB$  – пластическое разрушение. На рис. 8.24 показано пластическое разру-

шение поверхности зубьев от перегрузки, вызванной смещением зубьев в осевом направлении.



*Рис. 8.24. Пластическая деформация зубьев*

**4. Отслаивание рабочих поверхностей** может наблюдаться у сильно нагруженных передач с поверхностной химико-термической обработкой зубьев. Высокие контактные напряжения приводят к возникновению усталостных трещин под упрочненным слоем и отслаиванию чешуек металла с рабочей поверхности. Отслаивание твердых кусочков поверхностного слоя зубьев быстро выводит передачу из строя.

**5. Абразивный износ** является основной причиной выхода из строя открытых передач, которые работают в среде, засоренной абразивом. Это характерно для горных, дорожных, строительных, транспортных и сельскохозяйственных машин.

На рис. 8.25 а, приведен профиль зуба, получившийся от абразивного износа.

**Износ зубьев** происходит не только в открытых, но и в закрытых передачах при недостаточной несущей способности масляного слоя, неизбежном ухудшении смазывания при пусках и остановках машины, а также от попадания в масло абразивных частиц, соизмеримых с толщиной масляной пленки.

На рис. 8.26 показано, как изменяется профиль зуба шестерни и колеса при длительной эксплуатации тягового редуктора колесно-моторного блока тепловоза [11]. Как показала практика, зубья изнашиваются неравномерно как по длине, так и по высоте, и профиль зуба сильно отличается от исходного эвольвентного. При модуле зубьев

шестерни и колеса  $m = 10$  мм износ зубьев по нормали к поверхности достигает 3 мм.

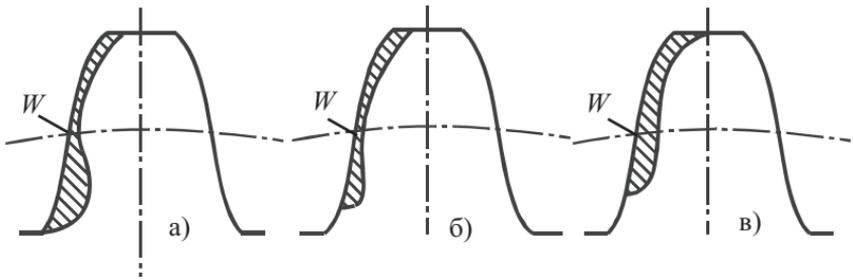


Рис. 8.25. Характер износа профилей зубьев передач:  
а – открытой [2]; б – скоростной; в – силовой [110]

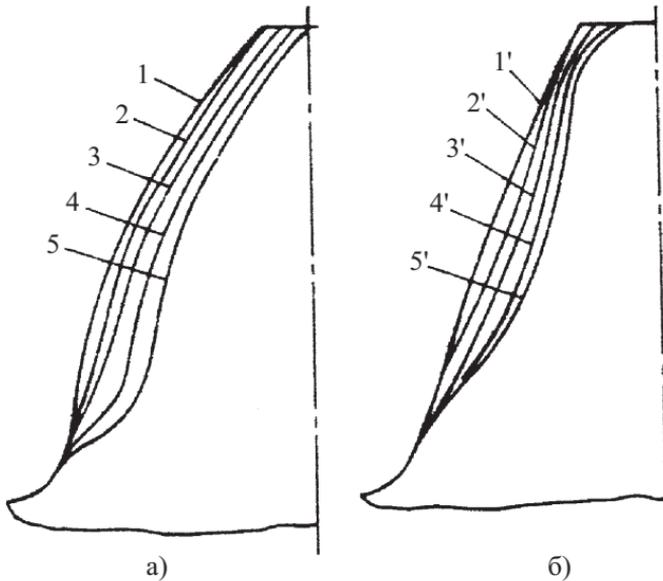


Рис. 8.26. Изменение профиля зубьев шестерни и колеса редуктора магистрального тепловоза после пробега тыс. км [11]:

а – шестерня; б – колесо;

- |                     |                    |
|---------------------|--------------------|
| 1 – новая шестерня; | 1' – новое колесо; |
| 2 – 100;            | 2' – 300;          |
| 3 – 200;            | 3' – 400;          |
| 4 – 500;            | 4' – 900;          |
| 5 – 700;            | 5' – 1100          |

**Критерии расчета.** Расчетом необходимо определить параметры передачи, при которых не возникнет ее отказа в течение заданного срока службы. Поскольку работоспособность передачи в целом определяют зубья колес, то для предотвращения перечисленных отказов производят расчеты зубьев:

- 1) на контактную выносливость;
- 2) на выносливость зубьев при изгибе;
- 3) на контактную прочность при действии максимальной нагрузки;
- 4) на прочность при изгибе максимальной нагрузкой;
- 5) на предотвращение глубинного контактного разрушения, приводящего к отслаиванию рабочих поверхностей;
- 6) на износ;
- 7) на заедание.

Первый и второй расчеты являются *проектировочными*. Первый служит для определения основных параметров передачи, а второй – для определения модуля и установления всех остальных параметров.

Остальные расчеты являются *проверочными*.

Расчет на прочность зубчатых цилиндрических эвольвентных передач внешнего зацепления, вобравший в себя результаты многочисленных научных исследований, нормирован ГОСТ 21354-87, хотя и он не лишен некоторых недостатков, которые отмечены в работе [74].

## 8.5. Точность изготовления зубчатых колес и передач

Работоспособность зубчатых передач во многом зависит от точности изготовления как непосредственно зубчатых колес, так и их монтажа в корпусе, определяющего взаимное положение колес.

Погрешности изготовления зубчатых колес на производстве неизбежны. Они связаны с неточностью зуборезного станка и режущего инструмента, неточностью установки режущего инструмента и базирования заготовки и других причин. Все это не позволяет точно выполнить эвольвентный рабочий профиль, выдержать нужной величины шаг, направление зубьев относительно образующей делительного цилиндра. В результате отклонений шага и профиля зубьев от теоретического происходит нарушение кинематической точности и плавности работы передачи, возникают динамические нагрузки, удары. Погрешность направления зубьев, а также погрешности параллельности и перекоса осей валов, на которых находятся зубчатые колеса, приводят к неравномерному распределению нагрузки по длине зуба с образовани-

ем зон с повышенной концентрацией нагрузки, следствием которой может быть преждевременный отказ передачи.

Для обеспечения нормальной работы зубчатой передачи погрешности изготовления отдельных зубчатых колес и их монтажа ограничивают соответствующими допусками.

Точность изготовления эвольвентных цилиндрических зубчатых колес и передач с модулем  $m > 1$  мм регламентирована ГОСТ 1643-81. Согласно указанному стандарту установлено 12 степеней точности зубчатых колес и передач, которые обозначаются в порядке убывания точности цифрами 1, 2, 3 ... 12. Степени точности 1 и 2 предусмотрены для будущего развития, а поэтому числовые значения допусков для них в настоящее время стандартом не установлены. Самое точное зубчатое колесо определяет 3-я степень точности, а самое грубое 12-я.

Для каждой степени точности установлены нормы:

– *кинематической точности*, ограничивающей кинематическую погрешность передачи и кинематическую погрешность колеса. Кинематической погрешностью передачи называют разность между действительным и номинальным углами поворота ведомого зубчатого колеса передачи, выраженную в линейных величинах длиной дуги его делительной окружности;

– *плавности работы*, определяемой параметрами, погрешности которых многократно (циклически) повторяются за оборот зубчатого колеса и составляют часть кинематической погрешности;

– *контакта зубьев*, регламентирующей погрешности изготовления зубьев и сборки передачи, влияющие на размеры суммарного пятна контакта в зацеплении, а следовательно, на распределение нагрузки по ширине венца.

Цилиндрическая эвольвентная зубчатая передача в большинстве случаев является однопрофильной, у которой контакт зубьев колес в процессе работы происходит только по рабочим профилям. Между нерабочими профилями зубьев должен быть гарантированный боковой зазор  $j_{n \min}$ , который необходим для теплового расширения зубьев при работе и предотвращения заклинивания передачи, компенсации неточностей изготовления и монтажа в корпусе, а также для нормальных условий смазки (рис. 8.27, а).

По величине гарантированного бокового зазора  $j_{n \min}$  ГОСТ 1643-81 устанавливает шесть видов сопряжений зубчатых колес в передаче *A, B, C, D, E, H* и восемь видов допуска на боковой зазор *x, y, z, a, b, c, d, h*, определяющих величину допуска на боковой зазор (рис. 8.27, б).

Видам сопряжений соответствуют виды допуска на боковой зазор и класс отклонений межосевого расстояния (табл. 8.1).

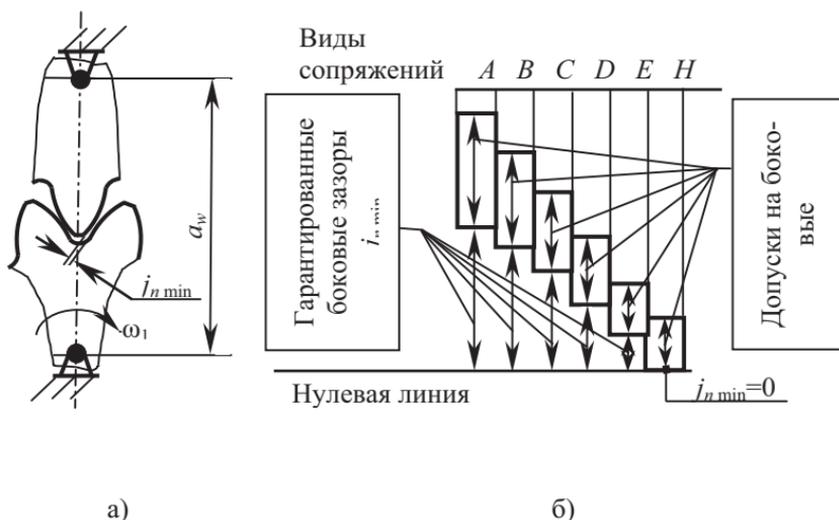


Рис 8.27. Виды сопряжений и гарантированные боковые зазоры

Таблица 8.1

**Соответствие видов сопряжения, видов допуска на боковой зазор и классов отклонений межосевого расстояния по ГОСТ 1643-81**

Вид сопряжения	<i>H</i>	<i>E</i>	<i>D</i>	<i>C</i>	<i>B</i>	<i>A</i>	-	-	-
Вид допуска бокового зазора	<i>h</i>	<i>h</i>	<i>d</i>	<i>c</i>	<i>b</i>	<i>a</i>	<i>z</i>	<i>y</i>	<i>x</i>
Класс отклонений межосевого расстояния	II	II	III	IV	V	VI	-	-	-

Сопряжение вида *B* обеспечивает минимальную величину бокового зазора  $j_{n \min}$ , исключая заклинивание зубчатой передачи из стали или чугуна от нагрева при разности температур зубчатых колес и корпуса в 25°C.

Допускается изменение соответствия между видом сопряжения, видом допуска бокового зазора и классом отклонения межосевого расстояния.

Точность изготовления зубчатых колес задается степенью точности (одной или тремя цифрами) и видом сопряжения по нормам бокового зазора (одной или двумя буквами).

ГОСТ 1643-81 допускает комбинирование норм кинематической точности, норм плавности и норм контакта зубьев зубчатых колес и передач разных степеней точности. При этом нормы плавности зубчатых колес и передач могут быть не более чем на две степени точнее или на одну степень грубее норм кинематической точности; нормы

контакта зубьев могут назначаться по любым степеням, более точным, чем нормы плавности работы зубчатых колес и передач, а также на одну степень грубее норм плавности.

Комбинирование норм из разных степеней точности важно с технологической точки зрения, так как отделочные операции (шевингование, шлифование, притирка и др.) могут, в основном, улучшить качество зубчатого колеса только в отношении показателей одной нормы, а не всех трех одновременно. Это позволяет конструктору назначить такую точность, которая является наиболее важной для данной передачи, а технологу реализовать ее. Так, для высокоскоростных передач основным требованием является плавность работы, а для тяжелонагруженных (тихоходных) – контакт зубьев.

Например, запись на чертеже зубчатого колеса 8-7-6-В-ГОСТ 1643-81 может быть расшифрована следующим образом: передача со степенью 8 по нормам кинематической точности, со степенью 7 – по нормам плавности работы, со степенью 6 – по нормам контакта, с видом сопряжения колес по нормам бокового зазора  $B$  и соответствием с видом допуска на боковой зазор и классом отклонений межосевого расстояния (т. е. вид допуска бокового зазора  $b$ , а класс отклонений межосевого расстояния  $V$  (см. табл. 8.1)).

Если по всем трем нормам степени точности одинаковые, то они указываются только один раз. Например, 8- $A_x$  ГОСТ 1643-81 – передача со степенью 8 по всем трем нормам, с видом сопряжения  $A$  по нормам бокового зазора и видом допуска на боковой зазор  $x$ .

Выбор и задание степени точности производят в зависимости от назначения и условий работы зубчатой передачи. В общем машиностроении более распространены степени точности 6, 7, 8, 9 (табл. 8.2). В других областях (авиация, судостроение, энергомашиностроение) применяют более точные зубчатые передачи по 5-й, 4-й и даже 3-й степеням точности.

Для высоконапряженных зубчатых передач, применяемых, например, в авиации, стремятся получить не просто точную передачу по ГОСТ 1643-81 в процессе измерения без нагрузки, а точную под нагрузкой. Известно, что при работе из-за деформаций зубьев происходит нарушение закона движения и передача, оцененная по ГОСТ 1643-81 как точная, в работе может проявить себя как неточная, будет работать неплавно с вредными кромочными ударами. Для устранения этого явления предпринимают специальные конструктивные меры, компенсирующие деформации зубьев при работе [1]. Тогда зубчатая передача, оцененная при контроле по ГОСТ 1643-81 как недостаточно точная при работе под нагрузкой, проявляет себя как точная.

**Области применения цилиндрических зубчатых передач  
различной точности в общем машиностроении [103]**

Степень точности по ГОСТ 1643-81	Окружная скорость колес, $V$ , м/с, не более		Область применения
	прямозубая	косозубая	
6 (повышенной точности)	20	30	Скоростные передачи, делительные, отчетные
7 (нормальной точности)	12	20	Передачи, работающие с повышенными скоростями и умеренными нагрузками
8 (пониженной точности)	6	10	Передачи общего машиностроения
9 (низкой точности)	2	5	Тихоходные передачи с пониженными требованиями к точности

Необходимую точность изготовления зубчатого венца зубчатого колеса указывают на рабочем чертеже в правом верхнем углу в таблице параметров по ГОСТ 2.403-75. В этой таблице приводят данные для изготовления зубчатого колеса (модуль, число зубьев, исходный контур, коэффициент смещения, степень точности и вид сопряжения по ГОСТ 1643-81), данные для контроля (контрольный комплекс) и справочные данные (рис. 8.28).

Выбор конкретного контрольного комплекса зависит обычно от вида производства (единичное, серийное, массовое) и от наличия на предприятии соответствующих средств измерения и устанавливается изготовителем.

Заполнение таблицы может быть сокращенным (в части контрольного комплекса) и полным согласно ГОСТ 2.403-75. Сокращенное заполнение таблицы параметров зубчатого венца допустимо при использовании стандартного исходного контура по ГОСТ 13755-81, но в этом случае технолог назначает проверку норм точности и вносит необходимые данные в технологическую карту. Это свойственно для массового производства.

В случае использования нестандартного исходного контура, а также в условиях единичного производства конструктор обязан оформить таблицу параметров полностью.

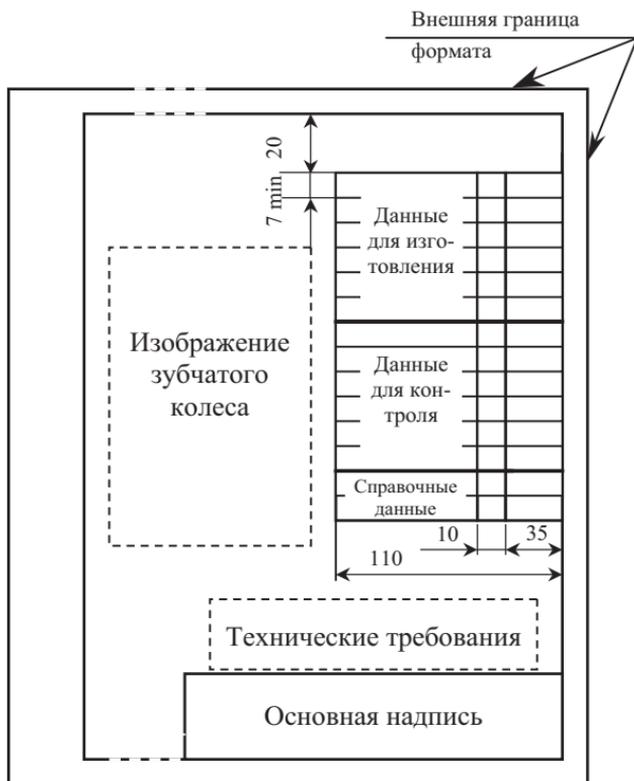


Рис. 8.28. Оформление чертежа зубчатого колеса

На рис. 8.29 [55] приведен пример размещения параметров в таблице прямозубого цилиндрического зубчатого колеса по ГОСТ 2.403-75 для случая единичного производства (технологическая карта технологом не разрабатывается) для зубчатого колеса с параметрами: модуль 2 мм; число зубьев 40; нормальный исходный контур по ГОСТ 13755-81; коэффициент смещения  $x = 0$ ; степень точности и вид сопряжения 8-7-6-Va по ГОСТ 1643-81.

Внешняя граница формата

Модуль	$m$	2	
Число зубьев	$z$	40	
Нормальный исходный контур	-	ГОСТ 13755-81	
Коэффициент смещения	$x$	0	
Степень точности и вид сопряжения	-	8-7-6- <i>Ba</i> ГОСТ 1643-81	
Длина общей нормали	$W$	27,690 <sup>-0,10</sup> <sub>-0,22</sub>	
Допуск на колебание измерительного межосевого расстояния за оборот зубчатого колеса	$F_i^*$	0,063	
Допуск на колебание длины общей нормали	$F_{vw}$	0,028	
Допуск на колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе	$f_i^*$	0,020	
Суммарное пятно контакта	по высоте	%	50
	по длине	%	70
Делительный диаметр	$d$	80	

Рис. 8.29. Размещение в таблице параметров прямозубого цилиндрического зубчатого колеса по ГОСТ 2.403-75

## 8.6. Конструкции зубчатых колес

**Шестерни** могут выполняться двух видов: насадными и заодно с валом, последние называют вал-шестернями. Если диаметр впадин шестерни мало отличается от диаметра вала, то шестерня изготавливается заодно

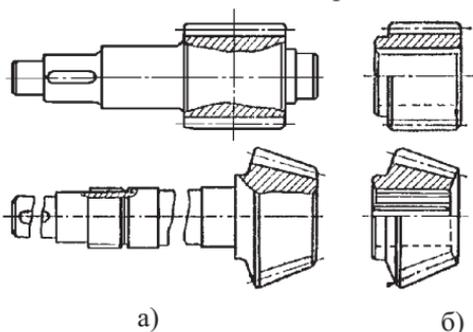


Рис. 8.30. Конструкции шестерен

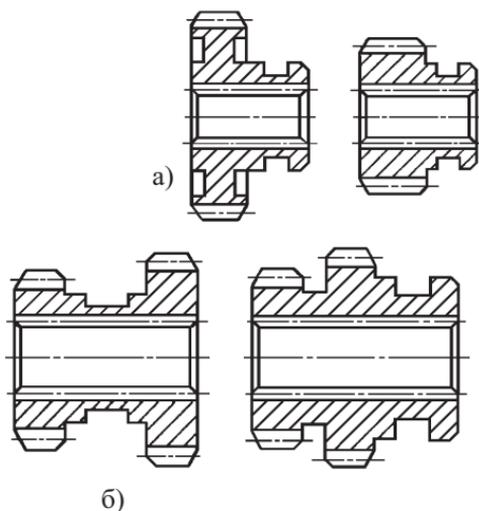


Рис. 8.31. Передвижные шестерни и блоки шестерен

с валом (рис. 8.30, а). Преимущества такой конструкции заключаются в уменьшении механической обработки, повышении жесткости и точности зубчатого венца.

Если диаметр впадины шестерни значительно превышает диаметр вала, то шестерню выполняют насадной (рис. 8.30, б) со ступицей или без нее. Передача вращающего момента осуществляется посредством шпоночного или шлицевого соединения. Посадку со значительным натягом следует избегать, так как при запрессовке ухудшаются точностные параметры зубчатого венца (шестерню «раздувает»).

В коробках передач автомобилей, тракторов, сельскохозяйственных и транспортных машин широко применяют подвижные шестерни (рис. 8.31, а) и выполненные в виде блока шестерен (рис. 8.31, б). Передача вращающего момента осуществляется

через подвижное шлицевое соединение.

Шестерни, выполненные из пластмассы и передающие небольшую нагрузку, могут крепиться к металлической ступице (рис. 8.32, а). Иногда ступица может быть заформована в шестерню при изготовле-

нии (рис. 8.32, б). Шестерня, выполненная из набора текстильных пластин, смонтированная на стальной втулке и стянутая болтами, показана на рис. 8.32, в.

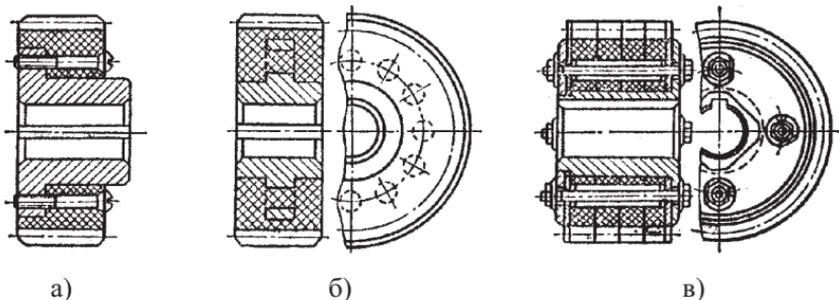


Рис. 8.32. Конструкции неметаллических шестерен

**Колеса.** Зубчатые колеса диаметром меньше 500 мм преимущественно выполняют коваными, а при больших диаметрах литыми или составными. Кованые зубчатые колеса дисковой конструкции показаны на рис. 8.33.

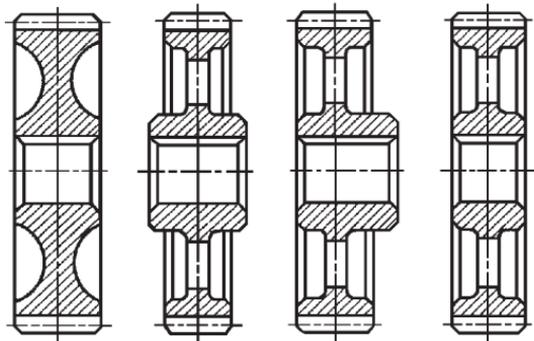


Рис. 8.33. Конструкции зубчатых колес

Литые зубчатые колеса диаметром до 900 мм обычно выполняют однодисковыми (рис. 8.34, а), а при больших диаметрах – двухдисковыми (рис. 8.34, б).

Для экономии легированной стали, которая необходима для получения зубчатого венца, большие колеса выполняют бандажированными (рис. 8.34, в), когда центр изготавливают литым из чугуна, а бандаж с зубчатым венцом из стали. Посадку бандажей на колесный центр осуществляют с гарантированным натягом. В стык бандажа и колесного центра по окружности ставят несколько стопорных винтов.

В индивидуальном производстве большие колеса могут изготавливать сварными (рис. 8.34, г) из частей, которые получают вырезкой из листового или прокатного материала.

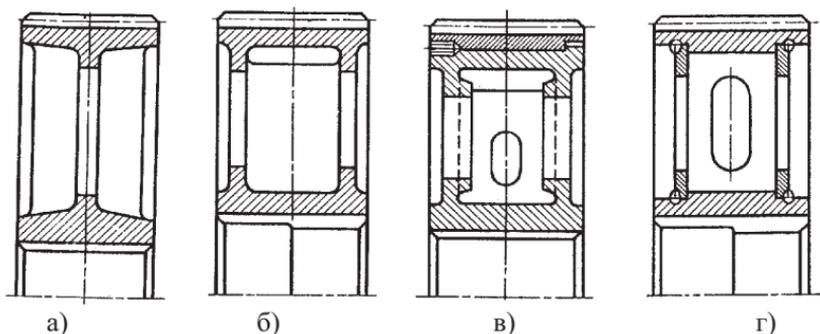


Рис. 8.34. Конструкции крупных зубчатых колес

Рабочие чертежи зубчатых колес должны быть выполнены по ГОСТ 2.403-75 и ГОСТ 2.405-75 при соблюдении требований ЕСКД. Кроме основных линейных размеров и общих технических требований на чертеже в правом верхнем углу приводится таблица параметров, в которую заносят данные для изготовления, данные для контроля зубчатого венца, справочные данные (рис. 8.29).

### 8.7. Зубчатые передачи со смещением исходного производящего контура. Геометрические показатели качества эвольвентного зацепления. Блокирующие контуры

При нарезании зубьев колеса методом обкатки инструментом реечного типа происходит формирование зубьев с определенной геометрией и размерами. В таком процессе, называемом станочным зацеплением, у нарезаемого колеса может быть получена только одна окружность, на которой шаг колеса равен шагу исходного производящего реечного контура. Такую окружность называют **делительной окружностью**. Она является воображаемой окружностью, которая как бы разделена на необходимое число окружных шагов, соответствующих числу зубьев колеса. Делительную окружность принимают как базу для определения параметров зубчатого колеса и передачи. Шаг  $P$  исходного производящего реечного контура (ИПРК) размещается на такой окружности  $z$  раз, где  $z$  – число зубьев колеса. Поэтому имеем:

$$pz = \pi d = \pi mz \quad \text{или} \quad d = mz, \quad (8.1)$$

где  $d$  – диаметр делительной окружности;  $m$  – модуль.

Положение ИПРК, т. е. профиля зубьев режущего инструмента, по отношению к заготовке нарезаемого колеса может быть различным, и это влияет на размещение зуба нарезаемого колеса относительно делительной окружности, его форму и толщину на этой окружности.

*Номинальным положением ИПРК* называется такое, когда его средняя или делительная прямая «касается» делительной окружности нарезаемого колеса. Зубчатое колесо, полученное при номинальном положении ИПРК, называют **колесом без смещения** или нулевым колесом (рис. 8.35, а).

Если ИПРК в станочном зацеплении расположен так, что его делительная прямая не касается делительной окружности нарезаемого колеса, то получается *колесо со смещением*. Величина смещения определяется расстоянием от делительной прямой ИПРК до делительной окружности колеса. Основной характеристикой смещения является безразмерная величина, равная отношению смещения ИПРК к модулю, и называется *коэффициентом смещения* –  $x$ .

Если делительная прямая ИПРК не пересекает делительную окружность, то такое смещение считают положительным  $x > 0$  (рис. 8.35, б), а если пересекает, то отрицательным  $x < 0$  (рис. 8.35, в). При номинальном положении ИПРК смещение равно нулю  $x = 0$  (рис. 8.35, а). Величина смещения  $\chi$  определяется по формуле  $\chi = x \cdot m$ .

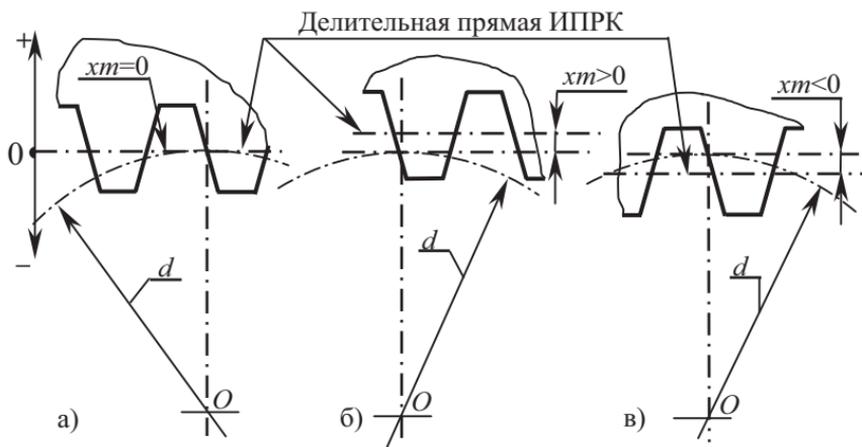


Рис. 8.35. Положение исходного производящего реечного контура (ИПРК) в процессе нарезания зубчатого колеса: а – номинальное; б – с положительным смещением; в – с отрицательным смещением

Таким образом, геометрию цилиндрического эвольвентного прямозубого зубчатого колеса определяют параметры:

– число зубьев колеса  $z$  (обеспечивается настройкой зуборезного станка);

– параметры ИПРК (угол профиля  $\alpha$ , коэффициенты  $h_a^*$ ,  $h_f^*$ ,  $c^*$  модуль  $m$  непосредственно обеспечиваются режущим инструментом);

– коэффициент смещения  $x$  (обеспечивается положением режущего инструмента относительно заготовки в станочном зацеплении).

Для нормальной работы зубчатой передачи необходимо выполнение основных условий [25, 26, 27, 40], которые должны быть обеспечены при нарезании зубчатого колеса на станке:

– отсутствие подреза ножек зубьев;

– отсутствие заострения вершин зубьев.

В собранной передаче необходимо выполнить [27, 40]:

– отсутствие интерференции зубьев, ведущей к заклиниванию передачи;

– обеспечение достаточного торцового перекрытия  $\epsilon_\alpha$ ;

– наличие радиального зазора  $C$  больше нуля.

Далее необходимы проверки по коэффициентам скольжения и давления в собранной передаче.

Подрезание зуба исходной производящей рейкой не произойдет, если будет выполнено условие  $x \geq x_{\min}$ , определяемое по формуле [40]

$$x_{\min} = h_f^* - h_a^* - \frac{z \sin^2 \alpha_t}{2 \cos \beta}, \quad (8.2)$$

где  $h_f^*$  – коэффициент граничной высоты исходного контура;  $h_a^*$  – коэффициент высоты головки зуба исходного контура;  $z$  – число зубьев нарезаемого колеса;  $\alpha_t$  – угол профиля исходного контура;  $\beta$  – угол наклона зуба.

Заострение зубьев нарезаемого колеса произойдет, если нормальная толщина зуба на поверхности вершин  $S_{na}$  будет равна нулю, т. е.  $S_{na} = 0$ . Рекомендуется  $S_{na} \geq (0,25 \dots 0,3) \cdot m$  при однородной структуре материала зубьев;  $S_{na} \geq (0,4 \dots 0,5) \cdot m$  при поверхностном упрочнении зубьев. Величину  $S_{na}$  определяют по формуле [40]

$$S_{na} = d_a \left( \frac{\frac{\pi}{2} + 2x \operatorname{tg} \alpha}{z} + \operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_a \right) \cos \beta_a, \quad (8.3)$$

где  $d_a$  – диаметр окружности вершин зубьев;  $x$  – коэффициент смещения ИПРК;  $\alpha$  – угол профиля зуба рейки;  $z$  – число зубьев нарезаемого колеса;  $\operatorname{inv} \alpha_t$  – инволюта угла профиля  $\alpha_t$ ;

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}; \quad \alpha_t = \operatorname{arctg} \alpha_t;$$



$\text{inv } \alpha_a$  – инволюта угла  $\alpha_a$  в точке на окружности вершин зубьев;

$$\cos \alpha_a = \frac{d_b}{d_a}; \quad \alpha_a = \arccos \alpha_a;$$

$\beta_a$  – угол наклона линии вершины зуба;

$$\text{tg } \beta_a = \frac{d_a}{d} \text{tg } \beta,$$

где  $d$  – диаметр делительной окружности;  $\beta$  – угол наклона линии зуба на делительном цилиндре.

Интерференция (наложение профилей) зубьев в передаче будет отсутствовать при выполнении условия

$$\rho_l \leq \rho, \quad (8.4)$$

где  $\rho_l$  – радиус кривизны в граничной точке профиля зуба;  $\rho$  – радиус кривизны активного профиля зуба в его нижней точке как у шестерни, так и у колеса.

Радиус кривизны в граничной точке профиля зуба определяется [40] по формуле

$$\rho_l = 0,5d \sin \alpha_l - \frac{h_l^* - h_a^* - x}{\sin \alpha_l} \cdot m, \quad (8.5)$$

где обозначения входящих величин соответствуют (8.2; 8.3).

Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке:

$$\text{шестерни } \rho_1 = a_w \cdot \sin \alpha_{rw} - 0,5 d_{b2} \cdot \text{tg } \alpha_{a2}; \quad (8.6)$$

$$\text{колеса } \rho_2 = a_w \cdot \sin \alpha_{rw} - 0,5 d_{b1} \cdot \text{tg } \alpha_{a1}, \quad (8.7)$$

где  $\alpha_w$  – межосевое расстояние;  $\alpha_{rw}$  – угол зацепления;  $d_{b2}$  – диаметр основной окружности колеса;  $d_{b1}$  – диаметр основной окружности шестерни;  $\alpha_{a(2,1)}$  – угол профиля зуба в точке на окружности вершин соответственно:  $\alpha_{a2}$  – колеса;  $\alpha_{a1}$  – шестерни.

Величину коэффициента торцового перекрытия  $\epsilon_\alpha$ , определяющего плавность работы передачи и представляющего собой отношение длины активного участка линии зацепления к шагу зацепления, вычисляют [40] по формуле

$$\epsilon_\alpha = \frac{z_1 \text{tg } \alpha_{a1} + z_2 \text{tg } \alpha_{a2} - (z_1 + z_2) \cdot \text{tg } \alpha_{rw}}{2\pi}, \quad (8.8)$$

где  $z_1$  – число зубьев шестерни;  $z_2$  – число зубьев колеса.

Остальные обозначения соответствуют приведенным в формулах (8.6, 8.7).

Для прямозубых передач рекомендуется принимать  $\epsilon_\alpha \geq 1,2$ ; для косозубых  $\epsilon_\alpha \geq 1,0$ , т. к. у косозубой передачи существует еще осевое перекрытие и суммарный коэффициент перекрытия составляет:  $\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta$ .



Смещение ИПРК относительно его номинального положения при нарезании зубчатого колеса существенно влияет на геометрию зуба, геометрические показатели качества зацепления, а также нагрузочную способность зубчатой передачи. Использование зубчатых колес со смещением ИПРК позволяет вписать передачу в заданное межосевое расстояние, что в некоторых случаях (прямозубая передача) является очень важным. Коэффициенты смещения влияют на толщину зуба и таким образом на его изгибную прочность.

При изменении коэффициентов смещения ИПРК активный профиль зуба колеса смещается на другие участки эвольвенты, которые имеют другую кривизну профиля, а следовательно, и другую величину контактных напряжений, изменяются скорости скольжения контактных точек, удельные скольжения, давления и другие параметры.

Но влияние коэффициентов смещения  $x$  на параметры передачи неоднозначно. Так, с увеличением  $x$  увеличивается угол зацепления, а следовательно, и контактная прочность, но уменьшается толщина зуба на окружности вершин, падает коэффициент перекрытия. Подобрать такие коэффициенты смещения, чтобы передача оказалась оптимальной по всем параметрам, невозможно. Для того чтобы выиграть в одном, необходимо пожертвовать в другом.

При выборе  $x$  необходимо с учетом конкретных условий работы передачи совместно решать систему уравнений (8.2; 8.3; 8.4; 8.5; 8.6; 8.7; 8.8). Это сопряжено со значительными трудностями. Раньше для решения таких задач привлекались большие коллективы вычислителей и затрачивалось очень много времени [12].

**Блокирующие контуры.** При изменении значений коэффициентов смещения  $x$  в формулах 8.2 ... 8.8 можно получить бесчисленное множество передач с различной геометрией и качественными показателями. Для выделения допустимых значений  $x$  от недопустимых М. Б. Громаном [43, 44] было предложено отображать качественные показатели зубчатой передачи в системе координат  $x_1$  и  $x_2$ , где  $x_1$  – коэффициент смещения первого колеса (шестерни);  $x_2$  – коэффициент смещения второго колеса.

Если на поле в системе координат  $x_1$ ;  $x_2$  нанести ограничительные линии по подрезанию зуба, заострению вершины зуба, перекрытию, интерференции по формулам, приведенным ранее, то совокупность таких линий образует замкнутый контур, называемый **блокирующим контуром**. Он ограничивает (блокирует) часть координатного поля. Внутри этого блокирующего контура находятся точки, которые соответствуют работоспособным передачам, а вне его передачи не могут работать ввиду

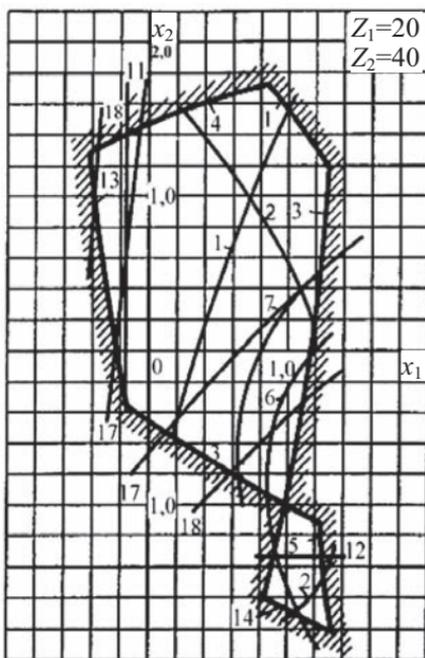


Рис. 8.36. Блокирующий контур передачи внешнего зацепления, составленный из колес, нарезанных реечным инструментом [107]:

1 – линия  $\epsilon_\alpha = 1,0$ ; 2 – линия  $\epsilon_\alpha = 1,20$ ; 3 – граница интерференции с переходной поверхностью колеса  $z_1$ ; 4 – граница интерференции с переходной поверхностью колеса  $z_2$ ; 5 – линия  $Sa_1 = 0$ ; 6 – линия  $Sa_1 = 0,25m$ ; 7 – линия  $Sa_1 = 0,4m$ ; 8 – линия  $Sa_2 = 0$ ; 9 – линия  $Sa_2 = 0,25m$ ; 10 – линия  $Sa_2 = 0,4m$ ; 11 – линия  $x_1 = x_{1min}$  (граница подрезания зуба колеса  $z_1$ ); 12 – линия  $x_2 = x_{2min}$  (граница подрезания зуба колеса  $z_2$ ); 13 – граница допустимого подрезания зуба колеса  $z_1$ ; 14 – граница допустимого подрезания зуба колеса  $z_2$ ; 15 – линия выравненных удельных скольжений  $\theta_{p1} = \theta_{p2}$ ; 16 – линия  $\epsilon_\alpha = 1,10$ ; 17 – линии  $\delta^* = 0$  (границы зоны однопарного зацепления); 18 – линии  $\delta^* = 0,6$ .

нарушения геометрических условий существования передачи (рис. 8.36). Блокирующие контуры для различных сочетаний зубьев зубчатых колес передач, доведенные для инженерного применения группой ученых под руководством И. А. Болотовского, приведены в [12, 13, 107].

Кроме ограничительных линий блокирующего контура, на его поле нанесены линии качественных показателей, например,  $\epsilon_\alpha = 1,2$ ;  $S_a = 0,25m$  и другие.

С помощью таких блокирующих контуров можно проводить многопараметрическую оптимизацию качественных показателей зубчатой передачи.

Ввиду многообразия и противоречивости требований, предъявляемых к зубчатым передачам, не может быть единых рекомендаций по выбору коэффициентов смещения. Только после того как требования к передаче четко сформулированы, можно с помощью блокирующих контуров выбрать необходимые коэффициенты смещения. Так, необходимо первоначально установить наиболее вероятный вид разрушения зубьев, необходимый коэффициент торцового перекрытия, толщину зуба на окружности вершин, допустимость подреза ножки зуба и другие параметры.

Если наиболее вероятный вид разрушения является следствием контактных напряжений, то для получения передачи с максимальной контактной прочностью

необходимо найти максимально возможное значение  $x_{\Sigma}$ , так как при увеличении  $x_{\Sigma}$  угол зацепления  $\alpha_w$  увеличивается, увеличиваются радиусы кривизны сопряженных профилей зубьев, а контактные напряжения падают. Считается [97], что нагрузочная способность по контактным напряжениям прямозубых зубчатых колес, изготовленных со смещением, увеличивается пропорционально отношению  $(\sin 2\alpha_w)/(\sin 2\alpha)$ .

Для этого на блокирующем контуре проводят линию, касательную к линии  $\epsilon_{\alpha} = 1,2$  под углом  $45^{\circ}$  к осям координат. Значение  $\epsilon_{\alpha} = 1,2$  выбирается как минимально необходимое [107] для нормальной работы прямозубой цилиндрической зубчатой передачи. Проектируя точку  $Y$  (рис. 8.37) на оси координат, получают необходимые коэффициенты смещения для шестерни  $x_1$  и колеса  $x_2$ . Касание этой прямой с линией  $\epsilon_{\alpha} = 1,2$  обычно бывает при малых значениях  $z$  и передаточного отношения передачи, а в остальных случаях этот контакт происходит в точке пересечения линии предельного значения  $\epsilon_{\alpha} = 1,2$  с линией ограничения по интерференции [13].

С помощью блокирующих контуров можно получить дополнительный положительный эффект, выбрав коэффициенты  $x_1$  и  $x_2$  так, чтобы полюс передачи разместился в зоне двухпарного зацепления (рис. 8.38).

Решение других задач по выбору коэффициентов смещения приведено на рис. 8.39; 8.40.

**Пример.** Подобрать коэффициенты смещения, обеспечивающие максимальную контактную прочность пары зубчатых колес  $z_1 = 16$ ;  $z_2 = 25$  при условии  $\epsilon_{\alpha} \geq 1,2$ .

**Решение.** По блокирующему контуру из [107] (рис. 8.41) для заданного сочетания зубьев  $z_1$  и  $z_2$  проводим касательную к кривой  $\epsilon_{\alpha} = 1,2$  под углом  $45^{\circ}$  к осям координат. Проектируя точку касания  $Y$  на оси координат, получим:  $x_1 = 0,3$ ;  $x_2 = 0,9$ ;  $x_{\Sigma} = 1,2$ .

Блокирующие контуры [40, 107] могут быть использованы с некоторым приближением и для косозубых передач. В этом случае выбор контура следует производить по эквивалентному числу зубьев  $z_V = z/\cos^3\beta$  и коэффициент торцового перекрытия определять по формуле  $\epsilon_{\alpha} \approx (1,51 \cos\beta - 0,51) \cdot \epsilon$ .

В заключение следует отметить, что все блокирующие контуры, приведенные в работах [12, 13, 107] и в ГОСТ 16532-70 [40], составлены только для стандартного исходного контура по ГОСТ 13755-81 с углом профиля  $\alpha = 20^{\circ}$ . Для нестандартных углов  $\alpha$  блокирующие контуры необходимо строить самостоятельно на ПЭВМ.

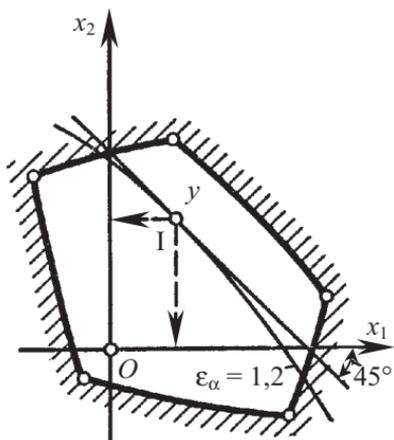


Рис. 8.37. Выбор коэффициентов смещения  $x_1$  и  $x_2$  для получения передачи с максимальным углом зацепления  $\alpha_w$

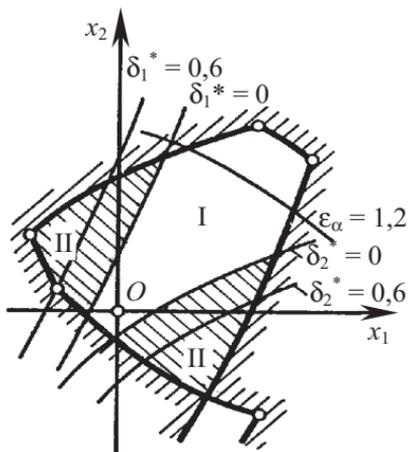


Рис. 8.38. К выбору коэффициентов смещения для размещения полюса в зоне однопарного I или двухпарного II зацепления

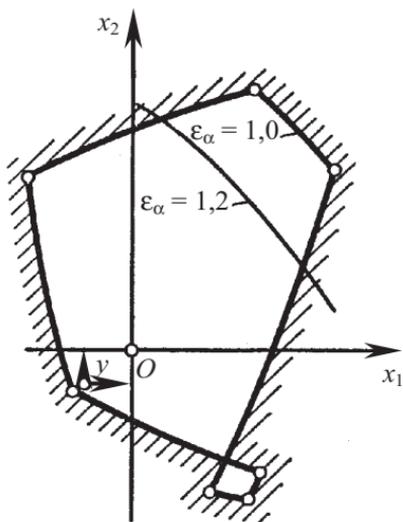


Рис. 8.39. Выбор коэффициентов смещения для получения передачи с максимальным  $\epsilon_\alpha$

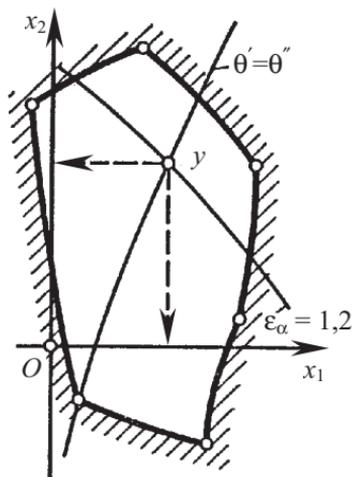


Рис. 8.40. Выбор коэффициентов смещения для получения передачи с наименьшими и выравненными коэффициентами удельного скольжения  $\theta' = \theta''$

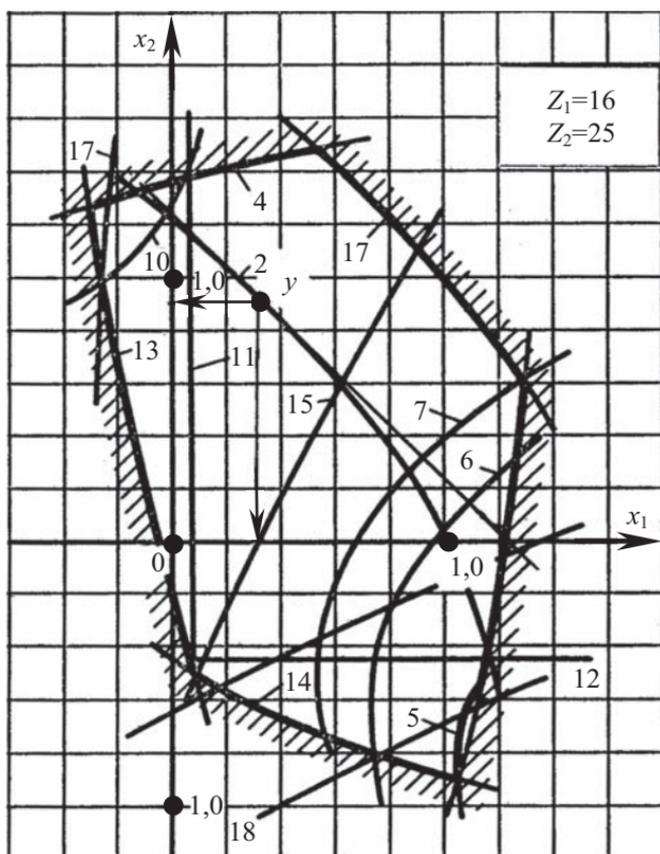


Рис. 8.41. Подбор коэффициентов смещения по условию  $x_{\Sigma} = \max$  при  $\epsilon_{\alpha} = 1,2$

## 8.8. Модификация исходного контура

Эвольвентные зубчатые колеса и передачи, в основу проектирования которых был положен стандартный исходный контур, исследовались и совершенствовались на протяжении длительного периода времени. Исходный контур, лежащий в основе зубообрабатывающего инструмента, в первую очередь определяет геометрические параметры зубчатого колеса и последующей зубчатой передачи. Положение режущего инструмента по отношению к заготовке, зависящее от назначенного конструктором коэффициента смещения, тоже сильно влияет на геометрию зубьев. Таким образом, несущая способность зубчатой

передачи в основном определяется исходным производящим контуром и его смещением по отношению к заготовке в процессе нарезания зубьев на станке (станочном зацеплении).

Исходный контур по ГОСТ 13755-81 с углом профиля  $\alpha = 20^\circ$ , коэффициентом высоты головки зуба  $h_a^* = 1,0$ , коэффициентом радиального зазора  $c^* = 0,25$  существует с учетом его изменений более полувека. Несмотря на многие положительные свойства этого исходного контура, связанные, например, со стандартизацией режущего инструмента, в последние годы стало очевидным, что возможности повышения качественных показателей и прочностных свойств зубчатых передач практически исчерпаны, и в настоящее время этот контур не удовлетворяет всем современным требованиям. Это вынудило вести работы по совершенствованию параметров зубчатых профилей и поиску новых способов их образования для конкретных изделий и условий работы.

В настоящее время изготавливают зубчатые передачи с улучшенными свойствами за счет применения исходных контуров, отличающихся от стандартного по ГОСТ 13755-81. Такие исходные контуры называют **модифицированными**.

Применение различных исходных контуров при нарезании зубчатых колес приведено в табл. 8.3. Из этой таблицы видно, что исходный контур с углом профиля  $\alpha = 20^\circ$  весьма широко распространен во многих странах мира. Однако находят применение и другие исходные контуры, имеющие углы профиля от  $14,5^\circ$  до  $40^\circ$ .

В России несколько последних десятилетий велись работы по исследованию и использованию модифицированного исходного контура в различных отраслях промышленности. Известно использование исходных контуров с углом профиля  $18^\circ$ ,  $25^\circ$ ,  $28^\circ$  в авиационной промышленности,  $15^\circ \dots 28^\circ$  – в автомобильной,  $22,5^\circ$  – в энергомашиностроении [1, 8, 16, 107]. Опытные конструкции созданы с углами профиля исходного контура в  $30^\circ$  и  $40^\circ$  [14].

Так, ИПРК с  $\alpha = 28^\circ$  и  $h_a^* = 0,9$  применяют в наиболее ответственных высоконапряженных передачах авиационных двигателей, а ИПРК с  $\alpha = 25^\circ$  и  $h_a^* = 1,0$  – в горном машиностроении [22, 68, 69]. Применение модифицированного исходного производящего реечного контура с увеличенным профильным углом  $\alpha$  приводит к увеличению толщины зубьев у их основания. Контактная прочность прямоугольного зацепления при переходе от стандартного исходного контура к модифицированному с  $\alpha = 28^\circ$  и  $h_a^* = 0,9$  возрастет на 30 %, а при  $\alpha = 30^\circ$  – на 35 %. Чем больший ресурс требуется от зубчатой передачи и чем более вибростойкой она должна быть (менее шумной), тем больший следует применять угол профиля исходного контура. Но сильно увеличивать угол  $\alpha$  нельзя, так как это ведет к заострению зубьев червячной фрезы и падению ее стойкости.



Таблица 8.3

## Применение исходных контуров при нарезании зубчатых колес

Угол профиля исходного контура	Страна	Источник информации
20°	Австрия, АРЕ, Бельгия, Великобритания, Ирландия, Нидерланды, Турция, Франция, Швеция, ЮАР, Япония	ИСО 53-74 [62]
20°	СССР, Болгария, Венгрия, Польша, Чехословакия	СТ СЭВ 308-76 [108]
20°	Россия	ГОСТ 13755-81 [37]
14°30'; (15°) 17°30'; 22°30'; (23°30'); 25°	Россия	ОСТ 37.001.223-80 [83]
18°; 25°; 28°	СССР	Вулгаков Э. Б. [22] Брагин В. В., Решетов Д. Н. [16]
30°; 40°	СССР	Болотовский И. А., Васильева О. Ф., Котельников В. П. [14]
20°; 23°30' 25° 27°19'14'' 27°36'; 28°	СССР (авиадвигатели гражданского воздушного флота)	Кораблев А. И. [68]
27°19'14'' 27°36'	США (авиадвигатели фирмы Райт-Циклон)	Кораблев А. И. [68]
14,5°; 17,5°; 20°; 22,5°; 25°	США	Болотовский И. А. [107]
15°; 20°	Германия, Франция	Болотовский И. А. [107]

Модифицированный ИПРК возможен как с симметричным профилем, так и с несимметричным [3, 14]. Последний открывает новые возможности эвольвентного зацепления.

Эвольвентная зубчатая передача может работать при соединении зубчатых колес, нарезанных режущим инструментом различного типа



(специальная червячная фреза и стандартная фреза, специальная червячная фреза и стандартный долбяк) с различным профильным углом. Таким зубчатым зацеплениям дано название «разноконтурные». В ряде случаев такие зацепления имеют преимущества перед традиционным, полученным одним исходным контуром (*одноконтурные*). Разноконтурное зацепление было успешно применено в планетарном двухступенчатом редукторе, когда солнечное колесо нарезали стандартным ИПРК с  $\alpha = 20^\circ$ , а сателлит – специальной фрезой с  $\alpha = 27^\circ 33' 50''$  [116, 117].

Общая структура современных расчетов и изготовления зубчатых колес представлена на рис. 8.42.

Важнейшим средством в улучшении свойств и эксплуатационных показателей зубчатых передач является правильное назначение смещения режущего инструмента в процессе нарезания зубьев. В работе [57] показано, что одним производящим контуром возможно нарезание зубьев колес не только с радиальным, но с тангенциальным смещением. Сначала формируется профиль зуба в результате радиального смещения, а затем следует дополнительный односторонний проход в результате тангенциального смещения режущего инструмента. Передачи, полученные из таких зубчатых колес, отличаются не только размерами, но и повышенными качественными показателями.

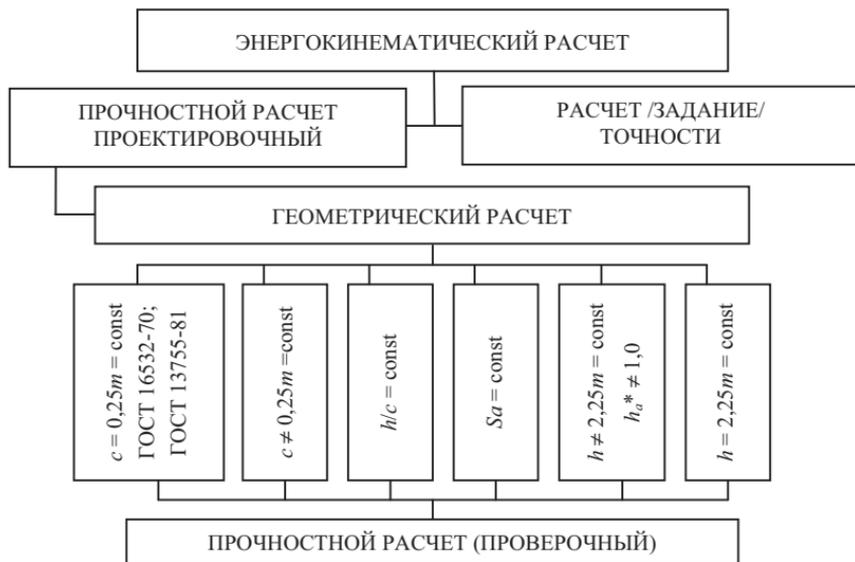


Рис. 8.42. Общая структура современных расчетов и изготовления зубчатых колес

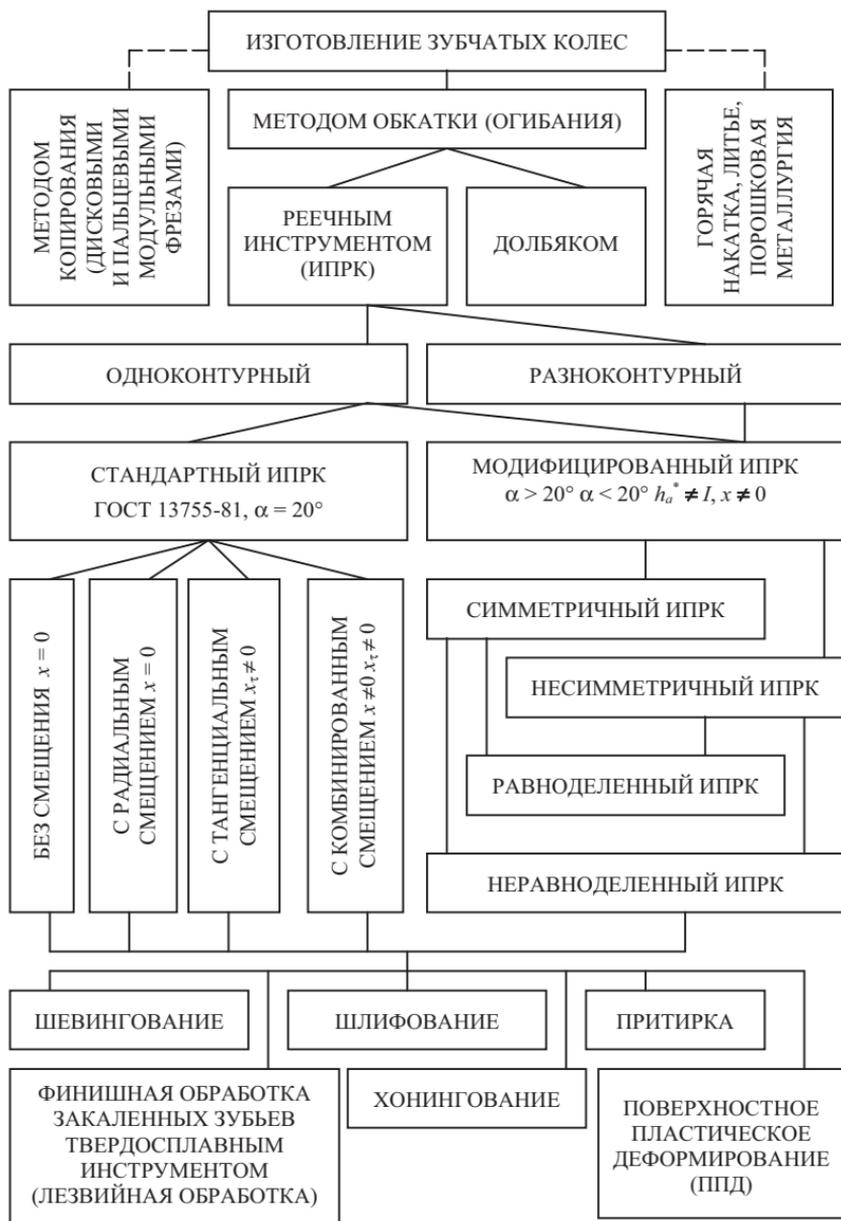


Рис. 8.42 (продолжение)

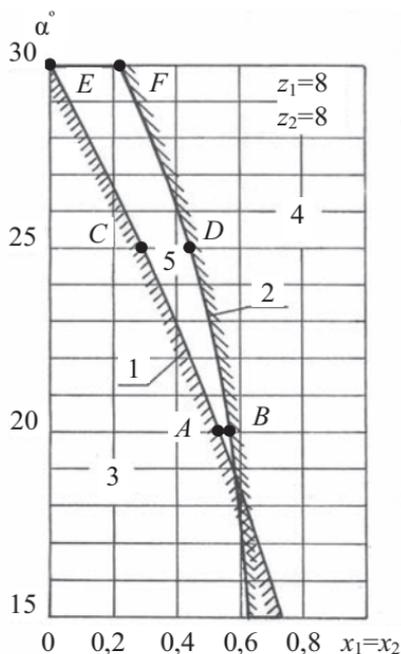


Рис. 8.43. Блокирующий контур для выбора ИПРК и  $x_1, x_2$  [78]:

1 –  $x_{min}$ ; 2 –  $Sa=0$ ; 3 – зона подреза ножек зубьев; 4 – зона заострения зубьев; 5 – разрешенная зона

во много раз сложнее, чем только определение смещения у стандартного ИПРК. Эту задачу можно решить, построив блокирующие контуры в системе координат  $\alpha; X$  (рис. 8.43).

## 8.9. Материалы. Термическая, химико-термическая обработки и поверхностное упрочнение

Многочисленные исследования зубчатых колес и передач, а также практика их эксплуатации показывают, что нагрузочная способность передачи по контактной прочности зубьев в основном определяется твердостью материала. Высокая твердость зубьев зубчатых колес может быть получена при изготовлении их из термически обработанных сталей. Таким образом, сталь является в настоящее время основным материалом для изготовления зубчатых колес высоконагруженных передач.

Сложным вопросом при нарезании зубчатых колес со смещением режущего инструмента является выбор числовых значений коэффициентов смещения. Влияние их на показатели зубчатого колеса и всей передачи, как известно, неоднозначно, и найти такие коэффициенты смещения, чтобы передача оказалась оптимальной одновременно по всем показателям, невозможно. Выигрывая в одном, всегда получается проигрыш в другом. Среди различных способов назначения коэффициентов смещения наилучшие результаты дает система блокирующих контуров [12, 13, 107]. Но эта система создана только для стандартного исходного контура по ГОСТ 13755-81.

Определение оптимального угла профиля модифицированного ИПРК, а также его смещения

Выбор твердости материала влияет не только на габариты передачи, которые уменьшаются с увеличением твердости, но и задает определенную технологию изготовления зубчатых колес, а следовательно, затраты на их производство, и является весьма ответственным этапом.

Стали, наиболее часто используемые для изготовления зубчатых колес, а также виды термообработки и получаемые механические характеристики приведены в табл. 8.4.

Стальные зубчатые колеса по технологии их изготовления разделяют на две основные группы:

– с твердостью  $H \leq 350 HB$ ;

– с твердостью  $H > 350 HB$ .

**Первая группа.** Использование стали с твердостью  $H \leq 350 HB$  позволяет производить чистовое нарезание зубьев колес после термообработки. Это обеспечивает достаточно высокую точность без применения трудоемких отделочных операций (шлифование зубьев, притирка и др.). Такие колеса имеют способность прирабатываться и не подвергаются хрупкому разрушению при динамических нагрузках. Твердость шестерен прямозубых колес рекомендуется назначать больше твердости колеса не менее чем на 10...15 единиц по Бринеллю:

$$H_1 > H_2 + (10...15) HB.$$

При этом уменьшается опасность заедания и выравнивается долговечность шестерни и колеса. Твердость таких колес ограничена стойкостью режущего инструмента и не может быть выше (280...320)HB для небольших колес и (200...240)HB – для крупных. Область использования – индивидуальное и мелкосерийное производство средненагруженных передач.

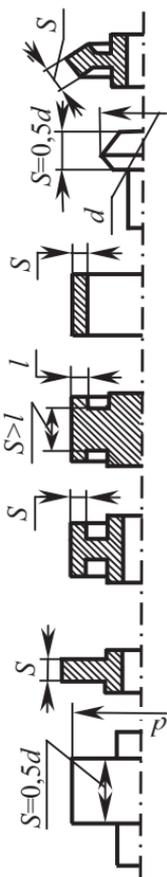
**Вторая группа.** При использовании стали с твердостью  $H > 350 HB$  последнюю принято выражать в единицах Роквелла –  $HRC_3$ , ( $1 HRC_3 \approx 10HB$ ), так как это связано со специальными средствами измерения такой твердости.

Современные методы химико-термической обработки сталей позволяют получить твердость до 50...60  $HRC_3$ . При этом резко возрастают нагрузочная способность передачи, износостойкость и стойкость против заедания. Однако применение высокотвердых материалов сопряжено с определенными трудностями, главными из которых являются:

1. Плохая прирабатываемость твердых зубьев, требующая повышенной точности их изготовления, повышенной жесткости валов и опор.

2. Некоторые виды термообработки (объемная закалка, цементация) приводят к значительному короблению зубьев и вынуждают применять трудоемкие отделочные операции (шлифование зубьев, притирку и др.).

## Стали, наиболее часто используемые при изготовлении зубчатых колес, и виды термообработки [59]



Марка стали	Размер сечения s, мм, не более	Механические свойства (при поверхностной закалке $\sigma_B$ и $\sigma_T$ относятся к сердцевине)			Термообработка	Ориентировочный режим термообработки (З - закалка; О - отпуск с указанием температуры нагрева и охлаждающей среды; М - масло; В - вода)
		3	4	5		
1	2				7	8
40	60	192...228 HB		700	Улучшение	3, 840...860°C, В, О, 550...620°C
45	80	170...217 HB		600	Нормализация	Н, 850...870°C
	100	192...240 HB		750	Улучшение	3, 820...840°C, В, О, 560...600°C
50	60	241...285 HB	-	580	-	3, 820...840°C, В, О, 520...530°C
	80	179...228 HB	-	640	Нормализация	Н, 840...860°C
	80	228...255 HB	-	700...800	Улучшение	3, 820...840°C, О, 560...620°C
40X	100	230...260 HB	-	850	-	3, 830...850°C, О, 540...580°C
	60	260...280 HB	-	950	-	3, 830...850°C, О, 500°C
	60	50...59 HRC	26...30 HRC	1000	Азотирование	То же с последующим мягким азотированием
45X	100	230...280 HB	-	850	Улучшение	3, 840...860°C, М, О, 580...640°C
	100...300	163...269 HB	-	750	-	То же
	300...500	163...269 HB	-	700	-	---
40XH	100	230...300 HB	-	850	-	3, 820...840°C, М, О, 560...600°C
40XH	40	48...54 HRC	-	1600	Закалка	3, 820...840°C, М, О, 180...200°C

Таблица 8.4 (продолжение)

1	2	3	4	5	6	7	8
35ХМ	100	241 HB	—	900	800	Улучшение	3, 850...870°C, М, О, 600...650°C
40ХНМА	50	269 HB	—	900	800	—	То же
	40	45...53 HRC	—	1600	1400	Закалка	3, 850...870°C, М, О, 200...220°C
	80	≥202 HB	—	1100	900	Улучшение	3, 830...850°C, М, О, 600...620°C
	300	≥217 HB	—	700	500	—	То же
35ХТСА	150	235 HB	—	≥700	≥500	—	3, 850...880°C, М, О, 640...660°C
	60	270 HB	—	980	880	—	3, 850...880°C, М, О, 500°C
	40	310 HB	—	1100	960	—	То же
20Х	30	46...53 HRC	—	1700...1950	1350...1600	Закалка	3, 860...880°C, М, О, 200...250°C
	60	56...63 HRC	—	650	400	Цементация	3, О
12ХНЗА	60	56...63 HRC	—	900	700	—	3, О
25Х1Т	—	58...63 HRC	—	1150	950	—	3, О
38ХМЮА	—	57...67 HRC	30...35 HRC	1050	900	Азотирование	Заготовка-улучшение
Стальное литье							
45Л	—	—	—	550	320	Нормализация	Н, О
35НМЛ	—	—	—	700	550	—	Н, О
40ХЛ	—	—	—	650	500	—	Н, О
35ХМЛ	—	—	—	700	550	—	Н, О

\* В обозначениях сталей первые цифры – содержание углерода в сотых долях процента; буквы – легирующие элементы; Г – марганец, М – молибден, Н – никель, С – кремний, Т – титан, Х – хром, Ю – алюминий; цифры после буквы – процент содержания этого элемента, если оно превышает 1 %.

Обозначение высококачественных легированных сталей дополняется буквой А; стального литья – буквой Л в конце обозначения.

\*\* При нормализации, улучшении и объемной закалке твердости поверхности и сердцевины близки. Ориентировочно  $H \approx (0,285 \sigma_b) / HB$ .

Указанные трудности легче преодолеваются в условиях массового и крупносерийного производства, когда затраты на специальное оборудование и приспособления окупаются за счет повышения качества и долговечности готового изделия.

### **Виды термической, химико-термической обработок и поверхностного упрочнения**

**Объемная закалка** является наиболее простым способом получения зубьев высокой твердости, но при этом зуб становится твердым по всему объему. Для такой закалки обычно используют углеродистые и легированные стали с содержанием углерода 0,35...0,5 % (стали 45, 40X, 40XH, и др.). На поверхности зуба может быть получена твердость 45...55 HRC<sub>3</sub>.

Недостатки такой закалки: 1) снижение изгибной прочности зубьев при ударных нагрузках; 2) потеря точности зубьев; 3) невозможность использования больших размеров заготовок для такой закалки. При объемной закалке скорость охлаждения не должна быть ниже критической для получения необходимой твердости. Но с увеличением размеров зубчатого колеса скорость охлаждения может оказаться недостаточной и необходимая твердость не будет достигнута, и получится так называемая «мягкая» закалка с пониженной твердостью.

Поэтому объемная закалка в настоящее время уступает место поверхностным термическим и химико-термическим методам упрочнения. Такая обработка позволяет получить высокую твердость поверхностных слоев зубьев с сохранением вязкой сердцевины.

Применяют следующие основные виды термического и химико-термического упрочнения зубчатых колес: *поверхностная закалка, цементация с закалкой и нитроцементация, азотирование, лазерная закалка.*

**Поверхностная закалка** связана с нагревом поверхностных слоев металла токами высокой частоты (ТВЧ) с последующим охлаждением и обеспечивает твердость поверхностных слоев до 51...56 HRC<sub>3</sub>, но при малых модулях возникает опасность прокаливания зуба насквозь. Деформации зуба при такой закалке невелики (точность снижается на одну-полторы степени), но получить степень точности выше 8-й без отделочных операций трудно. Проведение закалки с нагревом ТВЧ требует специального оборудования и строгого соблюдения технологии обработки. Такую закалку широко применяют для средненагруженных колес из сталей 40X, 40XH, 55ПП.

**Цементация** (насыщение поверхностного слоя металла углеродом) с последующей закалкой обеспечивает очень высокую твердость, до 58...63 HRC<sub>3</sub>, но является длительным и дорогим процессом. При



этом зубья деформируются и требуются отделочные операции (шлифование зубьев). Для цементации широко применяют хромистую сталь 20Х, а для ответственных зубчатых колес, подверженных перегрузкам и ударным нагрузкам, хромоникелевые стали 12ХН3А, 20ХНМ, 18Х2Н4МА, 20Х2Н4А и безникелевые стали 18ХГТ, 25ХГТ, 15ХФ. Глубина цементации составляет около 0,1 от толщины зуба, но не превышает 1,5...2 мм.

**Нитроцементация** (насыщение поверхностного слоя металла углеродом и азотом в газовой среде) и закалка с нитроцементационного нагрева обеспечивают высокую твердость до 60...63 *HRC*, тонкого поверхностного слоя 0,3...0,8 мм. С одной стороны, это преимущество, так как уменьшается коробление зубьев, что дает возможность обойтись без шлифования, а с другой стороны – недостаток, так как упрочняется тонкий поверхностный слой. Нитроцементация получила широкое применение в массовом производстве, например в редукторах общего назначения, автомобилестроении. Применяемые материалы: 18ХГТ, 25ХГМ и др.

**Азотирование** (насыщение поверхностного слоя азотом) обеспечивает высокую твердость и износостойкость поверхностных слоев *без последующей закалки*. Под азотирование используют молибденовую сталь 38Х2МЮА или ее заменители 38ХВФЮА, 38ХЮА. Применяют для азотирования также стали 40ХФА, 40ХНМА, 40Х, которые после азотирования имеют меньшую твердость, но большую вязкость. После азотирования зубья не шлифуют ввиду малости коробления. Недостатки азотирования – малая толщина упрочненного слоя (0,2...0,5 мм) и длительность процесса (40...60 ч). Азотированные зубья колес ввиду малой толщины твердого слоя чувствительны к перегрузкам и непригодны для работы в условиях повышенного абразивного износа при загрязненном смазочном материале. Необходима определенная твердость подкоркового слоя.

Из новых методов поверхностного упрочнения применяют обработку деталей машин концентрированными потоками энергии [16]. В качестве такого потока могут быть пучок лазерного или ионизирующего излучения, струя плазмы. Лазерным лучом расплавляется очень тонкий слой, который сверхбыстро затвердевает и получает новые свойства. Такой процесс возможен как в воздухе, так и в жидкости. Лазерное и ионизирующее излучение позволяют получить эффект, аналогичный термомеханической обработке. Лазерная закалка позволяет получить поверхностную твердость до 65 *HRC*, и не вызывает коробления.

Наибольшей стойкости материала к различным разрушающим воздействиям достигают при сочетании нескольких технологических способов упрочнения, например, химико-термическая обработка в сово-

купности с поверхностным пластическим деформированием (ППД) [1, 16, 85, 122].

Поверхностное пластическое деформирование (ППД) может осуществляться специальными накатниками, шестернями (рис. 8.44, 8.45) или дробью. После обработки ППД увеличивается плотность поверхностных слоев металла, появляются остаточные напряжения сжатия. Эффективность такой обработки пропорциональна начальной твердости материала и наиболее сказывается на прочности в местах концентрации напряжений. Так, выносливость зубьев при изгибе может быть повышена на 30...50 %.

К комбинированному упрочнению зубьев относят электромеханическую обработку [16], когда зубчатое колесо обкатывается другим зубчатым колесом под действием нагрузки и пропусканием через них электрического тока, что приводит к упрочнению поверхностного слоя материала зубьев без снижения точности, которая была достигнута при предварительной механической обработке.

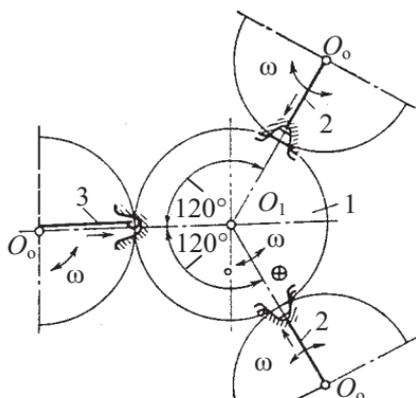
К новым материалам относят высоколегированные мартенситно-стареющие стали, получающие после старения высокую твердость, которая достигается без коробления, а следовательно, отпадает необходимость в таких отделочных операциях, как шлифование [16].

Для изготовления зубчатых колес больших диаметров применяют *стальные отливки*. Материалом стальных отливок являются литейные среднеуглеродистые стали 35Л...50Л, а также низколегированные и марганцовистые стали 40ХЛ, 30ХГСЛ, 50Г2. Зубчатые колеса, полученные методом литья, обычно подвергают нормализации.

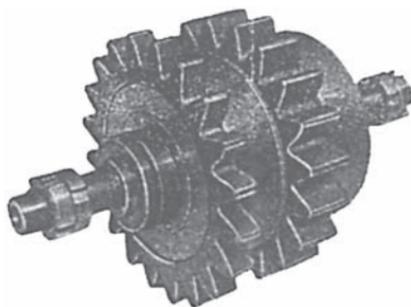
**Чугун** используется для изготовления тихоходных крупногабаритных зубчатых колес и колес открытых зубчатых передач. При пониженной прочности чугуна по напряжениям изгиба он хорошо противостоит усталостному выкрашиванию и заеданию при плохой смазке. Чугун не дорог, обладает хорошими литейными свойствами и хорошо прирабатывается. Для зубчатых колес могут использоваться чугуны СЧ 20, СЧ 25, а также модифицированные чугуны СЧ 30, СЧ 35.

**Зубчатые колеса из пластмасс** применяют в паре с металлическими в малонагруженных зубчатых передачах, требующих бесшумности, самосмазывания и повышения химической стойкости [7]. В качестве примеров могут служить: привод распределительного вала у некоторых автомобильных двигателей, привод веретен текстильных машин, приводы приборов. В тяжело нагруженных зубчатых передачах пластмассы не применяют.

Зубчатые колеса, выполненные из пластмасс, в связи с низкой теплопроводностью последних, должны работать со стальными колесами, закаленными до 45 HRC<sub>3</sub>.



*Рис. 8.44. Принципиальная схема  
раздельного упрочнения ППД  
боковых поверхностей зубьев [85]:  
1 – обрабатываемое колесо; 2 и 3 –  
инструменты для упрочнения  
соответственно боковых  
и переходных поверхностей*



*Рис. 8.45. Инструменты для  
упрочнения ППД зубьев  
тяговых колес  
тепловозов [85]*

Из пластмасс, которые давно используются для зубчатых колес, можно отметить текстолит (марки ПТ, ПТК) и древесно-слоистые пластики (марка ДСПГ). Перспективными пластиками являются капрон, полиформальдегид, фенилон.

## 8.10. Силы, действующие в зацеплении цилиндрических эвольвентных зубчатых передач

Для расчета на прочность зубьев зубчатых колес, а также валов и подшипников опор необходимо знать силы, действующие в зацеплении. Рассматривая эти силы в зубчатом зацеплении, принято пренебрегать силами трения, а распределенное по контактной линии давление одного зуба на другой заменять одной равнодействующей силой  $F_n$ . При этом считают, что эта сила приложена в средней точке на образующей начального цилиндра, т. е. в полюсе, направлена по нормали к рабочей поверхности зуба и находится в плоскости зацепления. Для удобства расчетов нормальную силу  $F_n$  разлагают по трем координатным осям, из которых одна касательна к начальной окружности, вторая параллельна оси колеса, а третья – перпендикулярна первым двум и направлена радиально к оси колеса.

**Прямозубые цилиндрические колеса.** У передач, составленных из таких колес, нормальная сила лежит в торцевой плоскости, действует вдоль линии зацепления и поэтому может быть разложена только на две составляющие:  $F_t$  – окружную силу и  $F_r$  – радиальную силу (рис. 8.46). Осевой силы у такой передачи нет, т. е.  $F_a = 0$ .

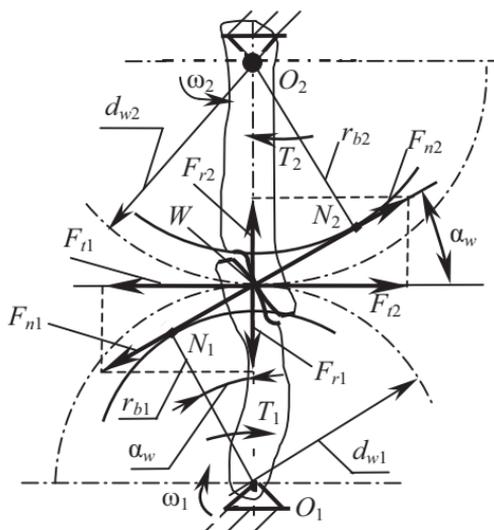


Рис. 8.46. Силы в зацеплении прямозубой передачи

При известном вращающем моменте на шестерне  $T_1$ , значении начального диаметра шестерни  $d_{w1}$  окружная сила  $F_{tw}$  находится по зависимости

$$F_{tw} = \frac{2T_1}{d_{w1}}, \quad (8.9)$$

где  $F_{tw}$  – окружная сила, Н;  $T_1$  – номинальный вращающий момент на шестерне, Н · м;  $d_{w1}$  – начальный диаметр шестерни, м.

Приближенно можно считать  $F_t = F_{tw}$ .

Для зубчатых колес, изготовленных без смещения и модификации исходного производящего контура и образующих передачу, у которой начальный и делительный диаметры совпадают,  $d_{w1} = d_1$ .

Поскольку размеры в машиностроении принято выражать в миллиметрах, то зависимость (8.9) записывают в виде

$$F_{tw} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{w1} / 10^3} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_{w1}}, \quad (8.10)$$

где  $F_{tw}$  – окружная сила, Н;  $T_1$  – номинальный вращающий момент на шестерне, Н · м;  $d_{w1}$  – начальный диаметр шестерни, мм.

Радиальную силу, выраженную через окружную (рис. 8.46), определяют по формуле

$$F_r = F_{tw} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{tw}, \quad (8.11)$$

где  $F_r$  – радиальная сила, Н;  $F_{tw}$  – окружная сила, Н;  $\alpha_{tw}$  – угол зацепления.

Нормальная к поверхности зуба сила может быть вычислена по формуле

$$F_n = \frac{F_{tw}}{\cos \alpha_{tw}}. \quad (8.12)$$

Нормальную силу используют при расчете зубьев на прочность, а окружную и радиальную – при расчете валов и подшипников.

**Косозубые цилиндрические колеса.** У передач, составленных из таких колес, нормальная сила  $F_n$  расположена под углом  $\beta_B$  к торцовой плоскости колеса и находится в плоскости зацепления (рис. 8.47).

Для такой передачи окружная сила определяется так же, как и для прямозубой

$$F_{tw} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_{w1}} \quad (8.13)$$

где  $F_{tw}$  – окружная сила, приложенная к зубу шестерни, Н;  $T_1$  – вращающий момент на шестерне, Н · м;  $d_{w1}$  – начальный диаметр шестерни, мм.

Составляющие силы, выраженные через окружную силу. Радиальная сила:

$$F_r = F_{tw} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{tw}, \quad (8.14)$$

Осевая сила:

$$F_a = F_{tw} \cdot \operatorname{tg} \beta_w, \quad (8.15)$$

где  $\beta_w$  – угол наклона линии зуба на начальном цилиндре.

Нормальная к поверхности зуба сила определяется по формуле

$$F_n = \frac{F_{tw}}{\cos \alpha_{tw} \cdot \cos \beta_B}, \quad (8.16)$$

где  $\beta_B$  – угол наклона линии зуба эвольвентного косозубого цилиндрического зубчатого колеса на его основном цилиндре.

Значение  $\cos \beta_B$  близко к значению  $\cos \beta_w$ , и в первом приближении их можно принимать равными. Более точно будет

$$\sin \beta_B = \sin \beta_w \cdot \cos \alpha_n \quad (8.17)$$



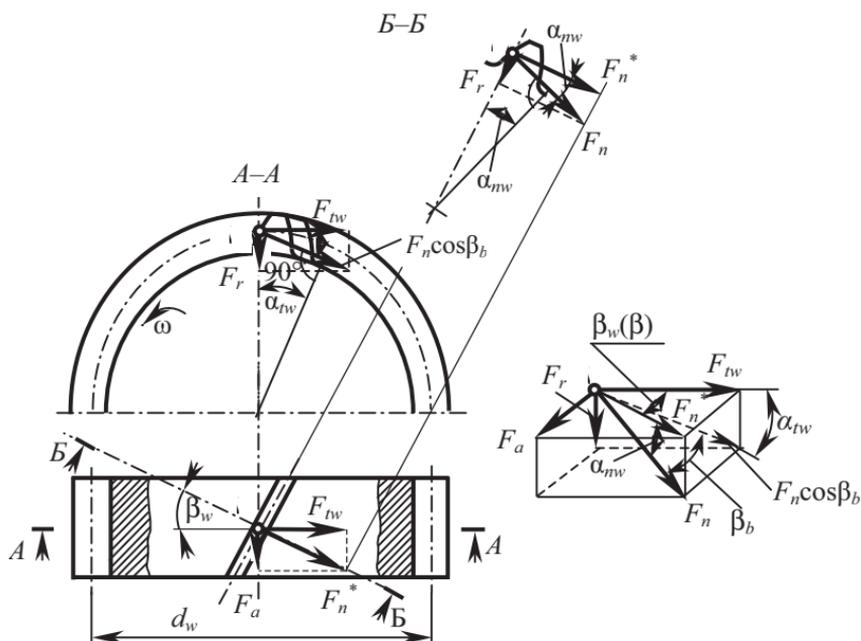


Рис. 8.47. Схема сил в зацеплении косозубой передачи

Направление окружного усилия зависит от направления вращения. На ведущем зубчатом колесе (шестерня) окружное усилие направлено против направления вращения, а на ведомом зубчатом колесе (колесо) – по направлению вращения. Радиальное усилие всегда направлено к оси вращения зубчатого колеса.

В косозубых зубчатых передачах окружные и радиальные усилия направлены так же, как и в прямозубых, а осевые усилия зависят не только от направления момента, но и от направления зубьев правого или левого (рис. 8.48).

**Правым** направлением зубьев называют такое (рис. 8.48), когда линия зуба удаляется вправо, если смотреть на зуб с торца, и **левым** – если линия зуба удаляется от торца влево.

Значения сил в зацеплении, определяемых по приведенным выше формулам, относятся к теоретической зубчатой передаче, которая абсолютно точно изготовлена и абсолютно жесткая (недеформируемая). В реальных передачах при неизбежных деформациях и наличии погрешностей изготовления эти силы изменяются в результате появления дополнительных динамических усилий.

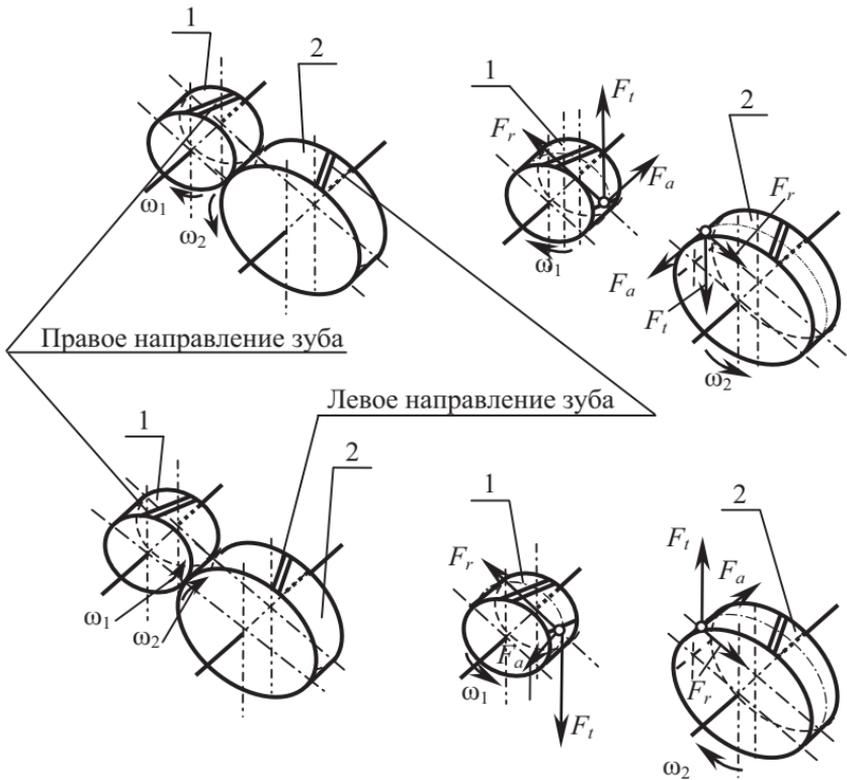


Рис. 8.48. Направление сил в зацеплении косозубой зубчатой передачи:  
 1 – шестерня; 2 – колесо;  
 $F_t$  – окружное,  $F_r$  – радиальное,  $F_a$  – осевое усилия

### 8.11. Геометрические показатели качества зацепления. Распределение усилий между зубьями в идеальной и реальной зубчатых передачах

На работоспособность зубчатых передач существенное влияние оказывают коэффициенты перекрытия в торцовом и осевом сечениях, суммарная длина контактных линий, скорость скольжения рабочих профилей в их относительном движении, распределение усилий между зубьями.

Основной характеристикой относительной продолжительности зацепления в торцовом сечении является **коэффициент торцового пере-**

крытия цилиндрической зубчатой передачи  $\epsilon_\alpha$ , представляющий собой отношение угла торцового перекрытия зубчатого колеса  $\varphi_\alpha$  к его угловому шагу  $\tau$  (рис. 8.49). Под углом торцового перекрытия понимается угол поворота зубчатого колеса цилиндрической передачи от положения входа в зацепление торцового профиля его зуба до выхода из зацепления. Таким образом, по определению имеем:

$$\epsilon_\alpha = \frac{\varphi_{\alpha 1}}{\tau_1} = \frac{\varphi_{\alpha 2}}{\tau_2}, \quad (8.18)$$

где  $\varphi_{\alpha 1}$ ,  $\varphi_{\alpha 2}$  – углы торцового перекрытия шестерни и колеса соответственно (рис. 8.49);  $\tau_1 = \frac{2\pi}{z_1}$  – угловой шаг шестерни;  $\tau_2 = \frac{2\pi}{z_2}$  – угловой шаг колеса.

Из свойства эвольвенты следует, что дуга зацепления по основной окружности равна длине линии зацепления  $a_1 a_2 = g_\alpha$  (рис. 8.50).

Тогда получим:

$$\begin{aligned} \epsilon_\alpha &= \frac{\varphi_{\alpha 1}}{\tau_1} = \frac{N_1 N_2}{P_b} = \\ &= \frac{N_1 W + N_2 W}{P_b} = \quad (8.19) \\ &= \epsilon_{\alpha 1} + \epsilon_{\alpha 2}, \end{aligned}$$

где  $\epsilon_{\alpha 1}$  и  $\epsilon_{\alpha 2}$  – составляющие коэффициента торцового перекрытия.

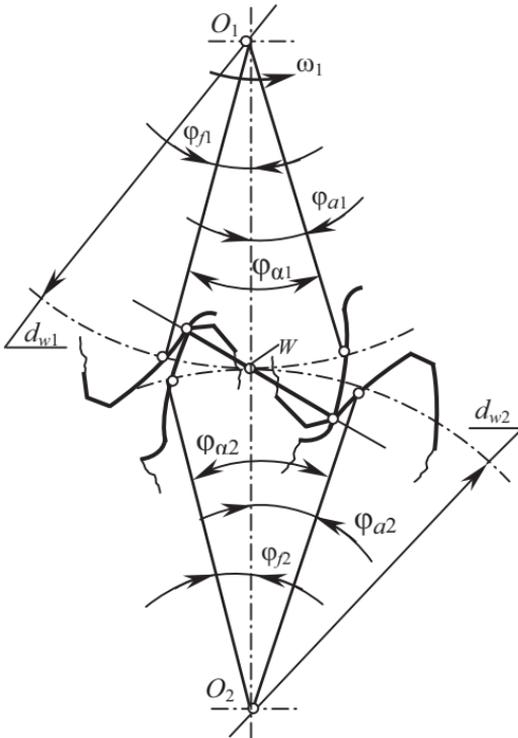


Рис. 8.49. К понятию торцового перекрытия

Согласно рис. 8.50 имеем:

$$N_1 W = 0,5 d_{b1} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_{rW}); \quad (8.20)$$

$$N_2 W = 0,5 d_{b2} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_{rW}), \quad (8.21)$$

где

$$\alpha_{a1} = \arccos (d_{b1}/d_{a1}); \quad (8.22)$$

$$\alpha_{a2} = \arccos (d_{b2}/d_{a2}). \quad (8.23)$$

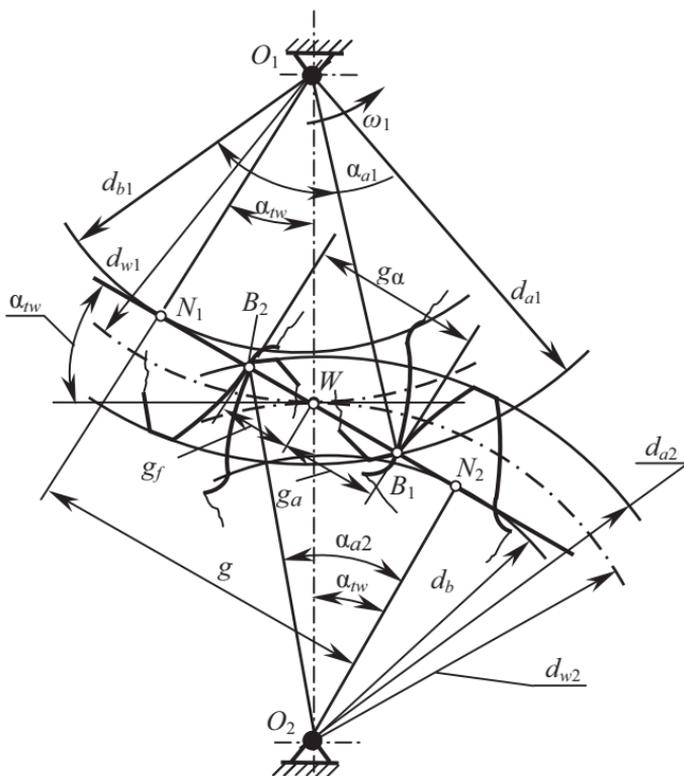


Рис. 8.50. К выводу формулы коэффициента торцового перекрытия:  
 $N_1 N_2 = g$  – длина линии зацепления;  $B_1 B_2 = g_a$  – длина активной линии зацепления;  $B_2 W = g_f$  – длина доплюсовой части активной линии зацепления;  $B_1 W = g_a$  – длина заплуюсовой части активной линии зацепления;  $\alpha_{fw}$  – угол зацепления;  $\alpha_{a1}$  – угол профиля на окружности вершин зубьев шестерни;  $\alpha_{a2}$  – угол профиля на окружности вершин зубьев колеса

Так как основной окружной шаг определяется зависимостью:

$$P_b = \frac{\pi d_{b1}}{z_1} = \frac{\pi d_{b2}}{z_2}, \quad (8.24)$$

то, подставляя (8.24), (8.20), (8.21) в (8.19), получим:

$$\epsilon_{\alpha 1} = z_1 (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_{fw}) / 2\pi; \quad (8.25)$$

$$\epsilon_{\alpha 2} = z_2 (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_{fw}) / 2\pi. \quad (8.26)$$

Полное значение коэффициента торцового перекрытия определяется по формуле:

$$\varepsilon_{\alpha} = \varepsilon_{\alpha 1} + \varepsilon_{\alpha 2} = \frac{z_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a1} + z_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a2} - (z_1 + z_2) \cdot \operatorname{tg} \alpha_{nw}}{2\pi}. \quad (8.27)$$

Эта формула справедлива при отсутствии интерференции зубьев (наложение профилей зубьев, ведущее к заклиниванию передачи) и совпадении верхней точки активного профиля с точкой профиля на окружности вершин, т. е. при отсутствии притупления продольной кромки зуба. При фланкировании зубьев (срезе вершины зуба) следует представлять вместо  $\alpha_{a1}$  и  $\alpha_{a2}$  углы профиля зуба в точке фланкирования.

Для непрерывности зацепления в торцевой плоскости, обязательной для прямозубых передач, необходимо иметь  $\varepsilon_{\alpha} \geq 1$ .

С учетом погрешностей изготовления зубчатых колес рекомендуется для прямозубых передач принимать  $\varepsilon_{\alpha} \geq 1,2$  [40]. Значение  $\varepsilon_{\alpha}$  возрастает с увеличением  $z_{\Sigma}$ , но не может превысить своего предельного значения  $\varepsilon_{\alpha \max} = 1,98$  для зубчатых колес, нарезанных инструментом режущего типа, в основу которого положен исходный контур по ГОСТ 13755-81 с  $\alpha = 20^\circ$ ;  $h_a^* = 1,0$ ;  $c^* = 0,25$  при  $z = \infty$  т. е. рейки.

При  $1,0 \leq \varepsilon_{\alpha} \leq 1,98$  прямозубая передача всегда имеет на линии зацепления однопарное и двухпарное зацепление. Доли однопарного и двухпарного зацепления в процентах от полной длительности зацепления в торцовом сечении составляют [51]:

$$\left(\frac{2}{\varepsilon_{\alpha}} - 1\right) \cdot 100 \% \quad \text{— для однопарного зацепления;}$$

$$2\left(1 - \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}}\right) \cdot 100 \% \quad \text{— для двухпарного зацепления.}$$

При проектировочных расчетах можно приближенно определить коэффициент  $\varepsilon_{\alpha}$  по зависимости [59]:

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta. \quad (8.28)$$

**Коэффициент осевого перекрытия  $\varepsilon_{\beta}$**  характеризует относительную продолжительность зацепления в осевом сечении и имеет значение только для косозубых и шевронных передач. Для прямозубых передач  $\varepsilon_{\beta} = 0$ .

Значение коэффициента осевого перекрытия определяют по формуле:

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{e_w}{P_x} = \frac{e_w \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m}, \quad (8.29)$$

где  $e_w$  — рабочая ширина зубчатого венца;  $P_x$  — осевой шаг;  $M$  — модуль;  $\beta$  — угол наклона зубьев на делительном цилиндре.

Полный коэффициент перекрытия для косозубой передачи составляет:

$$\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta}. \quad (8.30)$$



При одинаковых параметрах зацепления ( $z; m_n; h_a^*; \alpha_{rn}$ ) значения  $\epsilon_\alpha$  у прямозубых и косозубых эвольвентных передач примерно равны, но у косозубых передач  $\epsilon_\beta > 0$ , а у прямозубых  $\epsilon_\beta = 0$ . Поэтому косозубые передачи имеют преимущество перед прямозубыми как по нагрузочной способности, так и плавности работы, т. к. имеют большее перекрытие и, следовательно, меньшую динамичность и шумность.

**Суммарной длиной контактных линий  $l_\Sigma$**  называется длина контактных линий поверхностей зубьев зубчатого колеса передачи, находящихся в данный момент в зацеплении.

У прямозубых зубчатых колес вход и выход из зацепления происходят одновременно по всей длине зуба (рис.8.51, а).

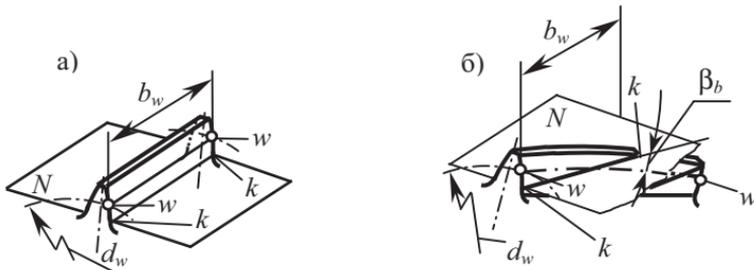


Рис. 8.51. Схема контактных линий:  
*N* – плоскость зацепления; *kk* – линия контакта;  
*ww* – полюсная линия контакта

Линия контакта, которая находится в плоскости зацепления, перемещается по рабочей поверхности зуба у шестерни (ведущее зубчатое колесо) от ножки к головке, а у ведомого наоборот – от вершины головки к ножке. При этом линия контакта все время остается параллельной полюсной линии.

У косозубых колес контактная линия, находящаяся в плоскости зацепления, расположена наклонно к полюсной линии (рис. 8.51, б). Угол наклона линии контакта к полюсной линии равен углу наклона зубьев на основном цилиндре  $\beta_b$ .

Суммарная длина контактных линий, взаимодействующих зубьев, зависит от коэффициентов перекрытия  $\epsilon_\alpha$  и  $\epsilon_\beta$ .

У прямозубых передач при  $1,0 \leq \epsilon_\alpha \leq 1,98$  суммарная длина контактных линий в период однопарного зацепления равна ширине зубчатого венца  $l_\Sigma = b_w$ , а в период двухпарного зацепления удваивается  $l_\Sigma = 2b_w$ .

У косозубых передач величина  $l_{\Sigma}$  остается постоянной в любой момент периода зацепления, если  $\epsilon_{\alpha}$  или  $\epsilon_{\beta}$  являются целыми числами. Если эти условия не выполняются, то длина контактных линий не остается постоянной, а колеблется в некоторых пределах (в первой паре зубьев, вступающих в зацепление, длина контактных линий будет увеличиваться, во второй – некоторое время будет оставаться постоянной, а в третьей – снижаться (рис. 8.52, в). В расчетах принимают среднее значение длины контактных линий, определяемое зависимостью [73]

$$l_{\Sigma} = \epsilon_{\alpha} b_w / \cos \beta_v. \quad (8.31)$$

**Скорости скольжения рабочих профилей в зацеплении.** В точках контакта рабочих профилей происходит как перекатывание, так и скольжение зубьев. Ввиду скольжения профилей под действием сжимающей их силы на поверхности контакта возникает сила трения, которая всегда направлена в сторону, противоположную относительной скорости. По величине силы трения и скорости скольжения можно оценить мощность, теряемую на трение в зубчатой паре.

Скорость перемещения общей точки по профилю зуба определяется [40] зависимостью

$$V_{FY} = \omega \cdot \rho_y, \quad (8.32)$$

где  $\omega$  – угловая скорость зубчатого колеса;  $\rho_y$  – радиус кривизны профиля зуба в заданной точке на концентрической окружности  $d_y$  (рис. 8.53).

Скорость скольжения в заданной контактной точке профиля зуба шестерни находится по формуле [40]

$$V_{SY1} = V_{FY1} - V_{FY2}, \quad (8.33)$$

Эта же величина может быть получена (рис. 8.53) по зависимости [27]

$$V_{SY1} = WY \cdot (\omega_1 + \omega_2). \quad (8.34)$$

У колеса скорость скольжения соответствует скорости скольжения шестерни, но имеет обратный знак  $V_{SY2} = -V_{SY1}$ .

Согласно рис. 8.53 можно убедиться в том, что скорость скольжения, зависящая от угловой скорости, пропорциональна расстоянию точки контакта от полюса. В полюсе скорость скольжения равна нулю, а при переходе через полюс у нее меняется знак.

Качество зацепления, с геометрической точки зрения, принято оценивать **удельным скольжением в контактной точке поверхности (профиля) зуба  $\theta$**  [38, 40] или иначе называемым **коэффициентом скольжения зубьев** [25, 26, 27] и определяемым по зависимости

$$\vartheta = V_{SY} / V_{FY}. \quad (8.35)$$



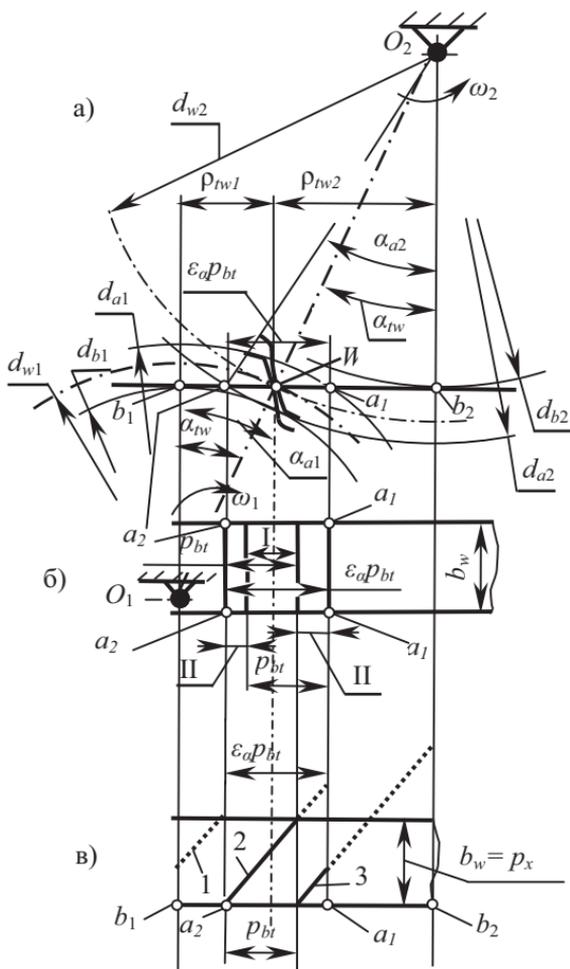


Рис. 8.52. Поле зацепления. Длина контактных линий:  
 а – схема передачи; б – прямозубая передача ( $\beta = 0$ ,  $1 < \epsilon_a < 1,98$ ;  $a_1 a_1, a_2 a_2$  – контактные линии; I – зона однопарного зацепления, II – зона двухпарного зацепления); в – косозубая передача ( $\beta \neq 0$ ; 1 – предшествующая зацеплению пара зубьев; 2; 3 – контактные линии пары зубьев шестерни и колеса)

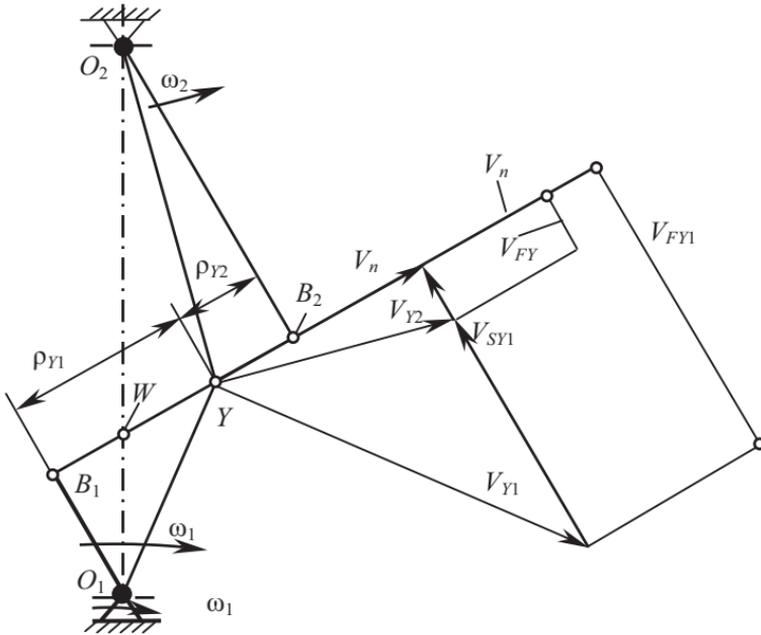


Рис. 8.53. Скорости и положение контактной точки  $Y$  на участке  $WB_2$  в эвольвентном зацеплении

Подставляя в формулу (8.35) значения скоростей, выраженных через радиусы кривизны, угловые скорости и числа зубьев (рис. 8.53), получим [2]:

$$\vartheta_1 = \frac{V_{SY1}}{V_{FY1}} = \frac{V_{FY1} - V_{FY2}}{V_{FY1}} = 1 - \frac{V_{FY2}}{V_{FY1}} = 1 - \frac{\omega_2 \cdot \rho_2}{\omega_1 \cdot \rho_1} = 1 - \frac{z_1 \rho_2}{z_2 \rho_1} \quad (8.36)$$

Аналогично будем иметь:

$$\vartheta_2 = 1 - (z_2 \rho_1 / z_1 \rho_2) \quad (8.37)$$

Удельное скольжение принимают со знаком «плюс», если контактная точка принадлежит опережающей поверхности (головка зуба), и знаком «минус» для отстающей поверхности (ножка зуба).

На рис. 8.54, а приведена схема передачи, на рис. 8.54,б, в показаны примерные графики изменения скорости скольжения в зацеплении и удельного скольжения.

На основании опытных данных [54] считают, что при  $|\vartheta| > 3$  резко возрастают тепловыделение в зацеплении и опасность заедания. Поэтому о качестве передачи судят по максимальному значению  $\vartheta$  на линии зацепления. Чем меньше  $\vartheta$ , тем лучше спроектирована передача.



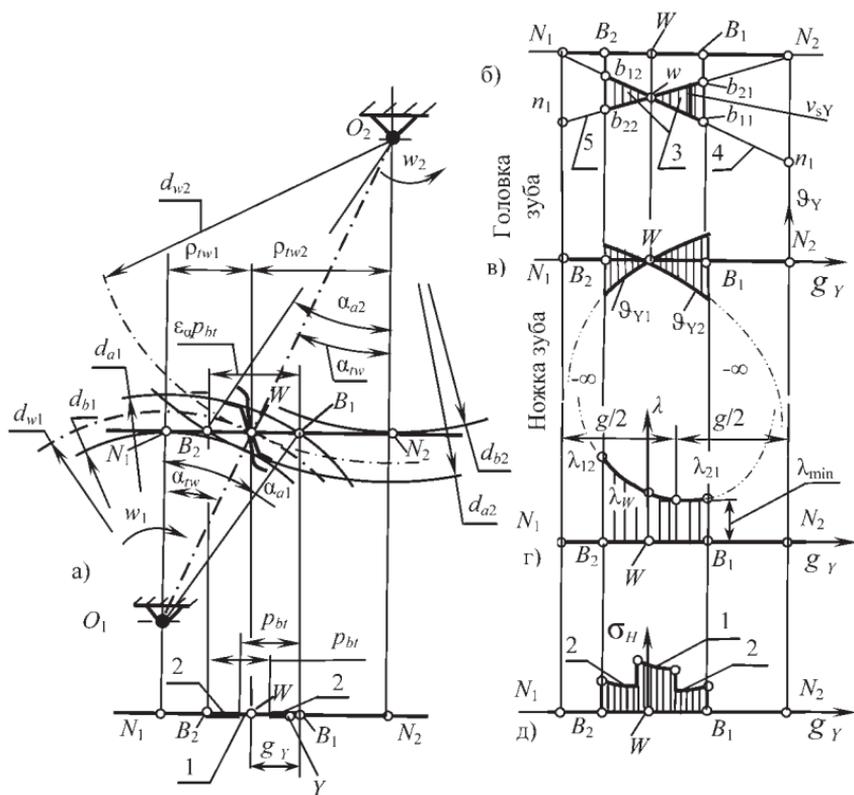


Рис. 8.54. Качественные показатели идеальной зубчатой передачи:  
 а – схема передачи; б – этюры скорости скольжения (3, 1 – однопарное зацепление, 2 – двухпарное зацепление, 4 – изменение касательной контактной скорости на профиле зуба шестерни, 5 – изменение касательной контактной скорости на профиле зуба колеса); в – этюры удельного скольжения (графики  $v_{\gamma 1}$  и  $v_{\gamma 2}$ ); г – этюры коэффициента удельного давления; д – этюры наибольших контактных напряжений

Проведенные исследования [27, 64] показали, что оценка передачи только по  $\vartheta$  недостаточна, необходимо учитывать ускоренное скольжение при перемещении одной поверхности относительно другой. Ускоренное скольжение характеризуется коэффициентом ускоренного скольжения, представляющим собой первую производную от удельного скольжения по времени ( $d\vartheta / dt$ ).

Влияние геометрии зубьев колес на величину контактных напряжений характеризуют *коэффициентом удельного давления*  $\lambda$ , под которым принято понимать отношение модуля к приведенному радиусу кривизны

$$\lambda = \frac{m}{\rho_{\text{пр}}} = m \cdot \left( \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right) = \frac{m (\rho_2 + \rho_1)}{\rho_1 \cdot \rho_2}. \quad (8.38)$$

Наименьшее значение коэффициент удельного давления имеет в точке, делящей теоретический отрезок линии зацепления пополам, т. к. в ней произведение  $\rho_1 \cdot \rho_2$  приобретает максимальное значение (рис. 8.54, г). Подбирая соответствующие коэффициенты смещения, конструктор может влиять на длину линии зацепления, радиусы кривизны и уменьшать коэффициент удельного давления и контактные напряжения.

Величина наибольших контактных напряжений определяется по формуле Герца

$$\sigma_{\text{н}} = 0,418 \sqrt{\frac{Q E_{\text{пр.}}}{L_{\text{к}} \rho_{\text{пр.}}}}, \quad (8.39)$$

где  $Q$  – общая нагрузка, действующая в зоне контакта, Н;  $E_{\text{пр.}}$  – приведенный модуль упругости, Н/мм<sup>2</sup>;  $L_{\text{к}}$  – длина контактной линии, мм;

$$\frac{1}{\rho_{\text{пр.}}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{\rho_2 + \rho_1}{\rho_1 \cdot \rho_2};$$

$\rho_{\text{пр.}}$  – приведенный радиус кривизны.

Для заданной пары зубчатых колес величины  $Q$ ,  $E_{\text{пр.}}$ ,  $L_{\text{к}}$  неизменны. Переменной величиной являются радиусы кривизны сопряженных профилей зубьев в процессе перемещения точки их касания вдоль линии зацепления. Поэтому формулу (8.39) удобно переписать в виде

$$\sigma_{\text{н}} = 0,418 \sqrt{\frac{Q E_{\text{пр.}}}{L_{\text{к}}}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_2 + \rho_1}{\rho_1 \cdot \rho_2}}. \quad (8.40)$$

Если допустить, что  $\rho_1 \rightarrow 0$  или  $\rho_2 \rightarrow 0$ , то значение

$$\sqrt{\frac{\rho_2 + \rho_1}{\rho_1 \cdot \rho_2}} \rightarrow \infty,$$

а следовательно, и  $\sigma_{\text{н}} \rightarrow \infty$ . На практике таких колес не применяют и активный участок линии зацепления меньше всей линии зацепления. Поэтому максимальные контактные напряжения будут возникать в точках, соответствующих входу зубьев в зацепление и выходу из него при коэффициенте перекрытия  $\epsilon_{\alpha} = 1,0$  (теоретическая идеальная передача). Для реальной передачи при  $\epsilon_{\alpha} > 1,0$  существуют зоны двухпарного и однопарного зацепления. В зонах двухпарного зацепления



нагрузка распределяется между двумя парами зубьев и поэтому на входе и выходе из зацепления  $\sigma_H$  будет меньше, а в точках пересопряжения достигает максимальной величины (рис. 8.54, г). Поэтому зона наименьшей контактной прочности находится в точках пересопряжения зубьев, т. е. в начальном участке однопарного зацепления.

В реальных зубчатых передачах неизбежны погрешности изготовления зубчатого венца и деформации зубьев при работе под нагрузкой. Поэтому в процессе пересопряжения зубьев возникают дополнительные динамические нагрузки (удары) (рис. 8.55). Последние являются следствием неравенства основных шагов ведущего и ведомого колес  $P_{b1} \neq P_{b2}$ .

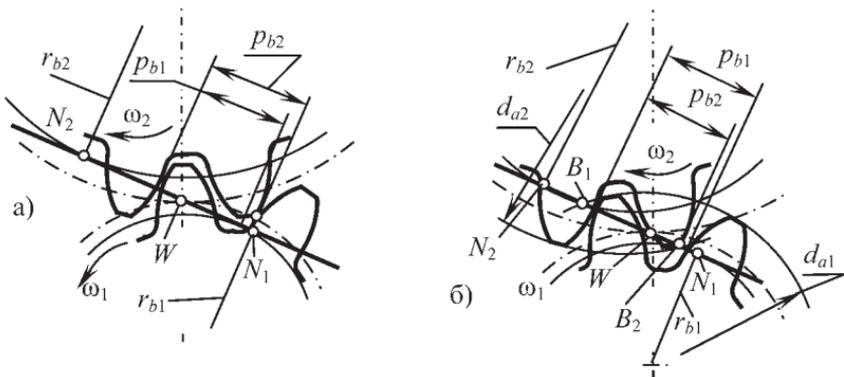


Рис. 8.55. Динамическая нагрузка, связанная с неточностью изготовления зубьев, их деформацией и износом: а – кромочный удар ( $p_{b2} > p_{b1}$ ); б – срединный удар ( $p_{b2} < p_{b1}$ )

Если предположить, что зубчатые колеса будут изготовлены абсолютно точно, то и в этом случае в результате деформаций зубьев под нагрузкой шаги колес не будут равны. Как правило, в результате деформации увеличивается шаг ведомого колеса и уменьшается у ведущего [51].

Погрешности изготовления зубчатых колес по шагу нормируются ГОСТ 1643-81 с отклонениями как в плюс, так и в минус. Поэтому в общем случае разность основных шагов шестерни и колеса может быть как положительной, так и отрицательной и очень редко равной нулю. В соответствии с этим существует два вида удара в зубчатом зацеплении: кромочный при  $P_{b2} > P_{b1}$  и срединный при  $P_{b2} < P_{b1}$  (рис. 8.55).

При кромочном ударе ножка зуба 1 ведущего зубчатого колеса (шестерни) входит в зацепление преждевременно, вне линии зацеп-

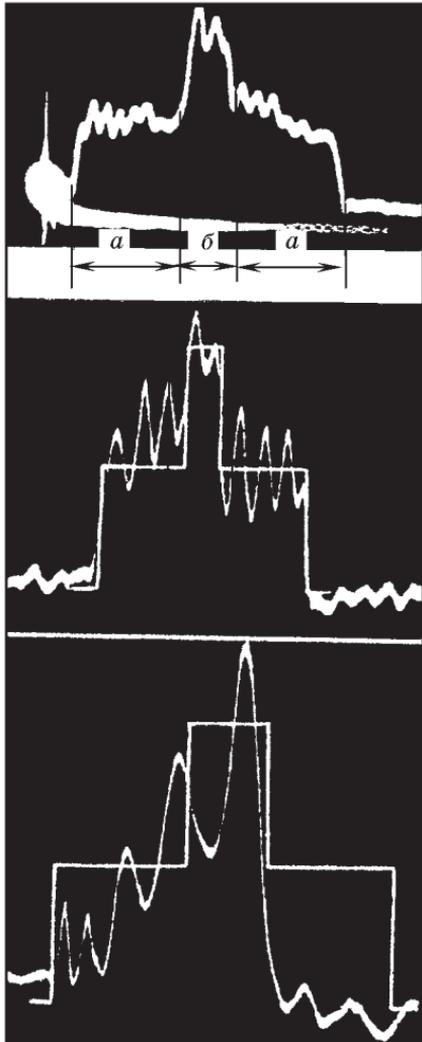
ления. При этом нарушается правильность соотношения угловых скоростей, возникает дополнительная динамическая нагрузка (рис. 8.55, а).

При  $P_{b2} < P_{b1}$  между зубьями, входящими в зацепление, образуется зазор. Предшествующая пара несет нагрузку, а в рассматриваемой – зазор. При выходе из зацепления предшествующей пары в рассматриваемой зазор выбирается с ударом. Такой удар называют срединным (рис. 8.55, б).

В результате неточностей изготовления зубчатых колес, переменной жесткости зубьев на линии зацепления, деформации зубьев под нагрузкой, а также влияния инерционных сил от присоединенных масс, нагрузка между зубьями распределяется крайне неравномерно. Тензометрирование реальных зубчатых передач [29, 93] указывает на сложный характер изменения нагрузок между зубьями (рис. 8.56).

Рис. 8.56. Осциллограммы усилий, действующих на зубья на линии зацепления.

1 – [93]; 2,3 – [29]; а – двухпарная зона; б – однопарная зона

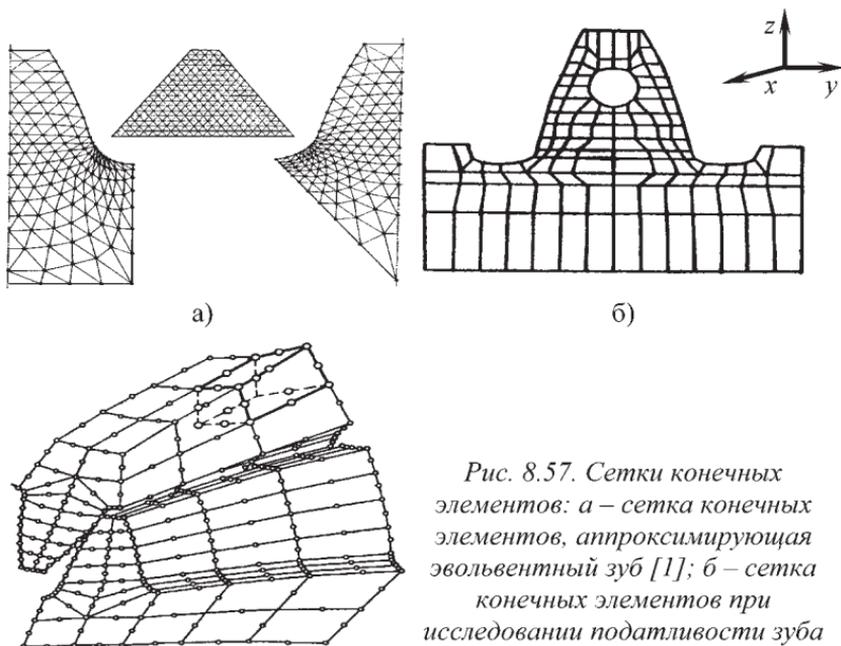


## 8.12. Основы расчета зубьев цилиндрических зубчатых колес на прочность

В зависимости от назначения зубчатых передач (высоконапряженные, скоростные, силовые, общего назначения) различают несколько методов их расчета.

**Первый метод (метод А)** [16], в основе которого лежит определение напряжений при решении уравнений теории упругости в совокупности с уравнениями силового равновесия зубчатых колес и их перемещениями в пространстве, позволяет определить параметры объемного напряженного состояния зубчатых колес.

При этом обычно используют метод конечных элементов (МКЭ) – численный метод решения задач теории упругости. Область, занимаемую деталью, расчленяют на конечное число малых элементов в виде треугольников для решения плоской задачи или многогранников для пространственной (рис. 8.57).



*Рис. 8.57. Сетки конечных элементов: а – сетка конечных элементов, аппроксимирующая эвольвентный зуб [1]; б – сетка конечных элементов при исследовании податливости зуба [130]; в – пространственный*

При расчете напряженного и деформированного состояний детали определяются перемещения ее узлов от действия заданной нагрузки. Для получения однозначного решения вводят граничные условия. Расчет этим методом применяют для особо ответственных высоконапряженных передач, например авиационных [1, 16]. Реализуется такой расчет только на ЭВМ с большой памятью и высоким быстродействием.

**Второй метод (метод В)** предназначен для массового применения [16]. В его основе лежит способ определения некоторых составляющих напряжений объемного напряженного состояния по напряжениям при

плоском напряженном состоянии. Корректировка осуществляется большим набором коэффициентов. Объем вычислений существенно уменьшается, но в основном такой метод также применяется для расчетов на ЭВМ.

**Третий метод (метод С).** Этот метод позволяет производить расчеты зубчатых передач внешнего и внутреннего эвольвентного зацеплений, получаемых с применением исходных контуров по ГОСТ 13755-81, а также внешнего зацепления по исходному контуру по ГОСТ 8889-88, ОСТ 37.001.223-80 без ЭВМ за счет большого числа номограмм. Результаты этого метода соответствуют ГОСТ 21354-87.

Расчет на прочность передач зубчатых цилиндрических эвольвентных внешнего зацепления по ГОСТ 21354-87 распространяется только на передачи общемашиностроительного применения с исходным контуром по ГОСТ 13755-81, модулем  $m \geq 1$  мм, работающих со смазкой маслом при окружных скоростях  $V \leq 25$  м/с.

Структурная схема расчетов на прочность по ГОСТ 21354-87 представлена на рис. 8.58.

Расчет зубьев на контактную прочность сводится к выполнению условия, чтобы контактные напряжения в полюсе зацепления  $\sigma_H$  не превосходили допускаемого  $\sigma_{HP}$ , т. е.

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}. \quad (8.41)$$

При этом нужно иметь в виду следующее. Для прямозубых зубчатых колес, полученных режущим инструментом, в основу которого положен исходный контур по ГОСТ 13755-81, и  $\epsilon_\alpha$ , находящимся в диапазоне  $1 < \epsilon_\alpha \leq 1,98$ , имеются зоны однопарного и двухпарного зацепления. Размер зоны однопарного зацепления без учета погрешностей изготовления, деформаций и профильной модификации зубьев равен

$$(2 - \epsilon_\alpha) \cdot P_{bt}. \quad (8.42)$$

Существование зоны однопарного зацепления привело к появлению расчетной схемы, при которой считается, что вся передаваемая нагрузка воспринимается зоной однопарного зацепления и напряжение там наибольшее. Поскольку полюс, как правило, находится в этой зоне, то и расчет производят в полюсе зацепления.

Однако при переходе от зоны двухпарного зацепления к зоне однопарного зацепления суммарная жесткость зубьев падает почти в два раза [75]. Поэтому нагрузка в зоне однопарного зацепления может оказаться даже меньше, чем в зоне двухпарного зацепления. С ростом скорости и увеличением моментов инерции вращающихся масс, а также уменьшением величины  $(2 - \epsilon_\alpha) \cdot P_{bt}$ , указанное различие только увеличивается, и это нужно иметь в виду.

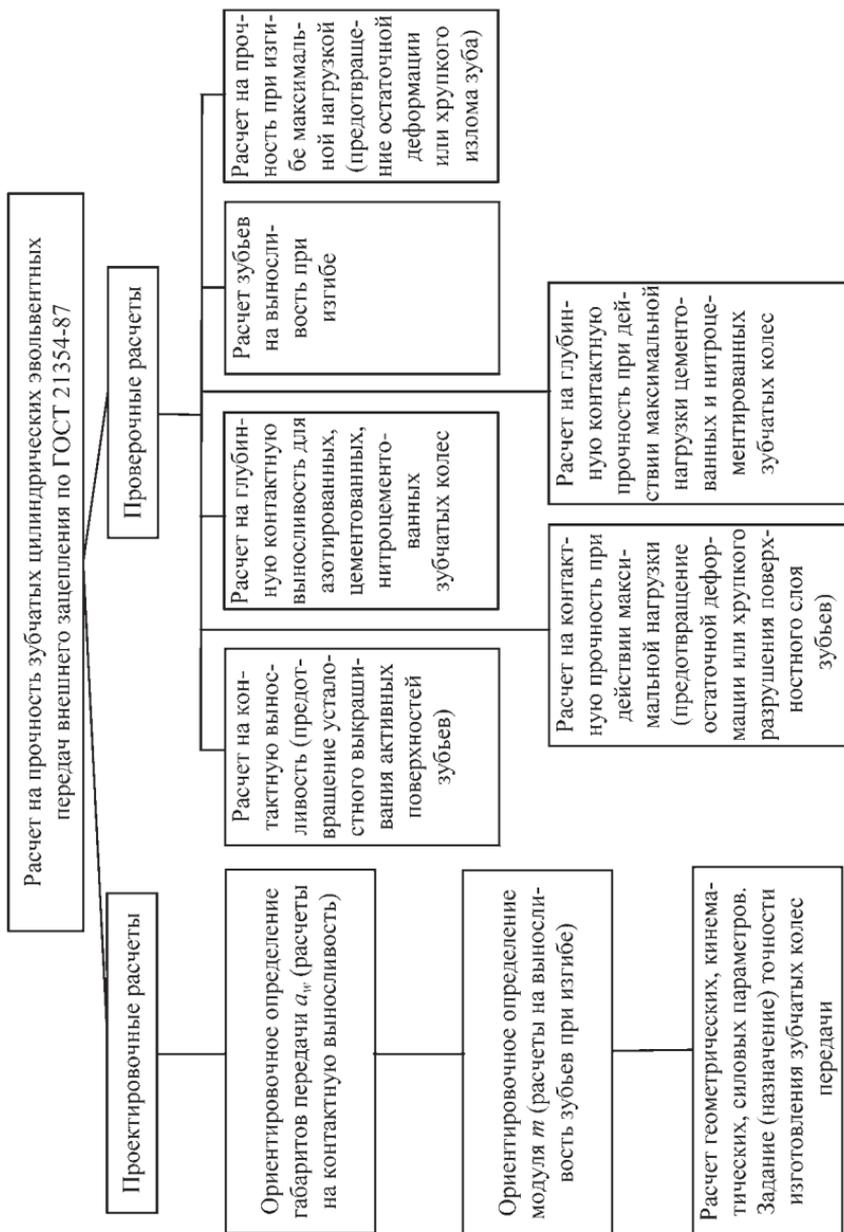


Рис. 8.58. Структурная схема расчета на прочность зубчатых цилиндрических эвольвентных передач внешнего зацепления

### 8.12.1. Контактная прочность поверхностей зубьев. Проектировочный расчет

Такой расчет базируется на формуле Герца для наибольших контактных напряжений в зоне касания неподвижных абсолютно гладких цилиндров бесконечной длины из изотропных упругих материалов, между которыми действуют только нормальные силы

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{\omega_n}{\rho_V}} \leq \sigma_{HP}. \quad (8.43)$$

Но ни одно из отмеченных условий не соблюдается в реальных передачах, и поэтому расчет по формуле 8.43 носит условный характер и корректируется за счет большого количества коэффициентов. Входящие в формулу 8.43 величины имеют следующие значения:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}}, \quad (8.44)$$

где  $Z_E$  – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов шестерни и колеса, (МПа)<sup>0,5</sup>;  $E_1$  и  $E_2$  – модули упругости материала шестерни и колеса, МПа;  $\nu_1$  и  $\nu_2$  – коэффициенты поперечного сжатия материалов шестерни и колеса (коэффициенты Пуассона).

Для стальных зубчатых колес принимают:  $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$  МПа;  $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$ .

При этом  $Z_E = 190$  (МПа)<sup>0,5</sup>.

Нормальная нагрузка на единицу длины контактных линий определяется зависимостью

$$\omega_n = \frac{K_H \cdot F_n}{\ell_\Sigma}, \quad (8.45)$$

где  $K_H$  – коэффициент нагрузки;  $F_n$  – нормальная к поверхности зуба сила, Н;  $\ell_\Sigma$  – суммарная длина контактных линий, мм.

Приведенный радиус кривизны в полюсе зацепления

$$\rho_V = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2}, \quad (8.46)$$

где  $\rho_1$  и  $\rho_2$  – радиусы кривизны контактирующих эвольвентных профилей зубьев шестерни и колеса; «+» для внешнего зацепления, а «-» для внутреннего.

Длина контактных линий у прямозубых передач  $\ell_\Sigma$  резко изменяется в процессе зацепления: в зоне однопарного зацепления  $\ell_\Sigma = b_w$ , а в зоне двухпарного зацепления  $\ell_\Sigma = 2b_w$ . Для расчетов принимают

$$\ell_{\Sigma} = \frac{b_w}{Z_{\varepsilon}^2}, \quad (8.47)$$

где  $Z_{\varepsilon}$  – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{(4 - \varepsilon_{\alpha})/3}. \quad (8.48)$$

У прямозубых зубчатых передач  $\varepsilon_{\alpha}$  может изменяться, как известно, от 1,2 до 1,98, то коэффициент  $Z_{\varepsilon}$  от 0,966 до 0,82.

Для приближенных расчетов обычно принимают  $Z_{\varepsilon} = 0,9$ .

Нормальную нагрузку на единицу длины контактных линий определяют по формуле, учитывая, что  $F_n = F_t / \cos \alpha_t$ :

$$\omega_n = \frac{K_H \cdot F_t \cdot Z_{\varepsilon}^2}{\cos \alpha_t \cdot b_w}. \quad (8.49)$$

Радиусы кривизны контактирующих эвольвентных профилей зубьев в полюсе вычисляют (рис.8.59) по зависимостям:

$$\rho_1 = 0,5d_{w1} \cdot \sin \alpha_{tw}; \quad (8.50)$$

$$\rho_2 = 0,5d_{w2} \cdot \sin \alpha_{tw}, \quad (8.51)$$

где

$$d_w = d \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}}. \quad (8.52)$$

Подставляя 8.50...8.52 в 8.46, после преобразований получим приведенный радиус кривизны в виде:

$$\frac{1}{\rho_v} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2(u \pm 1)}{d_1 \cdot u \cdot \cos \alpha_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_{tw}}. \quad (8.53)$$

Подставляя в формулу 8.43 значения  $\omega_n$  и  $1/\rho_v$  и произведя элементарные преобразования, получим основную расчетную формулу:

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_{\varepsilon} \cdot Z_H \sqrt{\frac{K_H \cdot F_t}{d_1 \cdot b_w} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} = \sigma_{HO} \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}, \quad (8.54)$$

где  $Z_H$  – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев и принимаемый по графикам (рис. 8.60).

Для прямозубых передач без смещения  $x_1 = x_2 = 0$  и при  $x_{\Sigma} = 0$  имеем  $Z_H = 2,5$ .

Для проектного расчета (8.54) решают основную расчетную зависимость относительно  $\alpha_w$ , полагая в первом приближении:

$$Z_E = 190 \text{ (МПа)}^{0,5}; \quad Z_{\varepsilon} = 0,9; \quad Z_H = 2,5;$$



$$b_w = \Psi_{ba} \cdot a_w; d_1 \approx d_{w1} = 2a_w / (u \pm 1);$$

$$a_w = K_a (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_{1H}}{\Psi_{ba} \cdot u \cdot \sigma_{HP}^2}}. \quad (8.55)$$

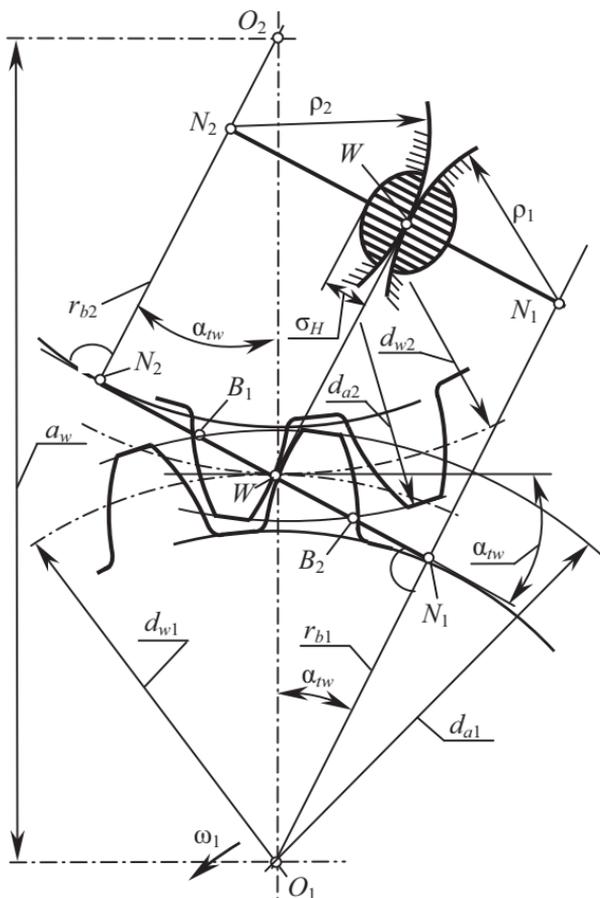


Рис. 8.59. Схема к расчету контактной прочности зубьев

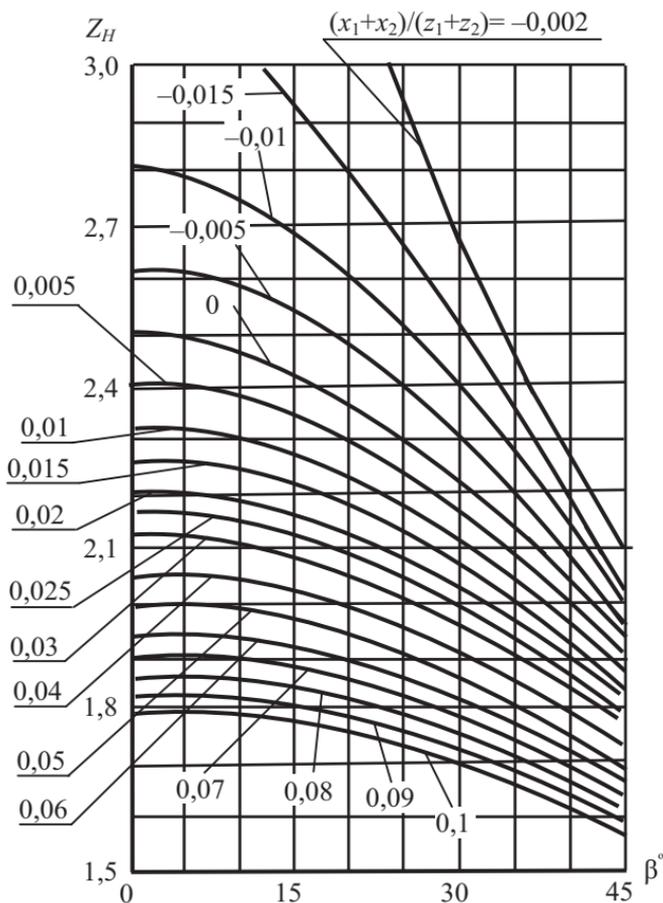


Рис. 8.60. Значения коэффициента  $Z_H$ , учитывающего форму сопряженных поверхностей зубьев:  $x_1$  и  $x_2$  – коэффициенты смещения;  $z_1$  и  $z_2$  – числа зубьев шестерни и колеса;  $\beta$  – угол наклона зуба на делительном цилиндре; числа у графиков – значения  $x_2/z_2$

Поскольку значение вращающего момента на ведомом валу является одной из основных характеристик передачи, то учитывая, что  $T_2 = T_1$  и без потерь на трение, для приближенного вычисления межосевого расстояния применяют формулу

$$a_w = K_a (u \pm 1) \cdot 3 \sqrt{\frac{T_{2H} \cdot K_{H\beta}}{\Psi_{ba} \cdot u^2 \cdot \sigma_{HP}^2}}, \quad (8.56)$$

где  $K_a$  – вспомогательный коэффициент, который по ГОСТ 21354-87 составляет для прямозубых передач  $K_a = 495$ ; для косозубых и шевронных передач  $K_a = 430$ ;  $K_{H\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;  $\Psi_{ba} = b_w/a_w$  – коэффициент ширины зубчатого колеса относительно межосевого расстояния.

### 8.12.2. Прочность зубьев при изгибе. Проектировочный расчет

В процессе работы зубчатого зацепления зубья находятся в сложном напряженном состоянии. Наибольшие напряжения изгиба возникают в зоне перехода эвольвенты в галтель.

Для исключения усталостного излома зуба необходимо, чтобы расчетное напряжение изгиба  $\sigma_F$  в наиболее опасной точке не превосходило допускаемого  $\sigma_{FF}$ , т. е.  $\sigma_F \leq \sigma_{FF}$ .

**Прямозубые передачи.** В прямозубых зубчатых передачах при расчете зубьев на изгиб последние рассматривают как консольную балку с нагрузкой, действующей по линии контакта зубьев. При работе зацепления линия контакта перемещается по поверхности зуба и нагрузка изменяется. На ее изменение влияет наличие в зацеплении зон двухпарного и однопарного зацепления.

В проектировочном расчете принимают ряд допущений:

1. Силы трения в зацеплении не учитывают ввиду их малости;
2. Нагрузка передается одной парой зубьев, так как в результате погрешностей изготовления зубчатых колес нет гарантии наличия двухпарного зацепления для степеней точности грубее 7-й [8, 59].
3. Полная нагрузка приложена к вершине зуба (худший случай).

На рис. 8.61 приведена схема к расчету зубьев на изгиб. Результирующая сила  $F$ , действующая по линии зацепления, переносится по линии действия до оси симметрии и раскладывается на две составляющие: окружную силу  $F_t = F \cdot \cos \gamma$  и радиальную силу  $F_r = F \cdot \sin \gamma$ .

Наибольшие напряжения изгиба в опасном сечении зуба (рис. 8.61) могут быть найдены по известной из курса «Сопротивление материалов» формуле

$$\sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W_{и}} = \frac{F_t \cdot h_x}{b_w \cdot S_x^2 / 6} = \frac{F \cdot \cos \gamma \cdot h_x}{b_w \cdot S_x^2 / 6}, \quad (8.57)$$

где  $M_{из}$  – изгибающий момент в опасном сечении;  $W_{из}$  – момент сопротивления опасного сечения на изгиб.

Все остальные обозначения приведены на рис. 8.61.

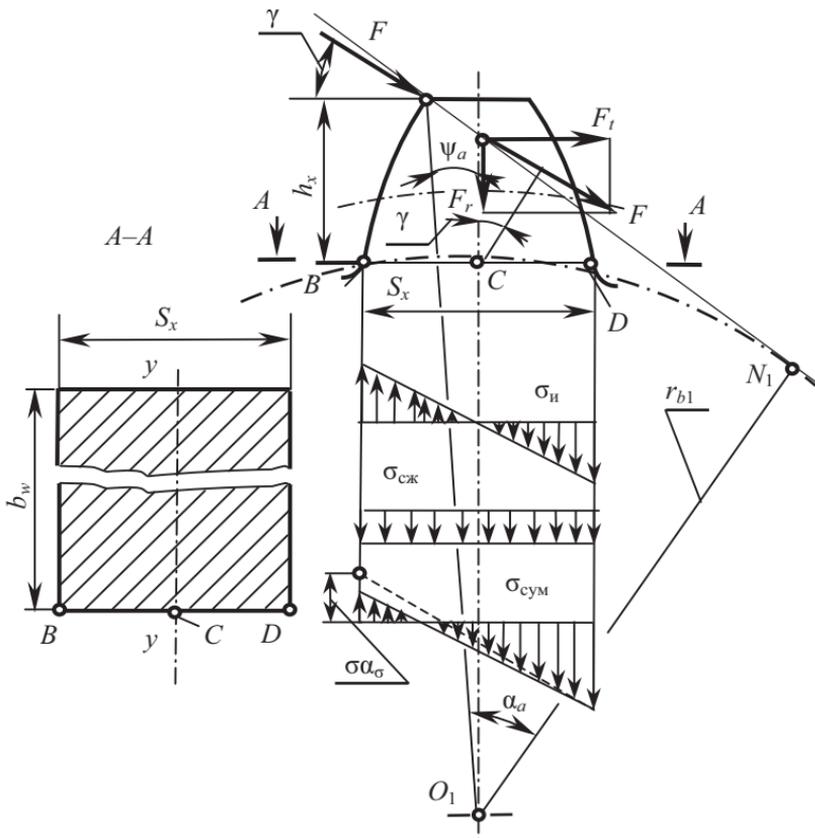


Рис. 8.61. Схема к расчету зубьев на изгиб:

$\gamma$  – угол действия нагрузки  $F$  (без учета сил трения) в точке профиля на вершине зуба ( $\gamma = \alpha_a - \psi_a$ );  $2\psi_a$  – угловая толщина вершины зуба;  $B C D$  – торцовый след плоскости опасного сечения зуба

Напряжения сжатия от действия радиальной силы  $F_r$ :

$$\sigma_{сж} = \frac{F_r}{A} = \frac{F \cdot \sin \gamma}{b_w \cdot S_x}, \quad (8.58)$$

где  $F_r$  – радиальная сила;  $A$  – площадь опасного сечения.

Практика эксплуатации зубчатых передач показывает, что трещины усталостного характера возникают на растянутой стороне зуба. Поэтому расчет ведут для зоны растяжения по зависимости:

$$\sigma_F = \sigma_{\text{и}} - \sigma_{\text{сж}}. \quad (8.59)$$

Выражая  $h_x$  и  $S_x$  в долях модуля и представляя  $F$  в виде  $F = K_F \cdot F_t / \cos \alpha_w$ , получим:

$$\sigma_F = \frac{K_F \cdot F_t}{m \cdot b_w} \left[ \left( \frac{6 \cos \gamma \cdot h_x / m}{S_x^2 / m^2} - \frac{\sin \gamma}{S_x / m} \right) \cdot \frac{\alpha_\sigma}{\cos \alpha_w} \right], \quad (8.60)$$

где  $\alpha_\sigma$  – теоретический коэффициент концентрации напряжений.

Обозначая выражение в квадратных скобках через  $Y_{FS}$ , получим:

$$\sigma_F = \frac{K_F \cdot F_t}{m \cdot b_w} \cdot Y_{FS}, \quad (8.61)$$

где  $Y_{FS}$  – коэффициент, учитывающий форму зуба.

Значения коэффициента формы зуба для различных смещений исходного контура и чисел зубьев приведены на рис. 8.62 [59].

Условие изгибной выносливости для прямозубых передач может быть записано в виде:

$$\sigma_F = \frac{K_F \cdot F_t}{m \cdot b_w} \cdot Y_{FS} \leq \sigma_{FP}, \quad (8.62)$$

где  $\sigma_{FP}$  – допускаемое напряжение изгиба зуба.

**Косозубые и шевронные** передачи имеют большую нагрузочную способность в сравнении с прямозубыми, и это учитывается в формуле расчета напряжений изгиба двумя коэффициентами –  $Y_\epsilon$  и  $Y_\beta$ :

$$\sigma_F = \frac{K_F \cdot F_t}{m \cdot b_w} \cdot Y_{FS} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta \leq \sigma_{FP}, \quad (8.63)$$

где  $K_F$  – коэффициент нагрузки;  $F_t$  – окружная сила;  $m$  – нормальный модуль;  $b_w$  – ширина зубчатого венца;  $Y_{FS}$  – коэффициент формы зуба;  $Y_\epsilon$  – коэффициент, который учитывает перекрытие зубьев:

$$Y_\epsilon = \frac{1}{\epsilon_\alpha}, \quad (8.64)$$

где  $\epsilon_\alpha$  – коэффициент торцового перекрытия;  $Y_\beta$  – коэффициент, который учитывает наклон зуба, получен экспериментальным путем и определяется по зависимости:

$$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \cdot \beta^\circ / 120 \geq 0,7, \quad (8.65)$$

где  $\epsilon_\beta$  – коэффициент осевого перекрытия, который может быть определен по формуле

$$\epsilon_\beta = \frac{b_w \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m} \quad (8.66)$$

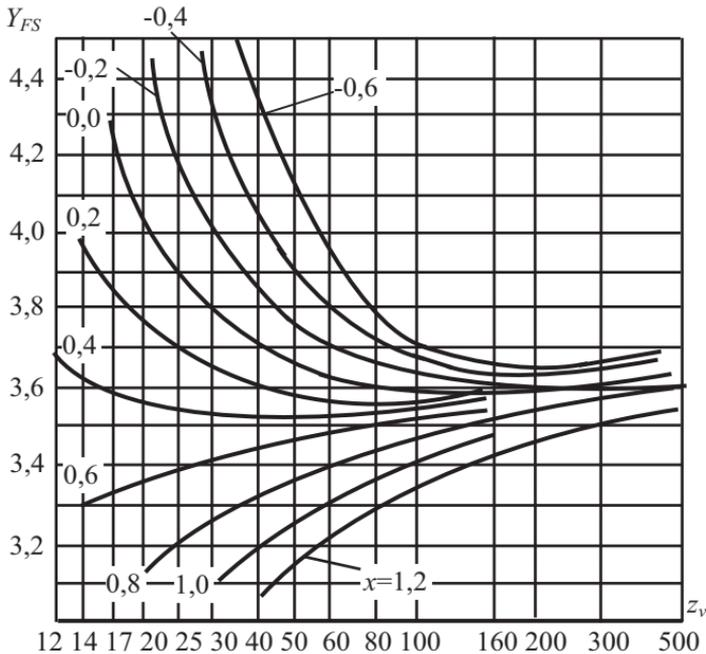


Рис. 8.62. Коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений:

$x$  – коэффициент смещения исходного контура;

$z_v$  – эквивалентное число зубьев,  $z_v = z / \cos^3 \beta$ ;

исходный контур:  $\alpha_n = 20^\circ$ ;  $h_a^* = 1$ ;  $c^* = 0,25$ ;  $\rho_f^* = 0,38$

С целью обеспечения равнопрочности зубьев как по выкрашиванию, так и по излому определяют величину модуля по полученному из расчета на контактную прочность межосевому расстоянию  $a_w$  и ширине колес  $b_w$ . Расчет производится для шестерни. Ориентировочное значение модуля ( $m$ ) по ГОСТ 21354-87 вычисляют по формуле

$$m = K_{ma} \frac{T_{2F}(u+1)Y_{Fs1}}{a_w b_w \sigma_{FP1}}; \text{ мм}, \quad (8.67)$$

где  $K_{ma}$  – вспомогательный коэффициент;  $K_{ma} = 1400$  – для прямозубых

передач;  $K_{ma} = 1100$  – для косозубых передач при  $\epsilon_\beta \leq 1$ ;  $K_{ma} = 850$  – для косозубых передач при  $\epsilon > 1$  и шевронных передач.

### **Расчет зубьев при изгибе максимальной нагрузкой**

Такой расчет проводится с целью предотвращения остаточных деформаций или хрупкого излома и определяется выражением:

$$\sigma_{F \max} \leq \sigma_{FP \max}, \quad (8.68)$$

где  $\sigma_{F \max}$  – максимальное расчетное напряжение; МПа,  $\sigma_{FP \max}$  – максимальное допускаемое напряжение; МПа.

Максимальное расчетное напряжение находят по зависимости:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\max}}{T}, \quad (8.69)$$

где  $\sigma_F$  – расчетное напряжение изгиба; МПа,  $T$  – передаваемый номинальный вращающий момент; Нм,  $T_{\max}$  – максимальный вращающий момент за расчетный срок службы с числом циклов нагружения  $N_{\max} \leq 10^3$  (например, пиковый момент при пуске двигателя под нагрузкой).

### **8.12.3. Расчетная нагрузка**

В зубчатом зацеплении работающей передачи возникают, кроме номинальной, дополнительные нагрузки. Они связаны с погрешностью изготовления деталей, их деформацией под нагрузкой, условиями эксплуатации.

Учет всех этих факторов сложен и осуществляется с помощью специальных коэффициентов. Поэтому под расчетной нагрузкой понимают номинальную, умноженную на коэффициент нагрузки  $K > 1$ .

Тогда расчетный вращающий момент может быть представлен произведением номинального момента на коэффициент нагрузки  $T_p = T \cdot K$ , а расчетная сила – произведением номинальной силы на коэффициент нагрузки  $F_p = F \cdot K$ .

Коэффициентам нагрузки при расчете на контактную прочность присваивают индекс  $H$ , а при расчете прочности зубьев на изгиб – индекс  $F$ .

Коэффициенты нагрузки  $K_H$ ,  $K_F$  определяют как произведение нескольких самостоятельных коэффициентов по следующим зависимостям:

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\alpha}; \quad (8.70)$$

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot K_{F\alpha}. \quad (8.71)$$



В приведенных формулах:

$K_{H\alpha}$ ;  $K_{F\alpha}$  – коэффициенты, учитывающие внешнюю динамическую нагрузку;

$K_{H\beta}$ ;  $K_{F\beta}$  – коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;

$K_{HV}$ ;  $K_{FV}$  – коэффициенты, учитывающие внутреннюю динамическую нагрузку;

$K_{H\alpha}$ ;  $K_{F\alpha}$  – коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки между зубьями.

Неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий возникает вследствие упругих деформаций валов и их опор, погрешности направления зубьев, полученной при изготовлении.

Вследствие указанных причин, сопряженные поверхности зубьев соприкасаются не по всей длине зуба (рис. 8.63, а). И только под нагрузкой возможно частичное или полное соприкосновение (рис. 8.63, б), но нагрузка по контактной линии распределяется неравномерно (рис. 8.63, в). Неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий оценивается коэффициентами концентрации нагрузки  $K_{H\beta}$ ;  $K_{F\beta}$ . Эти коэффициенты зависят от угла перекоса, ширины колес, расположения колес относительно опор (рис. 8.63, д, е, ж). Для их снижения применяют также продольную модификацию зуба по ширине зубчатого венца (рис. 8.63, г)

При проектировочном расчете передачи коэффициенты  $K_{H\beta}$ ;  $K_{F\beta}$  находят по графикам, рекомендованным в ГОСТ 21354-87 (рис. 8.64).

Динамическая нагрузка зубьев в зацеплении, оцениваемая коэффициентами  $K_{HV}$ ;  $K_{FV}$ , связана с погрешностями основного шага, деформациями зубьев от изгиба под нагрузкой, переменной жесткостью зубьев и опор валов, с окружной скоростью.

Безударная работа зубчатой передачи возможна только теоретически при равенстве основных шагов шестерни и колеса  $P_{b1} = P_{b2}$ . Однако в реальной передаче этого не существует и  $P_{b1} \neq P_{b2}$ .

Поэтому при пересопряжении зубьев возникают дополнительные динамические нагрузки (удары), физическая сторона которых рассмотрена ранее и показана на рис. 8.55, 8.56.

В работающей зубчатой передаче сила в зацеплении увеличивается на величину динамической добавки  $\Delta F$ . Динамическую силу определяют по зависимости

$$F_d = F + \Delta F = F \cdot K_V, \quad (8.72)$$

где  $K_V$  – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку.

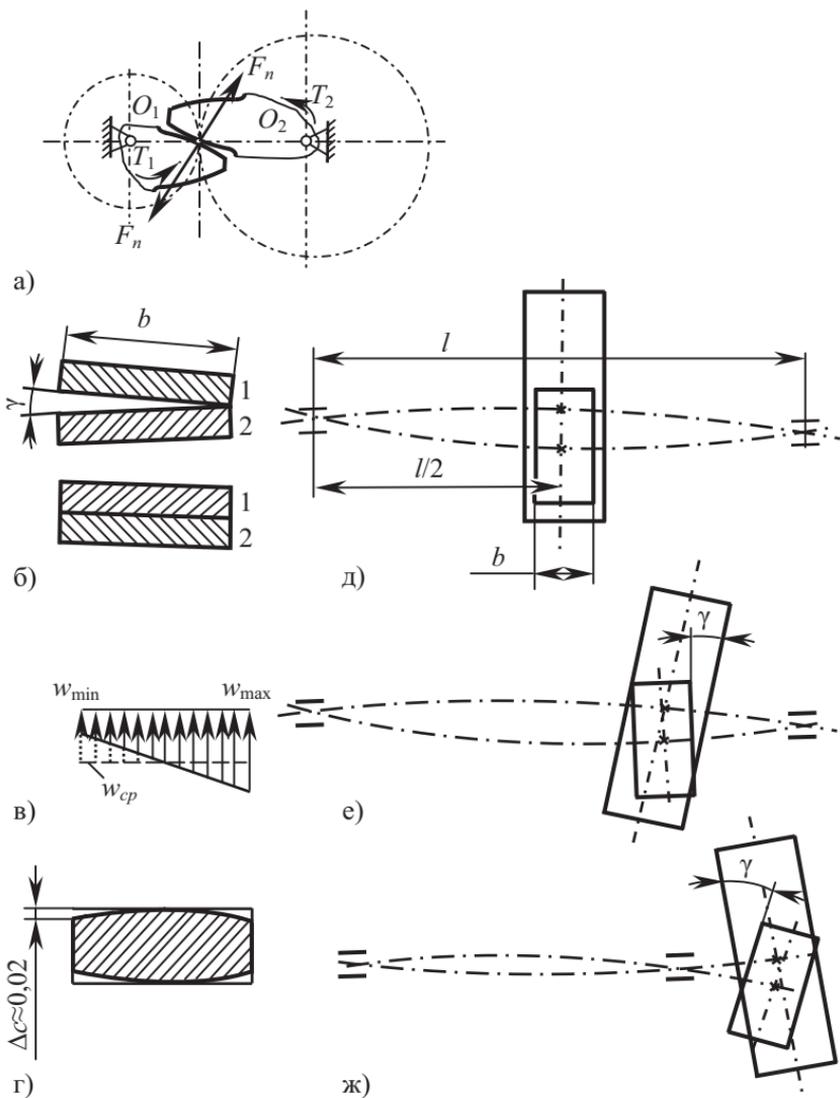


Рис. 8.63. Концентрация нагрузки в зависимости от расположения колес относительно опор:  
 $w$  – удельная окружная сила

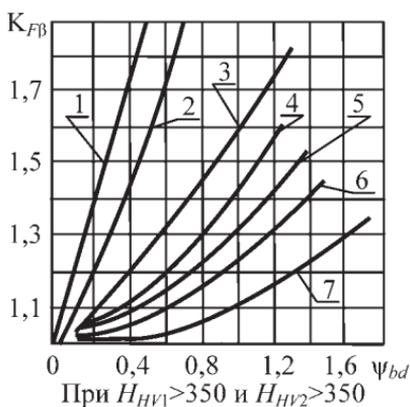
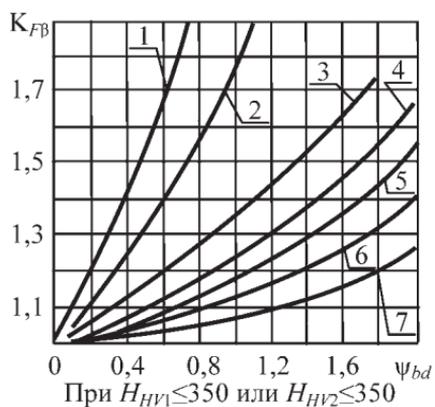
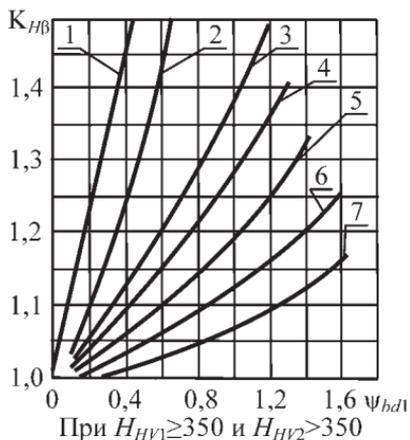
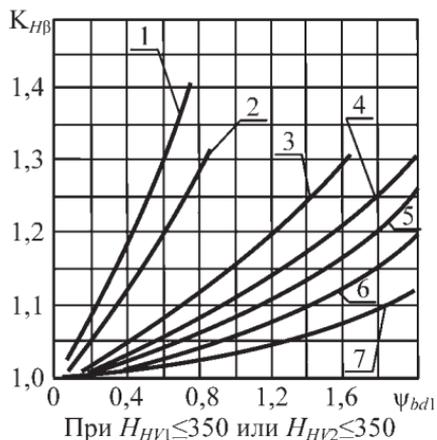
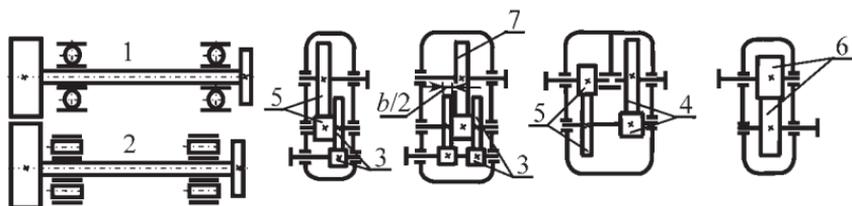


Рис. 8.64. Графики для ориентировочного определения коэффициентов  $K_{H\beta}$  и  $K_{F\beta}$

Расчет коэффициента  $K_V$  не менее сложен, чем расчет коэффициента  $K_\beta$ .

Для приближенных расчетов можно принимать значения  $K_{HV}$  и  $K_{FV}$  по табл. 8.5 [49].

Таблица 8.5

**Коэффициент динамической нагрузки  
(числитель – прямозубые, знаменатель – косозубые передачи) [49]**

Степень точности по ГОСТ 1643-81	Твердость поверхности зубьев	$K_{HV}$					$K_{FV}$				
		$v, \text{ м/с}$									
		1	5	10	15	20	1	5	10	15	20
7	$H_1$ или $H_2 > 350 \text{ HB}$	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,12}{1,05}$	$\frac{1,25}{1,10}$	$\frac{1,37}{1,15}$	$\frac{1,50}{1,20}$	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,12}{1,05}$	$\frac{1,25}{1,10}$	$\frac{1,37}{1,15}$	$\frac{1,50}{1,20}$
	$H_1$ или $H_2 < 350 \text{ HB}$	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,20}{1,08}$	$\frac{1,40}{1,16}$	$\frac{1,60}{1,24}$	$\frac{1,80}{1,32}$	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,40}{1,16}$	$\frac{1,80}{1,32}$	–	–
8	$H_1$ или $H_2 > 350 \text{ HB}$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,30}{1,12}$	$\frac{1,45}{1,18}$	$\frac{1,60}{1,24}$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,30}{1,12}$	$\frac{1,45}{1,18}$	$\frac{1,60}{1,24}$
	$H_1$ или $H_2 < 350 \text{ HB}$	$\frac{1,05}{1,02}$	$\frac{1,24}{1,10}$	$\frac{1,48}{1,19}$	$\frac{1,72}{1,29}$	$\frac{1,96}{1,38}$	$\frac{1,10}{1,04}$	$\frac{1,48}{1,19}$	$\frac{1,96}{1,38}$	–	–
9	$H_1$ или $H_2 > 350 \text{ HB}$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,35}{1,14}$	$\frac{1,52}{1,21}$	$\frac{1,70}{1,28}$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,35}{1,14}$	$\frac{1,52}{1,21}$	$\frac{1,70}{1,28}$
	$H_1$ или $H_2 < 350 \text{ HB}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,56}{1,22}$	$\frac{1,84}{1,34}$	–	$\frac{1,11}{1,04}$	$\frac{1,56}{1,22}$	–	–	–

Коэффициенты  $K_{HV}$ ,  $K_{FV}$ , учитывающие динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса, определяют по формулам

$$K_{HV} = 1 + v_H = 1 + \frac{w_{HV} \cdot b_w}{F_{tH} \cdot K_A}; \quad (8.73)$$

$$K_{FV} = 1 + v_F = 1 + \frac{w_{FV} \cdot b_w}{F_{tF} \cdot K_A}; \quad (8.74)$$

где  $b_w$  – ширина зубчатого венца, мм;  $F_t$  – окружная сила в зацеплении, Н;  $K_A$  – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку, не учтенную в циклограмме нагружения;  $w_v$  ( $w_{HV}$ ,  $w_{FV}$ ) – удельная окружная динамическая сила, Н/мм (нагрузка на единицу длины контактной линии в зацеплении), определяемая по формулам:

$$w_{Hv} = \delta_H \cdot g_o \cdot v \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}}; \quad (8.75)$$

$$w_{Fv} = \delta_F \cdot g_o \cdot v \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \quad (8.76)$$

где  $v$  – окружная скорость, м/с;  $a_w$  – межосевое расстояние, мм;  $u$  – передаточное отношение;  $g_o$  – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса; например при модуле  $m \leq 3,55$  для степеней точности по ГОСТ 1643-81 6, 7, 8, 9 числовые значения коэффициента  $g_o = 3,8; 4,7; 5,6; 7,3$  соответственно [41];  $\delta$  – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев. При твердости зубьев по Виккерсу имеем следующие значения коэффициентов [41] (табл. 8.6.)

Таблица 8.6

Значения коэффициентов  $\delta_H, \delta_F$

Твердость	Вид зубьев	$\delta_H$	$\delta_F$
$H_1 \leq 350 HV$ или $H_2 \leq 350 HV$	Прямые зубья без модификации головки	0,06	0,16
	Прямые зубья с модификацией головки	0,04	0,11
	Косые зубья	0,02	0,06
$H_1 > 350 HV$ и $H_2 > 350 HV$	Прямые зубья без модификации головки	0,14	0,16
	Прямые зубья с модификацией головки	0,10	0,11
	Косые зубья	0,04	0,06

С целью уменьшения динамических нагрузок в зацеплении рекомендуют применять [49]:

- повышение точности изготовления зубчатых колес (уменьшается погрешность основного шага);
- применять фланкирование зубьев для снижения ударов при входе зубьев в зацепление;
- увеличивать коэффициент перекрытия  $\epsilon_\alpha$ ;
- уменьшать массу обода в быстроходных передачах;
- применять конструктивное демпфирование колебаний (демпфирующие опоры, составные зубчатые колеса с демпфирующими элементами).

Коэффициенты  $K_{H\alpha}, K_{F\alpha}$ , учитывающие распределение нагрузки между зубьями, зависят от средней квадратичной суммарной погрешности основных шагов шестерни и колеса, суммарной податливости зубьев и их склонности к приработке и определяются в ГОСТ 21354-87 по таблицам 6 и 13.

В приближенных расчетах принимают для прямозубых передач



$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1.$$

Величину  $K_{H\alpha}$  рекомендуют определять по формулам [59]:  
для прямозубых передач

$$K_{H\alpha} = 1 + 0,06(n_{\text{ст}} - 5) \leq 1,25;$$

для косозубых передач

$$K_{H\alpha} = 1 + C(n_{\text{ст}} - 5) \leq 1,6,$$

где  $n_{\text{ст}}$  – степень точности зубчатых колес по ГОСТ 1643-81;  $C$  – коэффициент, принимаемый 0,15 при  $H_1$  и  $H_2 > 350 \text{ HB}$  и  $C = 0,25$  при  $H_1$  и  $H_2 \leq 350 \text{ HB}$  или  $H_1 > 350 \text{ HB}$ , а  $H_2 \leq 350 \text{ HB}$ ;  $5 \leq n_{\text{ст}} \leq 9$ .

В расчетах на изгиб полагают  $K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$

#### 8.12.4. Допускаемые напряжения

В процессе работы зубчатой передачи зубья последовательно входят в зацепление и нагружаются по отнулевому циклу. Выбор допускаемых напряжений для такого вида нагружения производится с использованием кривых усталости, которые получают экспериментальным путем.

На рис. 8.65 показан общий вид кривой усталости, построенной в координатах:  $\sigma$  – напряжение цикла;  $N$  – число циклов нагружения до разрушения образца.

Кривые усталости удобно строить в полулогарифмических координатах, так как с уменьшением напряжения число циклов до разрушения образца растет очень быстро.

У кривой усталости выделяют два участка: наклонный до точки  $G$  и почти горизонтальный после точки  $G$ .

Число циклов нагружения, соответствующее точке перелома кривой усталости, называют **базовым числом циклов**  $N_G$ , а напряжение, соответствующее базовому числу циклов, называют **пределом выносливости**  $\sigma_{\text{lim}}$ . Для контактных напряжений предел выносливости обозначают  $\sigma_{H\text{lim}}$ , а для напряжений изгиба  $\sigma_{F\text{lim}}$ .

Если действующее напряжение не будет превосходить предела выносливости, то передача может работать длительное время, но если наоборот – то ограниченное время. Когда передача рассчитывается на заданный срок службы и число циклов нагружения окажется меньше базового, то напряжение можно повысить. На рис. 8.65 это показано стрелками.

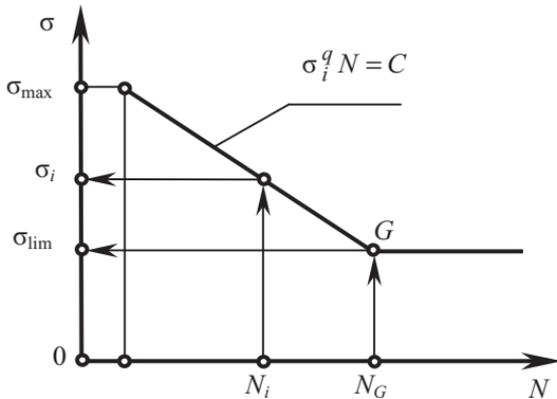


Рис. 8.65. Общий вид кривой усталости

Наклонный участок кривой усталости описывается уравнением:

$$\sigma_i^q \cdot N_i = C, \quad (8.77)$$

где  $q$  – показатель степени ( $q = 6 \dots 9$ );  $C$  – постоянное число для заданной твердости материала и его химсостава.

**Допускаемые контактные напряжения** принято в ГОСТ 21354-87 обозначать  $\sigma_{HP}$  и определять отдельно для шестерни и колеса по формуле

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_{Hmin}} \cdot Z_N Z_R Z_V Z_L Z_X. \quad (8.78)$$

В качестве допускаемого контактного напряжения принимают:

- для прямозубых передач минимальное из  $\sigma_{HP1}$  и  $\sigma_{HP2}$ ;
- для косозубых и шевронных  $\sigma_{HP} = 0,45(\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) \geq \sigma_{HPmin}$ , при выполнении условия  $\sigma_{HP} \leq 1,25\sigma_{HPmin}$ .

Входящие в формулу (8.78) величины имеют следующие наименования и значение.

**Предел контактной выносливости**  $\sigma_{Hlim}$ , который соответствует базовому числу циклов  $N_{HG}$ , зависит от материала и его твердости и определяется по табл. 8.7.

**Минимальный коэффициент запаса прочности**  $S_{Hmin}$  – интегрально учитывает приближенный характер метода расчета, и его принимают:

- для зубчатых колес с однородной структурой материала  $S_{Hmin} = 1,1$ ;
- для зубчатых колес с поверхностным упрочнением  $S_{Hmin} = 1,2$ .

Для передач, выход из строя которых может привести к тяжелым последствиям, принимают  $S_{Hmin} = 1,25 \dots 1,35$ .

Предел контактной выносливости  $\sigma_{Hlim}$  [49]

Термическая или химико-термическая обработка	Средняя твердость поверхностей зубьев	Группа материалов	$\sigma_{Hlim}$ , МПа
Улучшение, нормализация	$\leq 350 HB$	Углеродистые и легированные стали	$2H_{HB} + 70$
Объемная закалка	$30...50 HRC_3$		$17H_{HRC_3} + 100$
Поверхностная закалка	$40...56 HRC_3$		$17H_{HRC_3} + 200$
Цементация, нитроцементация и закалка	$56...65 HRC_3$	Легированные стали	$23H_{HRC_3}$
Азотирование	$550...750 HV$		1050

**Коэффициент долговечности**  $Z_N$  учитывает долговечность работы передачи. Показатель степени для контактных напряжений принимают  $q = 6$ . Значение коэффициента долговечности определяют по формуле

$$Z_N = \sqrt[6]{N_{HG} / N_{Hi}} \geq 1, \text{ но } \leq \begin{cases} 2,6 & \text{при } S_{Hmin} = 1,1; \\ 1,8 & \text{при } S_{Hmin} = 1,2. \end{cases} \quad (8.79)$$

Коэффициент  $Z_N$  позволяет учесть возможность повышения допускаемых напряжений для кратковременно работающих передач, у которых  $N_{Hi} < N_{HG}$ .

Базовое число циклов перемены напряжений определяют по формуле

$$N_{HG} = 30 \cdot H_{HB}^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6 \text{ циклов} \quad (8.80)$$

При  $H > 600 HB$  ( $HRC_3 \approx 58$ ) базовое число циклов принимают  $N_{HG} = 120 \cdot 10^6$  циклов.

Число циклов перемены напряжений, соответствующее заданному сроку службы при постоянном режиме работы:

$$N_{Hi} = N_{HK} = 60 \cdot n \cdot c \cdot L_h \quad (8.81)$$

где  $N_{Hi}$  – текущее значение числа циклов напряжений;  $N_{HK}$  – число циклов напряжений, соответствующее заданному сроку службы;  $n$  – частота вращения того из колес, по материалу которого определяют допускаемое напряжение,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $c$  – число зацеплений зуба за один оборот;  $L_h$  – время работы передачи в часах.

Для большинства случаев на практике получается  $N_{HK} > N_{HG}$ .

Наиболее тяжелым для зубчатой передачи является постоянный режим нагружения.



При работе передачи с переменной нагрузкой в формулу (8.79) вместо  $N_{Hi}$  подставляют эквивалентное число циклов перемен напряжений  $N_{HE}$ . Определение  $N_{HE}$  рассмотрено ниже.

**Коэффициент**  $Z_R$  учитывает шероховатость сопряженных поверхностей зубьев колес, и его принимают для того из колес пары, шероховатость зубьев которого более грубая.

Для  $R_a = 1,25 \dots 0,63 \Rightarrow Z_R = 1$ ;

Для  $R_a$  от 2,5 до 1,25  $\Rightarrow Z_R = 0,95$ ;

Для  $R_Z$  от 40 до 10  $\Rightarrow Z_R = 0,9$ .

**Коэффициент**  $Z_v$ , учитывающий окружную скорость, определяют по формулам:

$$\text{При } H \leq 350HV \Rightarrow Z_v = 0,85 \cdot v^{0,1}; \quad (8.82)$$

$$\text{При } H > 350HV \Rightarrow Z_v = 0,925 \cdot v^{0,05}; \quad (8.83)$$

где  $v$  – окружная скорость, м/с,  $HV$  – твердость по Виккерсу.

**Коэффициент**  $Z_L$ , учитывающий влияние смазки, рекомендуется принимать  $Z_L = 1$ .

**Коэффициент**  $Z_X$ , учитывающий размер зубчатого колеса, определяют по формуле

$$Z_X = \sqrt{1,07 - 10^{-4}d}. \quad (8.84)$$

При  $d < 700$  мм принимают  $Z_X = 1$ .

**Максимальные допускаемые контактные напряжения** назначают для предотвращения остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя, подвергнутого упрочнению.

Для сталей, подвергнутых объемной закалке или улучшению:

$$\sigma_{HPmax} = 2,8\sigma_T, \quad (8.85)$$

где  $\sigma_T$  – напряжение предела текучести, МПа;

для зубьев, подвергнутых цементации или контурной закалке ТВЧ,

$$\sigma_{HPmax} = 44 \cdot H_{HRC}, \quad (8.86)$$

для азотированных зубьев

$$\sigma_{HPmax} = 3 \cdot H_{HV}, \quad (8.87)$$

где  $H_{HV}$  – твердость по Виккерсу.

**Допускаемые напряжения изгиба** на переходной поверхности зуба определяют [41] по формуле:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} \cdot Y_N Y_\delta Y_R Y_X, \quad (8.88)$$

где

$$\sigma_{F \lim b} = \sigma_{F \lim b}^o Y_T Y_Z Y_g Y_d Y_A; \quad (8.89)$$

$\sigma_{F \lim b}$  – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, МПа;  $\sigma_{F \lim b}^o$  – числовые значения по [41] предела выносливости зубьев при изгибе;

$Y_T$  – коэффициент, учитывающий технологию изготовления;  $Y_Z$  – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки;  $Y_g$  – коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба;  $Y_d$  – коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности;  $Y_A$  – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки;  $S_F$  – коэффициент запаса прочности;  $Y_N$  – коэффициент долговечности;  $Y_\delta$  – коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений;  $Y_R$  – коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности;  $Y_X$  – коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса.

Для учебных целей в ряде работ [49], [59], [103] не учитывают коэффициенты, близкие к единице, для наиболее широко распространенных методов обработки зубьев, и тогда зависимость (8.88) упрощается и принимает вид

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} \cdot Y_N Y_R Y_A Y_Z. \quad (8.90)$$

Значения  $\sigma_{F \lim b}$  и  $S_F$  приведены в табл. 8.8 [49].

**Коэффициент долговечности**  $Y_N$  определяется по формуле

$$Y_N = q_F \sqrt{\frac{N_{F \lim}}{N_K}} \geq 1, \quad (8.91)$$

где  $N_{F \lim}$  – базовое число циклов напряжений; рекомендуют принимать  $N_{F \lim} = 4 \cdot 10^6$  для всех сталей;  $N_K$  – число циклов напряжений, соответствующее заданному сроку службы;  $q_F$  – показатель степени кривой усталости принимают:

– для зубчатых колес с однородной структурой материала и зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью  $q_F = 6$ ;

– для зубчатых колес азотированных, цементированных и нитроцементированных с нешлифованной переходной поверхностью  $q_F = 9$ .

Максимальные значения  $Y_N$ :

$$Y_{N \max} = 4 \text{ при } q_F = 6;$$

$$Y_{N \max} = 2,5 \text{ при } q_F = 9.$$



При работе передачи с переменной нагрузкой в формулу (8.91) вместо  $N_K$  подставляют эквивалентное число циклов перемен напряжений  $N_{FE}$ .

Таблица 8.8

**Пределы выносливости  $\sigma_{Flimb}$  и коэффициенты  $S_F$  для зубьев стальных зубчатых колес при работе одной стороной\***

Термическая обработка	Твердость зубьев		Марки сталей	$\sigma_{Flim}$ , МПа	$S_F$	
	на поверхности	в сердцевине				
Нормализация, улучшение	180...350 HB		40, 45, 40X, 40XH, 35 XM	1,75 $H_{HB}$	1,7	
Объемная закалка	45...55 HRC <sub>3</sub>		40X, 40XH, 40XФА	500...580*	1,7	
Закалка ТВЧ сквозная с охватом впадин	48...55 HRC <sub>3</sub>		40X, 35XM, 40XH	500...600	1,7	
Закалка ТВЧ повторяет контур впадины	56...62 HRC <sub>3</sub>	27...35 HRC <sub>3</sub>	60X, 60XH, У6	700	1,7	
	48...52 HRC <sub>3</sub>	- // -	40XH, 35XM	600...700	- // -	
Азотирование	700...960 HV	24...40 HRC <sub>3</sub>	38X2Ю, 38X2МЮА	12 $H_{сердц}$ HRC + 90	1,7	
	550...750 HV	- // -	40X, 40XФА, 40X2НМА	- // -	- // -	
Цементация с автоматическим регулированием процесса	57...63 HRC <sub>3</sub>	30...40 HRC <sub>3</sub>	18ХГТ, 20ХН, 12ХН3А	850...950	1,55	
Цементация	57...62 HRC <sub>3</sub>		- // -	Легированные	700...800	1,65
Нитроцементация с автоматическим регулированием процесса	57...63 HRC <sub>3</sub>		- // -	25ХГМ	1000	1,55
		- // -	25ХГТ, 30ХГТ, 35Х	750	- // -	

\* Подробнее в ГОСТ 21354-87, табл. 14-17.

**Коэффициент  $Y_R$** , учитывающий шероховатость переходной поверхности, принимают:

для шлифования и зубофрезерования при  $R_Z \leq 40$  мкм  $\Rightarrow Y_R = 1$ ;

для полирования  $Y_R$  назначают в зависимости от способа термического упрочнения:

– при цементации, нитроцементации, азотировании  $Y_R = 1,05$ ;

– при нормализации и улучшении  $Y_R = 1,2$ .



**Коэффициент**  $Y_A$  учитывает влияние двустороннего приложения нагрузки (реверс). При одностороннем действии нагрузки  $Y_A = 1$ .

**Коэффициент**  $Y_Z$ , учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса, принимают: поковка, штамповка,  $Y_Z = 1$ ; прокат  $Y_Z = 0,9$ , литая заготовка  $Y_Z = 0,8$ .

**Максимальные допускаемые напряжения изгиба**  $\sigma_{FP\max}$  определяют раздельно для шестерни и для колеса.

$$\sigma_{FP\max} \approx \sigma_{F\lim b} \cdot Y_{N\max} \cdot K_{St} / S_{FSI}, \quad (8.92)$$

где  $\sigma_{F\lim b}$  по табл. 8.8,  $Y_{N\max} = 2,5 \dots 4$ , устанавливается по (8.91) в предложении, что  $N_k = 10^3$  циклов нагружений, а  $N_{F\lim b} = 4 \cdot 10^6$ ; тогда при  $q_F = 6$   $Y_{N\max} = 4$ , при  $q_F = 9$   $Y_{N\max} = 2,5$ ;

$K_{St}$  – коэффициент, учитывающий повышение предельных напряжений при однократном ударе по сравнению с  $10^3$  циклов (при  $q_F = 6 \Rightarrow K_{St} = 1,3$ ; при  $q_F = 9 \Rightarrow K_{St} = 1,2$ );

$S_{FSI} = 1,75$  – коэффициент безопасности.

### 8.13. Учет нагрузок, изменяющихся во времени

Значительное количество зубчатых передач работает в условиях переменных нагрузок. Если производить расчет таких передач по максимальным нагрузкам, то это приведет к утяжелению конструкции. Поэтому расчет ведут с учетом действия переменных нагрузок.

Обычно в техническом задании дается закон нагружения передачи в виде графика в координатах: нагрузка (вращающий момент) и время работы или число циклов нагружения.

В качестве примера на рис. 8.66 приведена циклограмма нагружения передачи для постоянного и переменного режимов с нагрузкой в виде вращающего момента.

Максимальные моменты, действующие кратковременно, используют в расчетах на отсутствие остаточных деформаций или хрупкого разрушения зубьев.

К таким относят нагрузки, действие которых за весь срок службы составляют: для контактных напряжений  $N_{H\min} \leq 0,03N_{HG}$ ; для напряжений изгиба  $N_{F\min} \leq 10^3$  циклов нагружения. При расчете зубьев на выносливость рекомендуют использовать длительно действующий вращающий момент  $T_{\max} = T_1$  с суммарным числом циклов  $N_1 \geq 5 \cdot 10^4$ . Переменный режим нагружения заменяют эквивалентным по



стоянным с  $T_1 = T_{\max}$ . Эквивалентное число циклов определяют по формулам

$$N_{HE} = \mu_H \cdot N_K ; N_{FE} = \mu_F \cdot N_K , \quad (8.93)$$

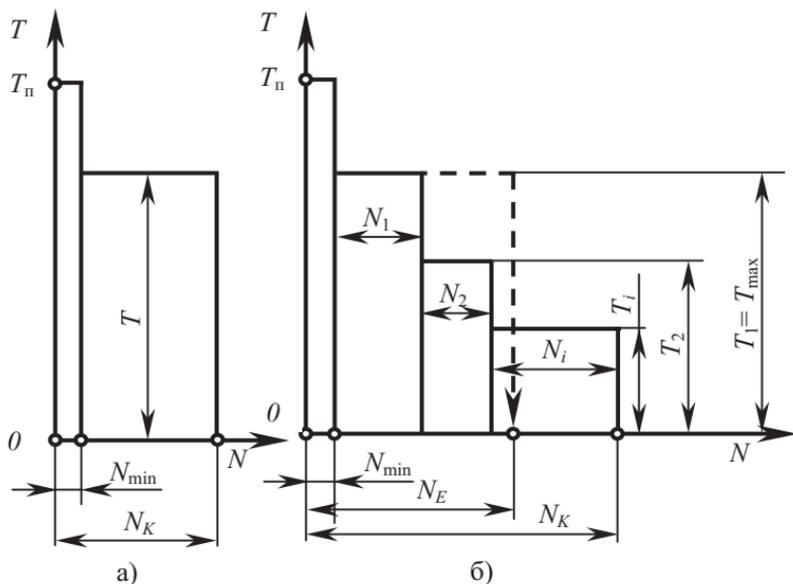


Рис. 8.66. Циклограмма моментов нагружения передачи [49]:  
 а – постоянный режим; б – переменный режим с заменой эквивалентным постоянным

где  $N_K$  – число циклов за срок службы (по формуле 8.81);  $\mu_H$ ,  $\mu_F$  – коэффициенты, зависящие от типового режима и принимаемые по табл. 8.9.

Установлено, что большинство режимов нагружения современных машин может быть сведено к шести типовым режимам, представленным в ГОСТ 21354-87 (рис. 8.67).

Замена фактической циклограммы на типовой режим нагружения существенно упрощает расчеты.

## Коэффициенты для вычисления эквивалентного числа циклов [41, 49]

Номер режима (рис. 8.67)	$\mu_H$	$\mu_F^*$
0	1	1
1	0,500	0,300/0,200
2	0,250	0,143/0,100
3	0,180	0,065/0,036
4	0,125	0,038/0,016
5	0,063	0,013/0,004

\* Числитель для зубчатых колес с однородной структурой, включая ТВЧ со сквозной закалкой, и для шлифованной переходной поверхности независимо от твердости ( $q_F = 6$ ). Знаменатель для зубчатых колес азотированных, цементированных и нитроцементированных с нешлифованной переходной поверхностью ( $q_F = 9$ ).

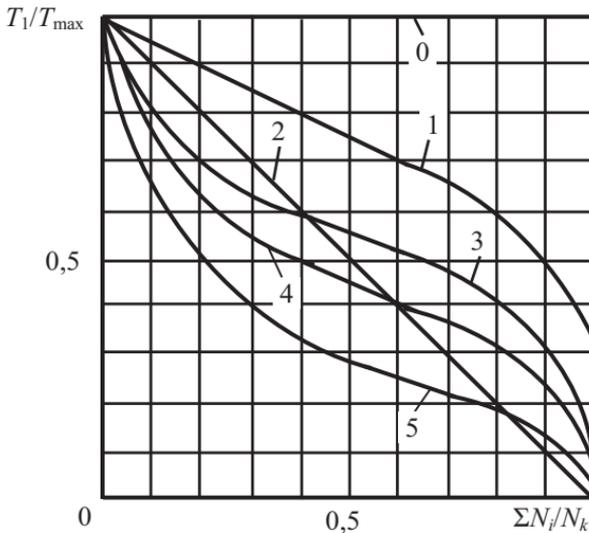


Рис. 8.67. Типовые режимы нагружения:  
 0 – постоянный; 1 – тяжелый; 2 – средний равновероятный;  
 3 – средний нормальный; 4 – легкий; 5 – особо легкий

## 8.14. Расчет геометрических и кинематических параметров зубчатой передачи

Исходными данными для расчета геометрических размеров зубчатой передачи являются: межосевое расстояние, модуль, число зубьев шестерни (колеса), передаточное число (если дробное, то с тремя значащими цифрами после запятой), угол наклона линии зуба, коэффициенты смещения и коэффициент воспринимаемого смещения. Для расчета геометрических размеров зубчатых колес, составляющих передачу, необходимо располагать параметрами исходного контура, коэффициентами смещения шестерни и колеса, модулем и числами зубьев.

По ГОСТ 13755-81 приняты следующие параметры исходного контура: угол профиля  $\alpha = 20^\circ$ , коэффициент высоты головки  $h_{\alpha}^* = 1$ ; коэффициент граничной высоты  $h_f^* = 2,0$ ; коэффициент радиального зазора  $c^* = 0,25$ .

В процессе проектирования зубчатой передачи можно выделить два различных подхода:

- проектирование передачи при свободном выборе межосевого расстояния;
- проектирование передачи при заданном межосевом расстоянии.

Последнее имеет место при ремонте и замене зубчатых колес в машине, расчете соосных передач в редукторах и коробках перемены передач и др.

Последовательность расчета геометрических и кинематических параметров зубчатой передачи для стандартных параметров исходного контура приведена в табл. 8.10 [40].

*Таблица 8.10*

**Геометрические и кинематические параметры зубчатой передачи, используемые в расчете на прочность**

Наименование параметра и обозначение	Расчетные формулы и указания	
	$a_w$ задано	$x_1$ и $x_2$ заданы
1	2	3
1. Делительное межосевое расстояние $a$	$a = (z_1 + z_2) \cdot m / (2 \cdot \cos \beta)$	
2. Угол профиля исходного контура $\alpha$	$\alpha = 20^\circ$ по ГОСТ 13755-81	
3. Делительный угол профиля в торцовом сечении $\alpha_t$	$\alpha_t = \arctg \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$	



1	2	3	
4. Угол зацепления $\alpha_{tw}$	Определяют из формулы $\cos \alpha_{tw} = \frac{a}{a_w} \cos \alpha_t$	Определяют из формулы с использованием таблиц эвольвентной функции [81,107] $\text{inv } \alpha_{tw} = \frac{2x_\Sigma \cdot \text{tg } \alpha}{Z_\Sigma} + \text{inv } \alpha_t$	
5. Основной угол наклона $\beta_B$		$\beta_B = \arcsin(\sin \beta \cdot \cos \alpha)$	
6. Коэффициент суммы смещений $x_\Sigma$		$x_\Sigma = x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \text{tg } \alpha} \cdot (\text{inv } \alpha_{tw} - \text{inv } \alpha)$	$x_\Sigma = x_1 + x_2$
7. Коэффициент смещения	шестерни $x_1$	Распределение $x_\Sigma$ на $x_1$ и $x_2$ по ГОСТ 16532-83	задано
	колеса $x_2$		задано
8. Межосевое расстояние $a_w$		$a_w = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2 \cdot \cos \beta} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}}$	
9. Делительный диаметр $d$	шестерни $d_1$	$d_1 = z_1 m / \cos \beta$	
	колеса $d_2$	$d_2 = z_2 m / \cos \beta$	
10. Начальный диаметр $d_w$	шестерни $d_{w1}$	$d_{w1} = 2a_w / (u + 1)$	
	колеса $d_{w2}$	$d_{w2} = 2a_w u / (u + 1)$	
11. Коэффициент воспринимаемого смещения $y$		$y = (a_w - a) / m$	
12. Коэффициент уравнительного смещения $\Delta_y$		$\Delta_y = x_\Sigma - y$	
13. Диаметр вершин зубьев $d_a$	шестерни $d_{a1}$	$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1 - \Delta_y) \cdot m$	
	колеса $d_{a2}$	$d_{a2} = d_2 + 2(h_a^* + x_2 - \Delta_y) \cdot m$	
14. Диаметр впадин зубьев $d_f$	шестерни $d_{f1}$	$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1) \cdot m$	
	колеса $d_{f2}$	$d_{f2} = d_2 - 2(h_a^* + c^* - x_2) \cdot m$	
15. Ширина венца $b$	шестерни $b_1$	$b_1 = \psi_{ba} a_w + 5$	
	колеса $b_2$	$b_2 = \psi_{ba} a_w$	
16. Угол профиля зуба на окружности вершин	шестерни $\alpha_{a1}$	$\cos \alpha_{a1} = d_1 \cdot \cos \alpha_t / d_{a1}$	
	колеса $\alpha_{a2}$	$\cos \alpha_{a2} = d_2 \cdot \cos \alpha_t / d_{a2}$	

1	2	3
17. Составляющие коэффициента торцового перекрытия $\varepsilon_\alpha$	шестерни $\varepsilon_{\alpha 1}$	$\varepsilon_{\alpha 1} = z_1(\operatorname{tg}\alpha_{\alpha 1} - \operatorname{tg}\alpha_{\alpha w})/(2 \cdot \pi)$
	колеса $\varepsilon_{\alpha 2}$	$\varepsilon_{\alpha 2} = z_2(\operatorname{tg}\alpha_{\alpha 2} - \operatorname{tg}\alpha_{\alpha w})/(2 \cdot \pi)$
18. Коэффициент торцового перекрытия $\varepsilon_\alpha$		$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{\alpha 1} + \varepsilon_{\alpha 2}$
19. Коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta$		$\varepsilon_\beta = b_w \cdot \sin\beta / (\pi \cdot m)$
20. Суммарный коэффициент перекрытия $\varepsilon_\gamma$		$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$
21. Эквивалентные числа зубьев	шестерни $z_{v1}$	$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3\beta}$
	колеса $z_{v2}$	$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3\beta}$
22. Окружная скорость $V$ , м/с		$V = \pi \cdot d_{w1} \cdot n_1 / (60 \cdot 1000)$

Примечания:

1. Размеры колес и передачи в мм.
2. Для прямозубых передач  $\beta=0$ ,  $\alpha_f=\alpha$ .
3. При  $a_w = a$  имеем  $\alpha_{fw}=\alpha_f$ ,  $x_\Sigma=0$ ,  $d_w=d$ ,  $y=0$ ,  $\Delta y=0$ .
4. При  $x_\Sigma=0$  имеем  $\alpha_{fw}=\alpha_f$ ,  $a_w = a$ ,  $d_w=d$ ,  $y=0$ ,  $\Delta y=0$ .
5. Рабочую ширину венца  $b_w$  принимать равной  $b_2$ .
6. Расчетные формулы в пп. 13, 14 даны применительно к инструменту реечного типа.

В курсовом проектировании прямозубые передачи следует выполнять со смещением в тех случаях, когда необходимо вписаться в заданное межосевое расстояние (и решить эту задачу не удастся подбором  $z_1$ ,  $z_2$ ,  $m$ ) или когда возникает необходимость выполнить передачу с малыми числами зубьев. В этих случаях правильность назначения  $x_1$  и  $x_2$  необходимо проверять по блокирующим контурам [40, 107]. Косо-зубые и шевронные передачи можно выполнять без смещения, принимая изложенные выше рекомендации по назначению  $z_1$ .

### 8.15. Проверочный расчет цилиндрических зубчатых передач на контактную выносливость

Контактная выносливость передачи устанавливается сопоставлением действующего в полосе зацепления расчетного и допускаемого

контактных напряжений. Такой расчет по ГОСТ 21354-87 считается основным.

Зубчатая передача отработает заданный срок службы, если будет выдержано условие:

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}, \quad (8.94)$$

где  $\sigma_H$  – контактное напряжение в полюсе зацепления, МПа;  $K_H$  – коэффициент нагрузки;  $\sigma_{HO}$  – контактное напряжение в полюсе зацепления при  $K_H=1$ , которое определяют по формуле:

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{tH}}{b_w \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}}; \quad (8.95)$$

$\sigma_{HP}$  – допускаемое контактное напряжение, МПа.

Коэффициент нагрузки  $K_H$  находят по формуле:

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}. \quad (8.96)$$

Параметры, входящие в (8.94) и (8.95), определяют по табл. 8.11.

Допускаемые контактные напряжения  $\sigma_{HP}$  определяют отдельно для шестерни и колеса по формуле:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{HPlim} \cdot Z_N}{S_H} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_L \cdot Z_X, \quad (8.97)$$

уточняя значения коэффициентов  $Z_R, Z_V, Z_L, Z_X$ .

Значения  $Z_R$ , общие для шестерни и колеса, принимают для того из зубчатых колес пары, зубья которого имеют более грубую шероховатость поверхности, оцениваемую по ГОСТ 2789-73.

Для  $R_a=1,25 \dots 0,63$  мкм,  $Z_R=1$ ;

для  $R_a=2,5 \dots 1,25$  мкм,  $Z_R=0,95$ ;

для  $R_z=40 \dots 10$  мкм,  $Z_R=0,9$ .

Значения  $Z_V$  находят по формулам:

при  $H \leq 350$  HB  $Z_V=0,85 \cdot V^{0,1}$  при  $V > 5$  м/с;

при  $H > 350$  HB  $Z_V=0,925 \cdot V^{0,05}$  при  $V > 5$  м/с;

при  $V < 5$  м/с  $Z_V=1$  при любой твердости зубьев.

Значения  $Z_X$  для  $d > 700$  мм определяют по формуле

$$Z_X = \sqrt{1,07 - 10^{-4} \cdot d}. \text{ При } d < 700 \text{ мм, } Z_X=1.$$

Коэффициент  $Z_L=1$  (учитывает влияние смазки).

Для прямозубой передачи за допускаемое напряжение принимают  $\sigma_{HP} = \min\{\sigma_{HP1}, \sigma_{HP2}\}$ . Для косозубых передач допускаемое напряжение рассчитывают по формуле  $\sigma_{HP} = 0,45 \cdot (\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) < 1,25 \cdot \sigma_{HPmin}$ .

В случае необходимости уточненных расчетов следует  $\sigma_{HP}$  определять по [41].



## Формулы и указания к расчету на контактную выносливость

Наименование параметра	Расчетные формулы и указания
1	2
1. Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления $Z_H$	$Z_H = \frac{1}{\cos\alpha_t} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \cos\beta_b}{\operatorname{tg}\alpha_{tw}}}$
2. Коэффициент, учитывающий механические свойства материала шестерни и колеса $Z_E$	$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left( \frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right)}}$ При $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$ ; $Z_E = 190$
3. Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий $Z_\epsilon$	$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4-\epsilon_\alpha}{3}}$ при $\epsilon_\beta = 0$ ; $Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}}$ при $\epsilon_\beta \geq 1$ $Z_\epsilon = \sqrt{\frac{(4-\epsilon_\alpha) \cdot (1-\epsilon_\beta)}{3} + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}}$ при $\epsilon_\beta < 1$
4. Окружная сила на делительном цилиндре $F_{Ht}$ , $H$	$F_{Ht} = 2000 \cdot T_{1H} / d_1 = 2000 \cdot T_{2H} / d_2$
5. Коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку $K_A$	$K_A = 1$ , если динамическая нагрузка учтена в циклограмме нагружения; если не учтена, то можно воспользоваться данными табл. 8.16
6. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса $K_{HV}$	Если $(V \cdot z_1) / 1000 < 1$ при $\beta = 0$ и $(V \cdot z_1) / 1000 < 1,4$ при $\beta \neq 0$ , то $K_{HV} = 1 + (W_{HV} \cdot b_w) / (F_{Ht} K_A)$
6.1.1. Коэффициент, учитывающий влияние вида передачи и модификации профиля головок зубьев $\delta_H$	Значения $\delta_H$ определяют по табл. 8.13
6.1.2. Коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса $g_0$	Значения $g_0$ определяют по табл. 8.12
7. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий $K_{H\beta}$	$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1) \cdot K_{HW}$



1	2
<p>7.1. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий в начальный период работы передачи <math>K_{H\beta}^0</math></p>	$K_{H\beta}^0 = 1 + \frac{0,4 \cdot b_w \cdot f_{ky}^0 \cdot C' \cdot \cos \alpha_i}{F_{Ht} \cdot K_A \cdot K_{HV} \cdot Z_\varepsilon^2} + K_k (b_w / d_1)^2$ <p>Для прямозубых и косозубых передач при <math>\psi_{bd} \leq 1,3</math> <math>K_k = 0,14</math>, если максимальная ордината эпюры распределения удельных нагрузок по ширине зубчатого венца расположена со стороны подвода вращающего момента; <math>K_k = -0,08</math> – в противоположном случае. Для шевронных передач с симметричным расположением относительно опор, при подводе мощности с одной стороны, при зацеплении шестерни только с одним колесом и <math>\psi_{bd} &gt; 1,3</math> коэффициент определяют по формуле</p> $K_{H\beta}^0 = 1 + 0,12 \cdot (\psi_{bd} + 0,4 \cdot \frac{b_k}{d_{w1}})^{2,56}, \text{ где } b_k \text{ – ширина канавки между полушевронами.}$
<p>7.1.1. Фактическое отклонение положения контактных линий в начальный период работы передачи <math>f_{ky}^0</math>, мкм</p>	$f_{ky}^0 = f_{KE} + f_{KZ}; f_{KE} = \frac{e_w}{\cos \beta} \cdot \operatorname{tg} \gamma, \text{ мкм – смещение от упругого перекоса осей [103 с. 183]; } f_{KZ} = \alpha_\beta \cdot F_\beta, \alpha_\beta \text{ – коэффициент, учитывающий статистическое распределение погрешностей и критерии допустимого повреждения активных поверхностей зубьев; для передач с твердостью поверхностей обоих зубчатых колес } H > 350 \text{ HV } \alpha_\beta \geq 0,5, \text{ для передач с } H \leq 350 \text{ HV хотя бы одного колеса } \alpha_\beta \geq 0,3; F_\beta \text{ – допуск на направление зуба (табл. 8.14)}$
<p>7.1.2. Удельная нормальная жесткость пары зубьев <math>C'</math>, Н/(мм.мкм)</p>	$1/C' = 0,05139 + 0,1425/Z_{V1} + 0,1860/Z_{V2} - 0,01x_1 - 0,1027 \cdot x_1/Z_{V1} + 0,00455 \cdot x_2 + 0,3762 \cdot x_2/Z_{V2} + 0,00734 \cdot x_1^2 - 0,00054 \cdot x_2^2$
<p>7.2. Коэффициент, учитывающий приработку зубьев <math>K_{HW}</math></p>	$K_{HW} = 1 - \frac{20}{(0,01 \cdot H_{HV} + 2)^2 \cdot (V + 4)^{0,25}}$ <p><math>H_{HV}</math> – для менее твердого колеса в передаче</p>
<p>8. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями <math>K_{H\alpha}</math></p>	<p>Для прямозубых передач <math>K_{H\alpha} = 1</math>. Для косозубых при <math>\varepsilon_\gamma \leq 2</math> принимают</p> $K_{H\alpha} = \frac{\varepsilon_\gamma}{2} \cdot \left( 0,9 + 0,4 \cdot \frac{c\gamma \cdot b_w \cdot (a_\alpha \cdot f_{PbE} - y_\alpha)}{F_{Ht} \cdot K_A \cdot K_{HV} \cdot K_{H\beta}} \right)$

1	2
8	<p>для косозубых при <math>\varepsilon_\gamma &gt; 2</math> и шевронных передач принимают</p> $K_{H\alpha} = 0,9 + 0,4 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (\varepsilon_\gamma - 1)}{\varepsilon_\gamma}}$ $\frac{c_\gamma \cdot b_w \cdot (a_\alpha \cdot f_{Pb\varepsilon} - y_\alpha)}{F_{tH} \cdot K_A \cdot K_{HV} \cdot K_{H\beta}}$ <p>где <math>f_{Pb\varepsilon} = \sqrt{f_{Pb1}^2 + f_{Pb2}^2}</math> (<math>f_{Pb\varepsilon}</math> – предельные отклонения шага зацепления по табл. 8.15)  <math>a_\alpha</math> – коэффициент, учитывающий статистическое распределение погрешностей и критерий допустимого повреждения активных поверхностей зубьев, для передач с твердостью поверхностей зубьев обоих колес <math>H &gt; 350HV</math> <math>a_\alpha \geq 0,3</math>, для передач с твердостью поверхности зубьев хотя бы одного колеса <math>H \leq 350HV</math> <math>a_\alpha \geq 0,2</math>. Во всех случаях должно выполняться условие:</p> $1 \leq K_{H\alpha} \leq \varepsilon_\gamma / (\varepsilon_\alpha \cdot Z_\varepsilon^2)$
8.1. Средняя удельная торцовая жесткость пары зубчатых колес $C_\gamma$ , Н/(мм·мкм)	$C_\gamma = C' \cdot (0,75 \cdot \varepsilon_\alpha + 0,25)$
8.2. Уменьшение погрешности шага зацепления в результате приработки $y_\alpha$ , мкм	Значения $y_\alpha$ находят по табл. 8.17
9. Удельная окружная сила $W_{Ht}$ , Н/мм	$W_{Ht} = F_{tH} K_H / b_w$

Таблица 8.12

**Предельная окружная динамическая сила  $W_{HV}$ ,  $W_{FV}$  и коэффициент  $g_0$ , учитывающий точность колес**

Модуль, мм	Предельные значения $W_{HV}$ , $W_{FV}$ , Н/мм				Значение коэффициента $g_0$			
	Степень точности по нормам плавности ГОСТ 1643-81							
	6	7	8	9	6	7	8	9
До 3,55	160	240	380	700	3,8	4,7	5,6	7,3
Свыше 3,55 до 10	194	310	410	880	4,2	5,3	6,1	8,2
Свыше 10	250	450	590	1050	4,8	6,4	7,3	10,0



Таблица 8.13

**Коэффициент, учитывающий вид передачи и модификацию  
профиля головок зубьев  $\delta_H$**

Твердость поверхностей зубьев	Вид зубьев	Значение $\delta_H$
При твердости $H_1 \leq 350HV$ или $H_2 \leq 350HV$	Прямые без модификации головки	0,06
	Прямые с модификацией головки	0,04
	Косые	0,02
При твердости $H_1 > 350HV$ и $H_2 > 350HV$	Прямые без модификации головки	0,14
	Прямые с модификацией головки	0,10
	Косые	0,04

Таблица 8.14

**Допуск  $F_\beta$  на направление зуба  
(нормы контакта зубьев по ГОСТ 1643-81)**

Степень точности	Обозначение	Модуль $m$ , мм	Ширина зубчатого венца (полушеврона) или длина контактной линии, мм							
			До 40	Св. 40 до 100	Св. 100 до 160	Св. 160 до 250	Св. 250 до 400	Св. 400 до 630	Св. 630 до 1000	Св. 1000 до 1250
			МКМ							
6	$F_\beta$	От 1 до 16	9	12	16	20	25	28	32	40
7		От 1 до 25	11	16	20	25	28	32	40	50
8		От 1 до 40	18	25	32	40	45	56	—	—
9		От 1 до 55	28	40	50	63	71	90	—	—

Таблица 8.15

**Предельные отклонения  $f_{pb}$  шага зацепления  
(нормы плавности работы по ГОСТ 1643-81)**

Степень точности	Обо- значе- ние	Модуль $m$ , мм	Делительный диаметр $d$ , мм				
			До 125	Св. 125 до 400	Св. 400 до 800	Св. 800 до 1600	Св. 1600 до 2500
			МКМ				
1	2	3	4	5	6	7	8
6	$f_{pb}$	От 1 до 3,5	$\pm 9,5$	$\pm 10$	$\pm 12$	$\pm 13$	$\pm 15$
		Св. 3,5...6,3	$\pm 12$	$\pm 13$	$\pm 13$	$\pm 15$	$\pm 17$
		6,3...10	$\pm 13$	$\pm 15$	$\pm 17$	$\pm 17$	$\pm 19$
		10...16	—	$\pm 17$	$\pm 19$	$\pm 19$	$\pm 21$



1	2	3	4	5	6	7	8
7		От 1 до 3,5	$\pm 13$	$\pm 15$	$\pm 17$	$\pm 19$	$\pm 21$
		Св. 3,5...6,3	$\pm 17$	$\pm 19$	$\pm 19$	$\pm 21$	$\pm 24$
		6,3...10	$\pm 19$	$\pm 21$	$\pm 24$	$\pm 24$	$\pm 26$
		10...16	–	$\pm 24$	$\pm 26$	$\pm 26$	$\pm 30$
		16...25	–	$\pm 30$	$\pm 34$	$\pm 34$	$\pm 38$
8		От 1 до 3,5	$\pm 19$	$\pm 21$	$\pm 24$	$\pm 26$	$\pm 30$
		Св. 3,5...6,3	$\pm 24$	$\pm 26$	$\pm 26$	$\pm 30$	$\pm 34$
		6,3...10	$\pm 26$	$\pm 30$	$\pm 34$	$\pm 34$	$\pm 38$
		10...16	–	$\pm 34$	$\pm 38$	$\pm 38$	$\pm 42$
		16...25	–	$\pm 42$	$\pm 48$	$\pm 48$	$\pm 53$
25...40	–	–	$\pm 60$	$\pm 60$	$\pm 67$		
9		От 1 до 3,5	$\pm 26$	$\pm 30$	$\pm 34$	$\pm 38$	$\pm 42$
		Св. 3,5...6,3	$\pm 34$	$\pm 38$	$\pm 38$	$\pm 42$	$\pm 48$
		6,3...10	$\pm 38$	$\pm 42$	$\pm 45$	$\pm 48$	$\pm 53$
		10...16	–	$\pm 48$	$\pm 53$	$\pm 53$	$\pm 60$
		16...25	–	$\pm 60$	$\pm 67$	$\pm 67$	$\pm 75$
		25...40	–	–	$\pm 85$	$\pm 85$	$\pm 95$
40...55	–	–	$\pm 106$	$\pm 118$	$\pm 118$		

Таблица 8.16

**Коэффициент внешней динамической нагрузки  $K_A$** 

Режим нагружения двигателя	Режим нагружения ведомой машины			
	Равномерный	С малой неравномерностью	Со средней неравномерностью	Со значительной неравномерностью
1	2	3	4	5
Равномерный	1,00	1,25	1,50	1,75
С малой неравномерностью	1,10	1,35	1,60	1,85
Со средней неравномерностью	1,25	1,50	1,75	2,0 и выше
Со значительной неравномерностью	1,50	1,75	2,00	2,25 и выше

Примечание. При наличии в приводе гидравлических и упругих муфт, демпфирующих колебания, табличное значение  $K_A$  можно уменьшить на 20–30% при  $K_A > 1,2$ . Примеры характерных режимов нагружения двигателей и ведомых машин приведены в [41].

Таблица 8.17

Ориентировочные значения коэффициента приработки  $y_\alpha$ 

Характеристика материала зубчатого колеса	Окружная скорость, м/с	Значение $y_\alpha$ , МКМ	Максимальное значение $y_{\alpha \max}$ , МКМ
Зубчатые колеса с однородной структурой материала	$< 5$	$\frac{160}{\sigma_{H \lim}} \cdot f_{pb}$	Без ограничений
	$5 \leq V \leq 10$		$12800/\sigma_{H \lim}$
	$> 10$		$6400/\sigma_{H \lim}$
Зубчатые колеса с поверхностным упрочнением	–	$0,075 \cdot f_{pb}$	3

Примечание. Если применяют материалы для шестерни и колеса с разными механическими свойствами, то определяют среднее арифметическое из значений приработки обоих колес.

### 8.16. Проверочный расчет зубьев на выносливость при изгибе

Выносливость зубьев, необходимая для предотвращения усталостного разрушения, будет обеспечена, если будет выдержано условие

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}, \quad (8.98)$$

где  $\sigma_F$  – расчетное местное напряжение на переходной поверхности зуба, МПа;  $\sigma_{FP}$  – допускаемое напряжение изгиба, МПа.

$$\sigma_F = \frac{F_{tF} \cdot K_F}{b \cdot m} \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \quad (8.99)$$

$$K_F = K_A \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}, \quad (8.100)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_X \quad (8.101)$$

Параметры, входящие в (8.99)...(8.101), находят по табл. 8.18, 8.19, 8.20.

### 8.17. Расчет прочности зубьев при действии максимальной нагрузки

Нагрузочная способность поверхностей зубьев при действии максимальной нагрузки  $T_{\max}$  будет обеспечена, если выдерживается условие  $\sigma_{H \max} \leq \sigma_{HP \max}$ . Напряжение  $\sigma_{H \max}$  находят по формуле

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{T_{\max} \cdot K_{H \max} / (T_H \cdot K_H)}, \quad (8.102)$$



где  $\sigma_H$  – расчетное контактное напряжение;  $T_{\max}$  – наибольшая нагрузка (вращающий момент) за данный срок службы передачи;  $K_{H \max}$  – коэффициент нагрузки, определяемый при действии нагрузки  $T_{\max}$ ,

$$K_{H \max} = K_A \cdot K_{HV}^{\max} \cdot K_{H\beta}^{\max} \cdot K_{H\alpha}^{\max} \quad (8.103)$$

Допускаемое максимальное контактное напряжение  $\sigma_{HP \max}$ , не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя, находят по формулам:

- для зубчатых колес, прошедших нормализацию, улучшение или получивших сквозную закалку с низким отпуском, принимают  $\sigma_{HP \max} = 2,8 \cdot \sigma_T$  ( $\sigma_T$  – предел текучести материала);
- для зубьев, прошедших цементацию или закалку ТВЧ по контуру, принимают  $\sigma_{HP \max} = 44 \cdot H_{HRC3}$ ;
- для азотированных зубьев  $\sigma_{HP \max} = 3 \cdot H_{HB}$ .

Прочность зубьев при изгибе максимальной нагрузкой обеспечивается, если выдерживается условие

$$\sigma_{F \max} \leq \sigma_{FP \max} \quad (8.104)$$

$\sigma_{HP \max}$  – допускаемое напряжение, при котором не наблюдается остаточных деформаций, хрупкого излома или образования первичных трещин в поверхностном слое.

Расчетное напряжение находят по формуле

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{F_{Ft \max}}{F_{Ft} \cdot K_A} = \sigma_F \cdot \frac{T_{F \max}}{T_F \cdot K_A} \quad (8.105)$$

где  $\sigma_F$  – расчетное изгибное напряжение.

$F_{Ft \max}$ ,  $T_{F \max}$  – максимальная исходная расчетная нагрузка (Н и соответственно Н·м), нагрузка за весь расчетный срок службы плавного или ударного характера с числом циклов от 1 до 1000.

Таблица 8.18

**Последовательность расчета зубьев на выносливость при изгибе**

Наименование параметра	Расчетные формулы и указания
1	2
1. Окружная сила на делительном цилиндре $F_{tF}$ , Н	$F_{tF} = \frac{2000 \cdot T_{1F}}{d_1} = \frac{2000 \cdot T_{2F}}{d_2}$
2. Коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку, $K_A$	См. табл. 8.11, п. 5
3. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса, $K_{FV}$	Если $\frac{V \cdot z_1}{1000} < 1$ при $\beta = 0$ и $\frac{V \cdot z_1}{1000} < 1,14$ при $\beta \neq 0$ , то $K_{FV} = 1 + \frac{W_{FV} \cdot b_v}{F_{tF} \cdot K_A}$



1	2
3.1. Удельная окружная динамическая сила $W_{FV}$ , Н/мм	$W_{FV} = \delta_F \cdot g_0 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}}$ см. табл. 8.12
3.1.1. Коэффициент, учитывающий влияние вида передачи и модификации профиля зубьев, $\delta_F$	Для косозубых и шевронных передач $\delta_F = 0,06$ ; для прямозубых без модификации головки зуба $\delta_F = 0,16$ ; с модификацией головки $\delta_F = 0,11$
3.1.2. Коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса, $g_0$	Значения параметра $g_0$ находят по табл. 8.12
4. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, $K_{F\beta}$	$K_{F\beta} = (K_{F\beta}^0)^{N_F}$ , где $N_F = \frac{(b/h)^2}{(b/h)^2 + (b/h) + 1}$ . Принимая $h = 2 \cdot m / \epsilon_\alpha$ при $\beta = 0$ ; и $h = 2 \cdot m$ при $\beta \neq 0$ ; $b = b_2$
5. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, $K_{F\alpha}$	Для прямозубых передач первоначально принимают $K_{F\alpha} = 1$ , $Y_\epsilon = 1$ . Если при этом получают $\sigma_F > \sigma_{FP}$ , то для передач не грубее 8-й степени точности по нормам плавности ГОСТ 1643-81 выполняют перерасчет $K_{F\alpha}$ по ГОСТ 21354-87 [41]. Для косозубых и шевронных передач расчет $K_{F\alpha}$ выполняют по формулам табл. 8.11, пункт 8. При этом в уточненных расчетах $u_\alpha = 0$ и $a_\alpha \geq 0,4$ . Во всех случаях должно выполняться $1 \leq K_{F\alpha} \leq \epsilon_\gamma$
6. Коэффициент, учитывающий формулу зуба и концентрацию напряжений, $Y_{FS}$	$Y_{FS} = 3,47 + \frac{13,2}{Z_V} - 29,7 \cdot \frac{x}{Z_V} + 0,092 \cdot x^2$
7. Коэффициент, учитывающий наклон зуба, $Y_\beta$	$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \cdot \frac{\beta^\circ}{120} \geq 0,7$ ( $\beta^\circ$ – градус)



1	2
8. Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, $Y_\epsilon$	<p>Для прямозубых передач <math>Y_\epsilon = 1</math>. При уточненных расчетах для передач не грубее 8-й степени точности по нормам плавности ГОСТ 1643-81, <math>Y_\epsilon</math> определяют по ГОСТ 21354-87.</p> <p>Для косозубых передач:</p> $Y_\epsilon = 0,2 + \frac{0,8}{\epsilon_\alpha} \text{ при } \epsilon_\beta < 1,$ $Y_\epsilon = \frac{1}{\epsilon_\alpha} \text{ при } \epsilon_\beta \geq 1$
9. Коэффициент долговечности, $Y_N$	$Y_N = q_F \sqrt{\frac{N_{F\text{lim}}}{N_K}},$ <p>но не менее 1. Для зубчатых колес с однородной структурой <math>q_F = 6</math>. Для зубчатых колес азотированных, цементированных и нитроцементированных с нешлифованной переходной поверхностью <math>q_F = 9</math>. Максимальные значения <math>Y_N</math>:</p> $Y_{N\text{max}} = 4 \text{ при } q_F = 6;$ $Y_{N\text{max}} = 2,5 \text{ при } q_F = 9;$ $N_{F\text{lim}} = 4 \cdot 10^6; N_K - \text{эквивалентное число циклов перемены напряжений.}$
10. Предел выносливости зубьев при изгибе $\sigma_{F\text{limb}}$ , МПа	$\sigma_{F\text{limb}} = \sigma_{F\text{limb}}^0 \cdot Y_T \cdot Y_Z \cdot Y_g \cdot Y_d \cdot Y_A$
10.1. Предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий $N_{F\text{limb}}$ , МПа	<p>Значения <math>\sigma_{F\text{limb}}^0</math> находят по табл. 14...17 [41]</p>
10.2. Коэффициент, учитывающий технологию изготовления, $Y_T$	<p><math>Y_T = 1</math> в том случае, если соблюдены технологические требования, указанные в примечаниях табл. 14...17 [41], при отступлении от примечаний <math>Y_T &lt; 1</math></p>
10.3. Коэффициент, учитывающий способ получения заготовки, $Y_Z$	<p>Для поковок и штамповок <math>Y_Z = 1</math>;</p> <p>Для проката <math>Y_Z = 0,9</math>;</p> <p>Для литых заготовок <math>Y_Z = 0,8</math></p>
10.4. Коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба, $Y_g$	<p>Для колес с нешлифованной переходной поверхностью зубьев <math>Y_g = 1</math>; в других случаях по табл. 14...17 [41]</p>

1	2
10.5. Коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки зуба, $Y_d$	Для колес без деформационного упрочнения или электрохимической обработки принимают $Y_d = 1$ ; в других случаях по табл. 14...17 [41]
10.6. Коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки, $Y_A$	$Y_A = 1$ при одностороннем приложении нагрузки. При двустороннем приложении нагрузки $Y_A = 1 - Y_A \cdot \frac{\min \left\{ \frac{T_F}{Y_N}, \frac{T'_A}{Y'_N} \right\}}{\max \left\{ \frac{T_F}{Y_N}, \frac{T'_F}{Y'_N} \right\}}$ Примечания: 1. Числитель – минимальное из указанных отношений, знаменатель – максимальное. 2. При $T'_F < 0,6 \cdot T_F$ можно принимать $Y_A = 1$
10.6.1. Коэффициент, учитывающий влияние амплитуд напряжений противоположного знака, $\gamma_A$	$\gamma_A = 0,35$ для колес из нормализованной отожженной и термоулучшенной стали. $\gamma_A = 0,25$ для колес с твердостью зубьев более 45 HRC, кроме азотированных. $\gamma_A = 0,1$ для азотированных колес
10.6.2. Исходная расчетная нагрузка $T'_F$ , действующая на противоположную сторону зуба, Н.м	Определяют аналогично $T_F$
10.6.3. Коэффициент долговечности противоположной стороны зуба, $Y'_N$	Определяют аналогично $Y_N$
11. Коэффициент запаса прочности, $S_F$	Для вероятности неразрушения 0,99 в табл. 14...17 [41] приведены значения $S_F = 1,55...1,7$
12. Коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений, $Y_\delta$ (опорный коэффициент)	$Y_\delta = 1,082 - 0,172 \lg m$



1	2
13. Коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности, $Y_R$	$Y_R = 1$ для шлифования и зубофрезерования при $R_Z = 40$ мкм не более. Для полирования: при цементации, нитроцементации, азотировании (полирование до химико-термической обработки) $Y_R = 1,05$ ; при нормализации и улучшении $Y_R = 1,2$ ; при закалке ТВЧ (закаленный слой повторяет очертания впадины) $Y_R = 1,05$ ; при закалке ТВЧ (закаленный слой распространяется на все сечение зуба, а также часть ступицы под основанием зуба и впадины, или обрывается к переходной поверхности) $Y_R = 1,2$
14. Коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса, $Y_X$	$Y_X = 1,05 - 0,000125 \cdot d$

Допускаемое максимальное изгибное напряжение  $\sigma_{FP\max}$  (находят раздельно для шестерни и колеса по следующей методике:

$$\sigma_{FP\max} = \frac{\sigma_{FSI}}{S_{FSI}} \cdot Y_X, \quad (8.106)$$

где  $\sigma_{FSI}$  – предельное напряжение зубьев при изгибе максимальной нагрузкой;  $S_{FSI}$  – коэффициент запаса прочности;  $Y_X$  – коэффициент, учитывающий размеры колеса  $Y_X = (1,05 \dots 1,25) \cdot 10^{-4} \cdot d$ .

$$\sigma_{FSI} = \sigma_{FSI}^0 \cdot Y_{gSt} \cdot Y_{dSt}, \quad (8.107)$$

где  $\sigma_{FSI}^0$  – базовое значение предельного напряжения зубьев при изгибе (табл. 8.20);  $Y_{gSt}$  – коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности;  $Y_{dSt}$  – коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения переходной поверхности для нешлифованной переходной поверхности, подвергнутой упрочнению  $Y_{dSt} = 0,95$ ; для шлифованной  $Y_{dSt} = 1$ ; при отсутствии деформационного упрочнения  $Y_{dSt} = 1$ .

$$S_{FSI} = Y_Z \cdot S_Y, \quad (8.108)$$

где  $Y_Z$  – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки (табл. 8.18, п. 10.3);  $S_Y$  – зависит от принятой вероятности неразрушения, для вероятности неразрушения 0,99 и химико-термической обработки (табл. 8.20)  $S_Y = 1,75$ .



Пределы выносливости  $\sigma^0_{\text{Лимб}}$  и коэффициенты безопасности  $S_F$  [124]

Термическая обработка	Твердость зубьев		Сталь по ГОСТ 1050-88, ГОСТ 4543-71	$\sigma^0_{\text{Лимб}}$ , МПа	$S_F$
	на поверхности	в середине			
Нормализация, улучшение	180...350 HB		40,45,40XH, 40XФА,35XM	1,75 $H_{\text{ЛВ}}$	1,7
Объемная закалка	45...55 HRC <sub>3</sub>		40X, 40XH, 40XФА	460...580	1,7
Закалка ТВЧ сквозная с охватом впадин	48...55 HRC <sub>3</sub>		40X,35XM, 40XH	580	1,7
Закалка ТВЧ по всему контуру	58...62 HRC <sub>3</sub>	28...35 HRC <sub>3</sub>	55ПП,45РП, У6, 40X,40XH, 35XM	870 580	1,7
	48...55 HRC <sub>3</sub>	25...35 HRC <sub>3</sub>			
Нитроцементация с автоматическим регулированием процесса	57...63 HRC <sub>3</sub>		25ГХМ,25ХГТ, 30ХГТ, 35Х	1000 750	1,55
Цементация с автоматическим регулированием процесса	57...63 HRC <sub>3</sub>		18ХГТ,20Х,20XH, 12ХНЗА, 30ХГТ	820...950	1,55
Цементация	56...63 HRC <sub>3</sub>		Легированные	750...800	1,65
Азотирование	700...950 HV		38Х2Ю,38Х2МЮА 40XH, 40XФА, 40Х2НМА	290+12H $HRC_3$	1,7
	550...750 HV				

Таблица 8.20  
**Базовое значение предельного напряжения зубьев  $\sigma_{FS}^0$  при изгибе максимальной нагрузкой [124]**

Термическая обработка	Твердость зубьев		Сталь	$\sigma_{FS}^0$ , МПа
	на поверхности	в середине		
Нормализация, улучшение	200...330 HB		Легированная и углеродистая	6,5 H <sub>НВ</sub>
Объемная закалка	48...52 HRC <sub>3</sub>		Легированная с содержанием никеля более 1%	2500
	48...52 HRC <sub>3</sub> у основания		Прочая легированная	2250
Закалка ТВЧ	Сквозная до переходной поверхности	48...52 HRC <sub>3</sub> у основания	Легированная и углеродистая	1800
			Легированная с содержанием никеля более 1%	2500
	Сквозная с охватом дна впадины	200...200 HB	Прочая легированная	2250
Сквозная по контуру	48...54 HRC <sub>3</sub>	24...30 HRC <sub>3</sub>	Легированная с содержанием никеля более 1%	2500
			Прочая легированная	1800
Нитроцементация. Закалка с непосредственного нагрева	56...60 HRC <sub>3</sub>	32...45 HRC <sub>3</sub>	Легированная с молибденом	2500
		27...45 HRC <sub>3</sub>	Прочая легированная	2200
Цементация	56...62 HRC <sub>3</sub>	30...43 HRC <sub>3</sub>	Легированная с содержанием никеля более 1%	2800
			56...60 HRC <sub>3</sub>	Прочая легированная

## 8.18. Примеры проверочных расчетов по ГОСТ 21354-87

1. Исходные параметры приведены в табл. 8.21.
2. Определение геометрических и кинематических параметров, используемых в расчетах на прочность, приведено в табл. 8.22.
3. Пример расчета на контактную выносливость приведен в табл. 8.23.
4. Пример расчета на выносливость при изгибе приведен в табл. 8.24.

Таблица 8.21

### Исходные параметры

Наименование параметра	Обозначение	Значение	
1	2	3	
1. Число зубьев	шестерни	$z_1$	32
	колеса	$z_2$	64
2. Нормальный модуль, мм	$m$	5	
3. Ширина венца	шестерни	$b_1$	60
	колеса	$b_2$	60
4. Коэффициент смещения	шестерни	$x_1$	0
	колеса	$x_2$	0
5. Угол наклона	$\beta$	$16^\circ 15'$	
6. Наличие модификации головки зуба	–	Нет	
7. Степень точности передачи по ГОСТ 1643-81	–	7	
8. Шероховатость поверхности по ГОСТ 2789-73, мкм	$R_a$	2,0	
9. Циклограмма нагружения	–	Постоянная нагрузка $T_1 = 1970 \text{ Н}\cdot\text{м}$	
10. Частота вращения ведущего зубчатого колеса мин <sup>-1</sup>	$n_1$	1500	
11. Требуемый ресурс, ч	$L_h$	1000	
12. Отклонение положения контактных линий вследствие упругой деформации и зазора в подшипниках, мкм	$f_{KE}$	0	
13. Марка стали	шестерни	–	25ХГМ
	колеса	–	40Х

Окончание таблицы 8.21

1		2	3
14. Способ упрочняющей обработки	шестерни		Нитроцементация хромо-марганцевой стали с молибденом с закалкой с нитроцементационного нагрева
	колеса	–	Закалка при нагреве ТВЧ, закаленный слой повторяет очертания впадины
15. Толщина упрочненного слоя, мм	шестерни	$h_{f1}$	0,8...1,1
	колеса	$h_{f2}$	-
16. Твердость поверхности зуба (средняя)	шестерни	$H_{O1}$	58 HRC <sub>3</sub>
	колеса	$H_{O2}$	50 HRC <sub>3</sub>
17. Твердость сердцевины зуба (средняя)	шестерни	$H_{K1}$	300 HV
	колеса	$H_{K2}$	300 HV
18. Предел текучести материала, МПа	шестерни	$\sigma_{T1}$	1000
	колеса	$\sigma_{T2}$	900

Таблица 8.22

**Определение геометрических и кинематических параметров, используемых в расчете на прочность**

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения и числовое значение
1	2	3
1. Делительный угол профиля в торцовом сечении	$\alpha_t$	$\alpha_t = \arctg \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \beta} = \arctg \frac{0,364}{0,96} = 20,76^\circ$
2. Угол зацепления	$\alpha_{tw}$	$\operatorname{inv} a_{tw} = \frac{2(x_1 + x_2) \operatorname{tg} 20^\circ}{z_1 + z_2} + \operatorname{inv} a_t$ , так как $x_1 + x_2 = 0$ , то $a_{tw} = a_t = 20,76^\circ$
3. Межосевое расстояние, мм	$a_w$	$a_w = \frac{(z_1 + z_2)m}{2 \cos \beta} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}} =$ $= \frac{(32 + 64) \cdot 5}{2 \cdot 0,96} \cdot \frac{0,935}{0,935} = 250$
4. Делительные диаметры, мм	$d$	$d_1 = \frac{mz_1}{\cos \beta} = \frac{5 \cdot 32}{0,96} = 166,667$ $d_2 = \frac{mz_2}{\cos \beta} = \frac{5 \cdot 64}{0,96} = 333,333$



1	2	3
5. Диаметры вершин зубьев, мм	$d_a$	$d_{a1} = d_1 + 2m(1 + x_1) = 166,667 + 2 \cdot 5 = 176,667$ $d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x_2) = 333,334 + 2 \cdot 5 = 343,333$
6. Основные диаметры, мм	$d_b$	$d_{b1} = d_1 \cos \alpha_t = 166,667 \cdot 0,935 = 155,834$ $d_{b2} = d_2 \cos \alpha_t = 333,334 \cdot 0,935 = 311,666$
7. Углы профиля зуба в точках на окружностях вершин	$\alpha_a$	$\alpha_{a1} = \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}} = \arccos \frac{155,834}{176,667} = 28,106^\circ,$ $\alpha_{a2} = \arccos \frac{d_{b2}}{d_{a2}} = \arccos \frac{311,666}{343,334} = 24,80^\circ$
8. Составляющие коэффициента торцового перекрытия	$\varepsilon_{a1}$ $\varepsilon_{a2}$	$\varepsilon_{a1} = \frac{z_1(\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_{rw})}{2\pi} =$ $= \frac{32 \cdot (0,534 - 0,379)}{2\pi} = 0,790$ $\varepsilon_{a2} = \frac{z_2(\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_{rw})}{2\pi} =$ $= \frac{64 \cdot (0,462 - 0,379)}{2\pi} = 0,846$
9. Коэффициент торцового перекрытия	$\varepsilon_\alpha$	$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{a1} + \varepsilon_{a2} = 0,790 + 0,846 = 1,64$
10. Осевой шаг	$p_x$	$p_x = \frac{\pi m}{\sin \beta} = \frac{\pi \cdot 5}{0,280} = 56,13$
11. Коэффициент осевого перекрытия	$\varepsilon_\beta$	$\varepsilon_\beta = \frac{b_w}{p_x} = \frac{60}{56,13} = 1,07$
12. Суммарный коэффициент перекрытия	$\varepsilon_\gamma$	$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,64 + 1,07 = 2,71$
13. Основной угол наклона	$\beta_b$	$\beta_b = \arcsin (\sin \beta \cdot \cos 20^\circ) =$ $= \arcsin (0,280 \cdot 0,94) = 15,25^\circ$
14. Эквивалентные числа зубьев	$z_v$	$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{32}{0,885} = 36,2,$ $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{64}{0,885} = 72,4$
15. Окружная скорость, м/с	$V$	$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 166,7 \cdot 1500}{60000} = 13,1$

Таблица 8.23

## Расчет на контактную выносливость

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения и числовое значение
1	2	3
1. Коэффициент, учитывающий механические свойства сопряженных зубчатых колес	$Z_E$	Для стальных зубчатых колес $Z_E = 190$
2. Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления	$Z_H$	$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}} =$ $= \frac{1}{0,935} \sqrt{\frac{2 \cdot 0,965}{0,379}} = 2,41$
3. Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий	$Z_\epsilon$	$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,64}} = 0,781$
4. Окружная сила, Н	$F_{Ht}$	$F_{Ht} = \frac{2000 \cdot 1970}{166,7} = 25635$
5. Коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку	$K_A$	Поскольку в циклограмме учтены внешние нагрузки, принято $K_A = 1$
6. Проверка на резонансную зону	-	$\frac{V_{z1}}{1000} = \frac{13,1 \cdot 32}{1000} = 0,42 < 1$ Это свидетельствует, что резонансная зона далеко и расчет можно проводить по основной формуле
7. Коэффициент, учитывающий влияние проявления погрешностей зацепления на динамическую нагрузку	$\delta_H$	При твердости $H_1 > 350 HV$ и $H_2 > 350 HV$ для косых зубьев $\delta_H = 0,04$
8. Коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса	$g_0$	Для 7-й степени точности по нормам плавности при модуле $m = 5$ $g_0 = 5,3$



Продолжение таблицы 8.23

1	2	3
9. Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Hv}$	$w_{Hv} = \delta_H g_0 V \sqrt{\frac{a_w}{u}} =$ $= 0,04 \cdot 5,3 \cdot 13,1 \cdot \sqrt{\frac{250}{2}} = 31,0$
10. Динамическая добавка	$v_H$	$v_H = \frac{w_{Hv} b_w d_1}{2000 \cdot T_{IH} K_A} =$ $= \frac{31,0 \cdot 60 \cdot 166,7}{2000 \cdot 1970 \cdot 1} = 0,08$
11. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении	$K_{HV}$	$K_{HV} = 1 + v_H = 1 + 0,08 = 1,08$
12. Допуск на погрешность направления зуба, мкм	$F_\beta$	По ГОСТ 1643-81 для 7-й степени точности по нормам контакта при ширине зубчатого венца $b_1 = 60$ , $F_\beta = 16$
13. Отклонение положения контактных линий вследствие погрешностей изготовления, мкм	$f_{kz}$	$f_{kz} = 0,5 \cdot F_\beta = 0,5 \cdot 16 = 8$
14. Фактическое отклонение положения контактных линий в начальный период работы передачи, мкм	$f_{ky}^0$	$f_{ky}^0 = f_{kE} + f_{kz} = 0 + 8 = 8$ , где $f_{kE} \approx 0$ при малом перекосе осей валов
15. Удельная нормальная жесткость пары зубьев, Н/(мм·мкм)	$c'$	При $x_1 = 0$ и $x_2 = 0$ $\frac{1}{c'} = 0,05139 + \frac{0,1425}{z_{v1}} + \frac{0,1860}{z_{v2}} =$ $= 0,05139 + \frac{0,1425}{36,2} + \frac{0,1860}{72,4} = 0,0578$ $c' = 17,3$

1	2	3
16. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий в начальный период работы передачи	$K_{H\beta}^0$	$K_{H\beta}^0 = 1 + \frac{0,4 f_{ky}^0 b_w c' \cos \alpha_t}{F_{Ht} Z_e^2 K_A K_{Hv}}$ $= 1 + \frac{0,4 \cdot 8 \cdot 60 \cdot 17,3 \cdot 0,935}{25635 \cdot 0,781^2 \cdot 1 \cdot 1,08} = 1,18$
17. Коэффициент, учитывающий приработку зубьев	$K_{Hw}$	$K_{Hw} = 1 - \frac{20}{(0,01 \cdot H_{Hv} + 2)^2 \cdot (V + 4)^{0,25}} =$ $= 1 - \frac{20}{(0,01 \cdot 510 + 2)^2 \cdot (13,1 + 4)^{0,25}} = 0,804$
18. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1) \cdot K_{Hw} =$ $= 1 + (1,18 - 1) \cdot 0,804 = 1,14$
19. Средняя удельная торцовая жесткость зубьев пары зубчатых колес, Н/(мм·мкм)	$c_\gamma$	$c_\gamma = c'(0,75\epsilon_\alpha + 0,25) =$ $= 17,3 \cdot (0,75 \cdot 1,64 + 0,25) = 25,6$
20. Предельные отклонения шага зацепления, мкм	$f_{pb}$	По ГОСТ 1643-81 для 7-й степени точности по нормам плавности при модуле $m=5$ и соответствующих делительных диаметрах $d_1 = 166,7$ и $d_2 = 333,3$ $f_{pb1} = 19$ и $f_{pb2} = 19$
21. Предел контактной выносливости, МПа	$\sigma_{H \lim 2}$	$\sigma_{H \lim 2} = 17 \cdot H_{HRC3} + 200 =$ $= 17 \cdot 50 + 200 = 1050$
22. Уменьшение погрешности шага зацепления в результате приработки, мкм	$Y_\alpha$	$Y_{\alpha 1} = 0,075 \cdot 19 = 1,4$ $Y_{\alpha 2} = \frac{160}{\sigma_{H \lim}} \cdot f_{pb} = \frac{160}{1050} \cdot 19 = 2,9$ $Y_\alpha = \frac{Y_{\alpha 1} + Y_{\alpha 2}}{2} = \frac{1,4 + 2,9}{2} = 2,1$

1	2	3
23. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями	$K_{H\alpha}$	<p>При <math>\varepsilon_\gamma &gt; 2</math></p> $K_{H\alpha} = 0,9 + 0,4 \cdot \sqrt{\frac{2(\varepsilon_\gamma - 1)}{\varepsilon_\gamma}} \times$ $\times \frac{c_\gamma \cdot b_w (a_\alpha \cdot f_p b \varepsilon - Y_\alpha)}{F_t \cdot K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}} =$ $= 0,9 + 0,4 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (2,71 - 1)}{2,71}} \times$ $\times \frac{25,6 \cdot 60 \cdot (0,3 \sqrt{19^2 + 19^2} - 2,1)}{25635 \cdot 1 \cdot 1,14 \cdot 1,08} = 1,02$
24. Коэффициент нагрузки	$K_H$	$K_H = K_A K_{Hv} K_{H\beta} K_{H\alpha} =$ $= 1 \cdot 1,08 \cdot 1,14 \cdot 1,02 = 1,26$
25. Контактное напряжение при $K_H = 1$ , МПа	$\sigma_{HO}$	$\sigma_{HO} = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_{tH}}{b_w d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} =$ $= 190 \cdot 2,41 \cdot 0,781 \times \sqrt{\frac{25635}{60 \cdot 166,7} \cdot \frac{2+1}{2}} = 700$
26. Расчетное контактное напряжение, МПа	$\sigma_H$	$\sigma_H = \sigma_{HO} \sqrt{K_H} = 700 \cdot \sqrt{1,26} = 784$
27. Пределы контактной выносливости, МПа	$\sigma_{H \lim}$	<p>Для нитроцементованной шестерни</p> $\sigma_{H \lim 1} = 23 \cdot H_{HRC3} = 23 \cdot 59 = 1360;$ <p>для колеса закаленного с нагревом ТВЧ</p> $\sigma_{H \lim 2} = 17 \cdot H_{HRC3} + 200 = 17 \cdot 50 + 200 = 1050$
28. Коэффициенты запаса прочности	$S_H$	<p>Для шестерни и колеса с поверхностным упрочнением зубьев принимаем</p> $S_{H1} = 1,2 \text{ и } S_{H2} = 1,2$
29. Базовые числа циклов напряжений, соответствующие пределу выносливости	$N_{H \lim}$	$N_{H \lim 1} = 30 \cdot H_{HB}^{2,4} = 30 \cdot 590^{2,4} = 134 \cdot 10^6,$ <p>так как <math>N_{H \lim} &gt; N_{H \lim \max} = 120 \cdot 10^6,</math></p> <p>то <math>N_{H \lim 1} = 120 \cdot 10^6,</math></p> $N_{H \lim 2} = 30 \cdot 470^{2,4} = 77,6 \cdot 10^6$
30. Суммарное число циклов напряжений	$N_K$	$N_{K1} = 60 m_1 L_h = 60 \cdot 1500 \cdot 1000 = 90 \cdot 10^6,$ $N_{K2} = N_{K1} \cdot \frac{z_1}{z_2} = 90 \cdot 10^6 \cdot \frac{32}{64} = 45 \cdot 10^6$



1	2	3
31. Коэффициент долговечности	$Z_N$	$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H\lim1}}{N_{K1}}} = \sqrt[6]{\frac{120 \cdot 10^6}{90 \cdot 10^6}} = 1,05;$ $Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H\lim2}}{N_{K2}}} = \sqrt[6]{\frac{78 \cdot 10^6}{45 \cdot 10^6}} = 1,10$
32. Коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев	$Z_R$	При шероховатости поверхности с $R_a = 2$ мкм $Z_R = 0,95$
33. Коэффициент, учитывающий окружную скорость	$Z_v$	При $H > 350 HV$ $Z_{v1} = Z_{v2} = 0,925 \cdot v^{0,05} =$ $= 0,925 \cdot 13,1^{0,05} = 1,05$
34. Коэффициент, учитывающий влияние смазки	$Z_L$	$Z_L = 1$
35. Коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса	$Z_x$	Поскольку $d_1 < 700$ и $d_2 < 700$ , то $Z_{x1} = Z_{x2} = 1$
36. Допускаемые контактные напряжения зубчатых колес, МПа	$\sigma_{HP1}$  $\sigma_{HP2}$	$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{H\lim1} Z_{N1}}{S_{H1}} Z_R Z_{v1} Z_L Z_{x1} =$ $\frac{1360 \cdot 1,05}{1,2} \cdot 0,95 \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot 1 = 1190,$ $\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{H\lim2} Z_{N2}}{S_{H2}} Z_R Z_{v2} Z_L Z_{x2} =$ $\frac{1050 \cdot 1,10}{1,2} \cdot 0,95 \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot 1 = 960$
37. Допускаемое контактное напряжение передачи, МПа	$\sigma_{HP}$	$\sigma_{HP1} = 0,45(\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) =$ $0,45 \cdot (1190 + 960) = 967,5;$ $1,25\sigma_{HP2} = 1,25 \cdot 960 = 1200.$ В качестве $\sigma_{HP}$ принимают меньшее из этих двух значений, т. е. $\sigma_{HP} = 967,5$
38. Сопоставление расчетного и допускаемого напряжений, МПа	—	$\sigma_H = 784 < \sigma_{HP} = 967,5$ , следовательно, контактная выносливость передачи обеспечена



Таблица 8.24

## Расчет на изгибную выносливость

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения и числовое значение
1	2	3
1. Окружная сила, Н	$F_{Ft}$	$F_{Ft} = \frac{2000 \cdot 1970}{166,7} = 25635$
2. Коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку	$K_A$	Поскольку в циклограмме учтены внешние нагрузки, принимают $K_A = 1$
3. Коэффициент, учитывающий влияние проявления погрешностей зацепления на динамическую нагрузку	$\delta_F$	Для косозубой передачи $\delta_F = 0,06$
4. Коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса	$g_0$	Для 7-й степени точности по нормам плавности при модуле $m = 5$ $g_0 = 5,3$
5. Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{FV}$	$w_{FV} = \delta_F g_0 V \sqrt{\frac{a_w}{u}} =$ $0,06 \cdot 5,3 \cdot 13,1 \sqrt{\frac{250}{2}} = 46,6$
6. Динамическая добавка	$v_F$	$v_F = \frac{w_{FV} b_w d_1}{2000 \cdot T_{1F} \cdot K_A} =$ $= \frac{46,6 \cdot 60 \cdot 166,7}{2000 \cdot 1970 \cdot 1} = 0,12$
7. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении	$K_{FV}$	$K_{FV} = 1 + v_F = 1 + 0,12 = 1,12$
8. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{F\beta}$	$h = 2m = 2 \cdot 5 = 10,$ $N_F = \frac{(b/h)^2}{(b/h)^2 + b/h + 1} =$ $= \frac{(60/10)^2}{(60/10)^2 + 60/10 + 1} = 0,837,$ $K_{F\beta} = (K_{H\beta}^0)^{N_F} = 1,18^{0,837} = 1,15$



Продолжение таблицы 8.24

1	2	3
9. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями	$K_{F\alpha}$	$K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1,02$
10. Коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений	$Y_{FS}$	<p>Для зубчатых колес, нарезанных фрезой без протуберанца</p> $Y_{FS} = 3,47 + \frac{13,2}{z_v} - 27,9 \frac{x}{z_v} + 0,092x^2,$ $Y_{FS1} = 3,47 + \frac{13,2}{36,2} = 3,83,$ $Y_{FS2} = 3,47 + \frac{13,2}{72,4} = 3,65$
11. Коэффициент, учитывающий наклон зуба	$Y_{\beta}$	$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \cdot \frac{\beta}{120} =$ $= 1 - 1,07 \cdot \frac{16,25}{120} = 0,855$
12. Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев	$Y_{\varepsilon}$	$Y_{\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}} = \frac{1}{1,64} = 0,61$
13. Коэффициент нагрузки	$K_F$	$K_F = K_A K_{Fv} K_{F\beta} K_{F\alpha} =$ $= 1 \cdot 1,12 \cdot 1,15 \cdot 1,02 = 1,31$
14. Расчетные напряжения, МПа	$\sigma_F$	$\sigma_{F1} = \frac{F_{F1}}{b_1 m} K_F Y_{FS1} Y_{\beta} Y_{\varepsilon} =$ $= \frac{25635}{60 \cdot 5} \cdot 1,31 \cdot 3,83 \cdot 0,855 \cdot 0,61 = 224.$ <p>При <math>b_1 = b_2</math></p> $\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{FS2}}{Y_{FS1}} = 224 \cdot \frac{3,65}{3,83} = 213$
15. Пределы выносливости зубьев при изгибе, соответствующие базовому числу циклов напряжений, МПа	$\sigma_{F \lim b}^0$	<p>Для нитроцементированной шестерни из стали марки 25ХГМ</p> $\sigma_{F \lim b1}^0 = 1000$ <p>Для колеса из стали марки 40Х, закаленной при нагреве ТВЧ с закаленным слоем, повторяющим очертания впадины</p> $\sigma_{F \lim b2}^0 = 580$



Продолжение таблицы 8.24

1	2	3
16. Коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба	$Y_g$	Для зубчатых колес с нешлифованными зубьями $Y_{g1} = Y_{g2} = 1$
17. Коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения	$Y_d$	При отсутствии деформационного упрочнения $Y_{d1} = Y_{d2} = 1$
18. Коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки	$Y_A$	При одностороннем приложении нагрузки $Y_A = 1$
19. Коэффициент, учитывающий технологию изготовления	$Y_T$	Поскольку в технологии изготовления шестерни и колеса нет отступлений от примечаний к соответствующим табл. 15 и 17 [41] $Y_{T1} = 1$ и $Y_{T2} = 1$
20. Предел выносливости зубьев при изгибе, МПа	$\sigma_{Flimb}$	$\sigma_{Flimb1} = \sigma_{Flimb1}^0 \times Y_{g1} Y_{d1} Y_{A1} Y_{T1} =$ $= 1000 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1000,$ $\sigma_{Flimb2} = \sigma_{Flimb2}^0 \times Y_{g2} Y_{d2} Y_{A2} Y_{T2} =$ $= 580 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 580$
21. Коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала зубчатого колеса и ответственность зубчатой передачи	$S'_F$	Для нитроцементированной шестерни из стали марки 25ХГМ $S'_{F1} = 1,55.$ Для колеса из стали марки 40Х, закаленной при нагреве ТВЧ с закаленным слоем, повторяющим очертания впадины $S'_{F2} = 1,7$
22. Коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса	$Y_Z$	Для поковки $Y_{Z1} = 1$ и $Y_{Z2} = 1$
23. Коэффициент долговечности	$Y_N$	Так как $N_{K1} > N_{Flim} = 4 \cdot 10^6,$ $N_{K2} > N_{Flim},$ то $N_{K1} = N_{K2} = 1$

1	2	3
24. Коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений (опорный коэффициент)	$Y_{\delta}$	$Y_{\delta} = 1,082 - 0,172 \cdot \lg m =$ $= 1,082 - 0,172 \lg 5 = 0,96$
25. Коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности	$Y_R$	Для нитроцементованной шестерни $Y_{R1}=0,95$ ; Для колеса при закалке ТВЧ, когда закаленный слой повторяет очертания впадины $Y_{R2}=1,05$
26. Коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса	$Y_X$	$Y_{X1} = 1,05 - 0,000125d_1 = 1,05 -$ $- 0,000125 \cdot 166,7 = 1,03$ ; $Y_{X2} = 1,05 - 0,000125d_2 = 1,05 -$ $- 0,000125 \cdot 333,4 = 1,01$
27. Допускаемые напряжения, МПа	$\sigma_{FP}$	$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{F \lim b_1}}{S_{F1}} Y_{N1} Y_{\delta} Y_{R1} Y_{X1} =$ $= \frac{1000}{1,55} \cdot 1 \cdot 0,96 \cdot 0,95 \cdot 1,03 = 606$ ; $\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{F \lim b_2}}{S_{F2}} Y_{N2} Y_{\delta} Y_{R2} Y_{X2} =$ $= \frac{580}{1,7} \cdot 1 \cdot 0,96 \cdot 1,05 \cdot 1,01 = 347$
28. Сопоставление расчетного и допускаемого напряжений	-	$\sigma_{F1}=224 < \sigma_{FP1}=606$ , $\sigma_{F2}=213 < \sigma_{FP2}=347$ . Следовательно, выносливость зубьев при изгибе гарантируется с вероятностью неразрушения более 99 %

### 8.19. Цилиндрические передачи с арочными зубьями

Цилиндрические зубчатые передачи могут состоять из зубчатых колес с различными видами зубьев. Так, в зависимости от положения линии зуба относительно оси вращения зубчатые колеса принято классифицировать на прямозубые (рис. 8.68, а), когда линия зуба параллельна оси вращения зубчатого колеса ( $\beta = 0$ ), косозубые (рис. 8.68, б), когда линия зуба расположена под некоторым углом к плоскости, проходящей через ось вращения колеса ( $\beta \neq 0$ ), шевронные (рис. 8.68, в),

имеющие две линии наклона зуба ( $\beta \neq 0$ ). Такие зубчатые передачи были подробно рассмотрены ранее.

Существует еще один вид цилиндрических зубчатых передач, который в последние годы получает распространение. Это передачи с арочными зубьями.

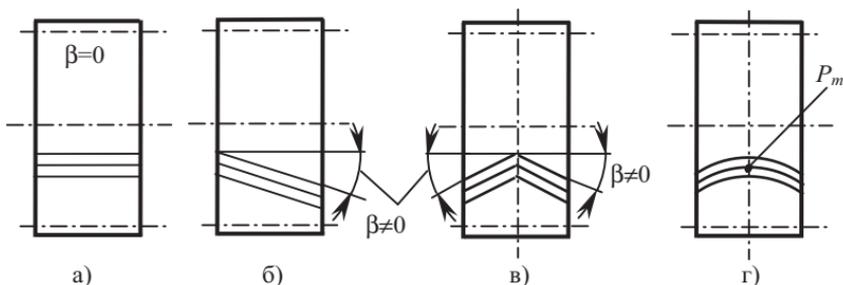


Рис. 8.68. Виды цилиндрических зубчатых колес:  
а – прямозубые; б – косозубые; в – шевронные; г – арочные

Арочными называют такие зубчатые колеса, у которых линия зуба криволинейна и симметрична относительно средней торцевой плоскости (рис. 8.68, г). Считают, что у арочного зуба угол наклона в точке  $P_m$  (рис. 8.68, г), принадлежащей средней торцевой плоскости, равен нулю ( $\beta_m=0$ ), а профиль зуба в среднем торцовом сечении соответствует профилю прямого эвольвентного зуба.

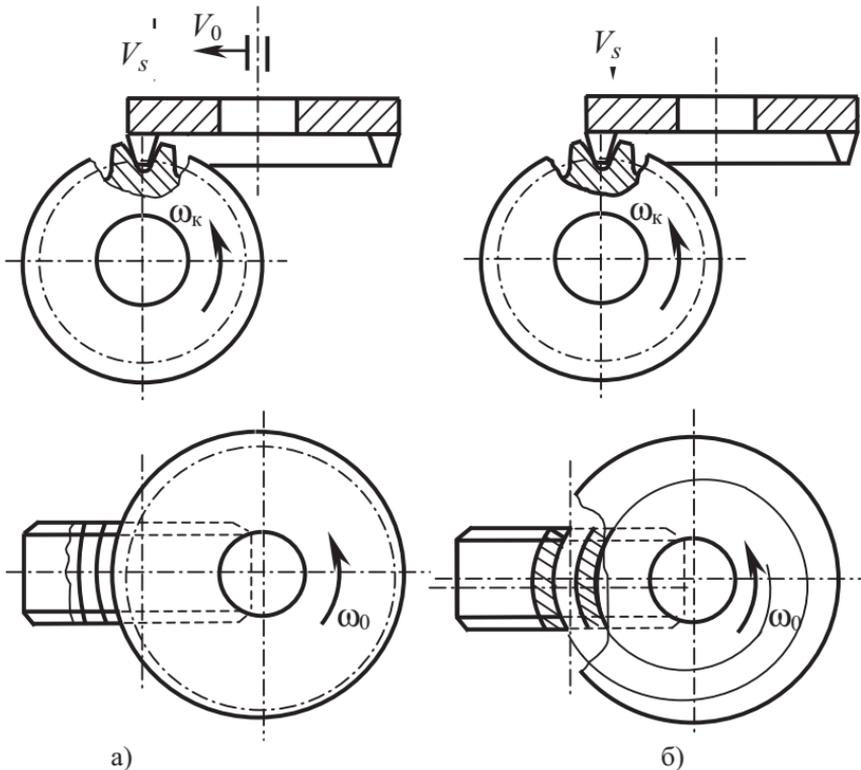
Арочные передачи имеют следующие преимущества перед прямозубыми, косозубыми и шевронными:

- более высокая нагрузочная способность передачи (в 2...4 раза выше, чем у прямозубых передач [105];
- возможность самоустановки колес под нагрузкой при предоставлении сопряженному колесу возможности осевого перемещения;
- отсутствие осевых сил в зацеплении;
- арочные передачи имеют меньшие габариты и массу по сравнению с шевронными;
- процесс изготовления колес с арочными зубьями проще и дешевле, чем шевронных колес.

Недостатки арочных зубчатых колес:

- невозможность нарезания арочных зубьев на многовенцовых неразъемных колесах;
- трудно изготовить и смонтировать передачи внутреннего зацепления.

Изготавливают зубчатые колеса с арочными зубьями путем нарезания их специальными торцовыми резцовыми головками методом периодического деления (рис. 8.69, а), или спирально-дискковой червячной фрезой методом обката (рис. 8.69, б) [105].



а) *Рис. 8.69. Схемы формообразования арочных зубьев:*  
 а – метод периодического деления; б – метод обката;  
 $V_0$  – скорость поступательного движения инструмента;  
 $V_s$  – скорость врезания;  $\omega_0$  – угловая скорость инструмента;  
 $\omega_к$  – угловая скорость изделия (нарезаемого зубчатого колеса)

Дальнейшим развитием арочных передач является арочная зубчатая передача А. К. Сидоренко [105], характерной особенностью которой является одинаковый радиус кривизны зубьев по верхним и нижним активным точкам зуба. Это достигается применением угла профиля исходного контура (угла инструментальной рейки) для такой арочной зубчатой передачи равным нулю. Напомним, что у прямозубых

зубчатых колес угол исходного контура по ГОСТ 13755-81 равен  $20^\circ$ . Образование эвольвентной поверхности зубьев новой арочной передачи [105] показано на рис. 8.70.

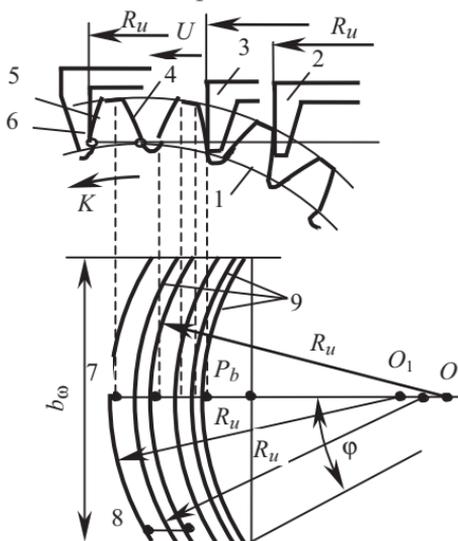


Рис. 8.70. Схема образования эвольвентной поверхности зубьев цилиндрической передачи с одинаковыми радиусами кривизны по вершинам и впадинам [105]

Резцовая головка 2 (рис. 8.70) вращается и перемещается прямолинейно по стрелке  $U$  касательно к основной окружности 1 и переходит из положения 2 к положению 3. Эвольвентный профиль зубьев 4 получается в результате согласованного вращения заготовки нарезаемого зубчатого колеса в направлении  $K$  и поступательного движения фрезы в направлении  $U$ .

Для обработки эвольвентного профиля противоположной стороны зубьев 5 резцовая головка 6 перемещается в обратную сторону с обратным вращением зубчатого колеса.

Форма арочного зуба характеризуется параметрами:

$$\Psi_m = \frac{b_w}{m} - \text{коэффициент длины зуба;}$$

$$\Psi_R = \frac{b_w}{R} - \text{коэффициент крутизны арки,}$$

где  $b_w$  – ширина зубчатого венца;  $m$  – модуль;  $R$  – установочный радиус реза на резцовой головке.

Рекомендуемые значения коэффициентов

$$\Psi_m = 10 \dots 20; \quad \Psi_R = 1, 1 \dots 1, 3.$$

Расчет на прочность арочных передач ведут как для эквивалентных шевронных передач с такими же диаметрами начальных окружностей, числом зубьев и модулем. При этом угол наклона эквивалентного полушеврона принимают в пределах  $16^\circ \dots 20^\circ$ . Прочностной расчет арочных передач с начальным контактом по линии проводится по ГОСТ

21354-87 как для эквивалентных шевронных передач в полюсе для среднего торцового сечения зуба. При этом коэффициент  $Z_H$ , учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев, принимают как для прямозубых зубчатых передач. Ввиду осевой самоустановки зубчатых колес влияние перекоса зубьев незначительно, и коэффициент  $K_{H\beta}$  принимают равным единице ( $K_{H\beta} = 1$ ).

В расчете на сопротивление изгибной усталости угол перекоса зубьев находят по приближенной формуле [103]:

$$\gamma = (2,3 \cdot \Psi_R - 0,7) \cdot \epsilon_\alpha \Psi_m^{-1} \cdot \gamma_\Sigma, \quad (8.109)$$

где  $\gamma_\Sigma$  – суммарный угол перекоса осей зубчатых колес в плоскости зацепления.

Более полные сведения по геометрическому расчету арочных передач можно найти в специальной литературе [105, 107].

## 8.20. Цилиндрические передачи с зацеплением Новикова

Ранее отмечалось, что эвольвентное зацепление, несмотря на свои достоинства, обеспечившие ей широкое распространение в технике, обладает рядом недостатков. К последним относят: малые радиусы кривизны рабочих поверхностей зубьев; повышенную чувствительность к перекосам зубьев; значительное скольжение в зацеплении.

К настоящему времени геометрические возможности эвольвентного зацепления практически исчерпаны.

Дальнейшим развитием передач зацеплением явилась разработанная в 1956 г. в России М. Л. Новиковым [82] новая теория зацепления. На базе этой теории предложены новые виды передач, имеющих круговинтовые зубья, которые могут быть как цилиндрическими, так и коническими. На рисунке 8.71 показаны примеры выполнения цилиндрических и конических передач с таким зацеплением.

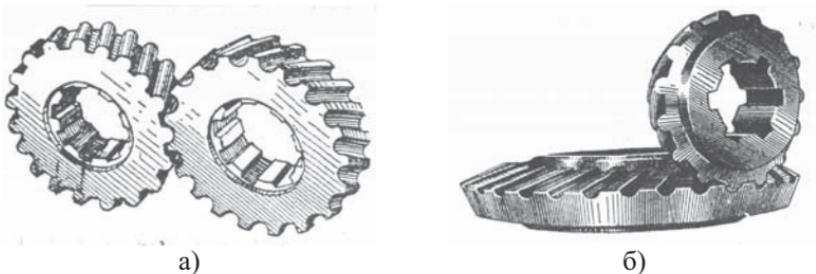


Рис. 8.71. Передачи с зацеплением Новикова:  
а) – цилиндрическая передача; б) – коническая передача

Такие зубчатые передачи обладают более высокой нагрузочной способностью, чем все известные до этого аналогичные типы передач.

На рис. 8.72 схематично показаны применительно к цилиндрическим передачам системы зацепления с указанием формы профилей зубьев, формы и расположения линии зацепления, формы площадок контакта и направлением их перемещения, которые показаны стрелками.

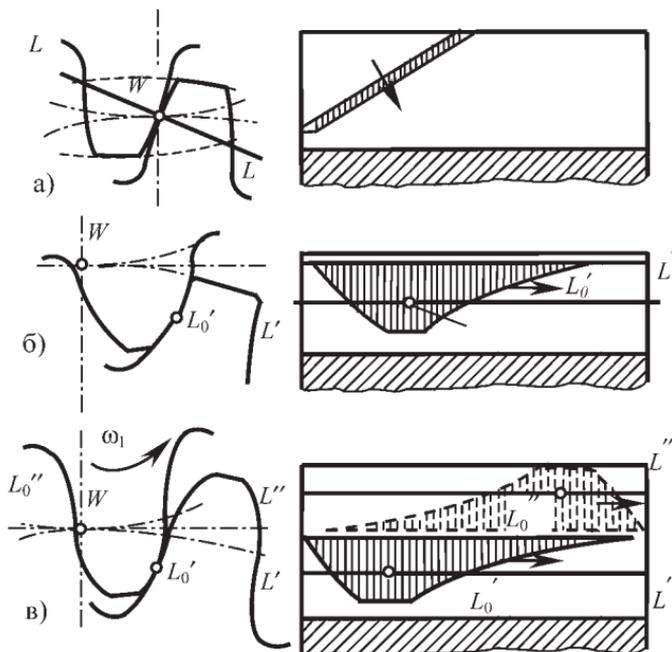


Рис. 8.72. Системы зацепления [71]:

*а* – эвольвентная косозубая (линейчатая); *б* – заполнящая Новикова (точечная); *в* – дозаполняющая Новикова (точечная);

$LL, LL', L''L''$  – линии зацепления

Так, линия контакта эвольвентных поверхностей зубьев косозубой передачи (рис. 8.72, а) имеет сравнительно небольшую ширину и занимает лишь незначительную часть боковой поверхности зубьев, что существенно ограничивает контактную прочность эвольвентной передачи.

Форма профиля зубьев передач Новикова в нормальном сечении часто выполняется по дугам окружностей (рис. 8.72), хотя имеются такие передачи и с циклоидальными профилями и даже с комбинированными из различных кривых [71], так как в новой пространственной

системе профили зубьев могут быть очерчены несопряженными кривыми с близкими радиусами кривизны. Площадка контакта зубьев соизмерима с размерами зубьев.

Линия зацепления в цилиндрической передаче Новикова располагается параллельно осям зубчатых колес, и поэтому контакт зубьев перемещается вдоль зубьев (рис. 8.72, б, в по стрелке), а не по профилю зубьев, как в эвольвентной передаче. Скорость перемещения контакта и угол давления остаются постоянными. Ввиду большей, чем у эвольвентных передач скорости перемещения площадки контакта, в зацеплении может находиться масляная пленка большей толщины. Соответственно возрастает и нагрузочная способность передачи по контактными напряжениям ( $\approx$  в 1,5 ... 1,7 раза).

Передачи Новикова могут иметь одну линию зацепления (ОЛЗ)  $L'L'$  (рис. 8.72, б), называемых заполюсными. При заполюсном зацеплении у ведущего колеса зуб является выпуклым, а у ведомого – вогнутым. Линия зацепления располагается за полюсной линией по отношению к ведущему колесу.

Разработаны передачи Новикова с двумя линиями зацепления (ДЛЗ)  $L'L''$  и  $L''L''$  (рис. 8.72, в), называемых дозаполюсными. В таких передачах зубья могут зацепляться и до полюса и за полюсом и соответственно в два раза увеличивается пятно контакта зубьев. Такие передачи можно представить как сочетание дозаполюсной и заполюсной передачи. В этом случае головки зубьев как ведущего колеса, так и ведомого имеют выпуклый профиль, а ножки – вогнутый профиль.

Для обеспечения непрерывности зацепления в передаче Новикова необходимо иметь коэффициент перекрытия больше единицы. Так как торцовый коэффициент перекрытия у такой передачи равен нулю ( $\epsilon_\alpha=0$ ), то необходимо, чтобы осевой коэффициент перекрытия был больше единицы ( $\epsilon_\beta>1$ ). Поэтому такие передачи могут быть только косозубыми.

Преимущества передач с зацеплением Новикова:

- повышенная нагрузочная способность по контактной прочности, которая при  $H\leq 350HB$  в 1,5...1,7 раза выше, чем у аналогичной эвольвентной передачи;
- меньшая чувствительность к перекосам, чем у передачи с линейным контактом, т. е. эвольвентной;
- более высокий КПД и меньший износ зубьев.

Недостатки:

- повышенная чувствительность к изменению межосевого расстояния;



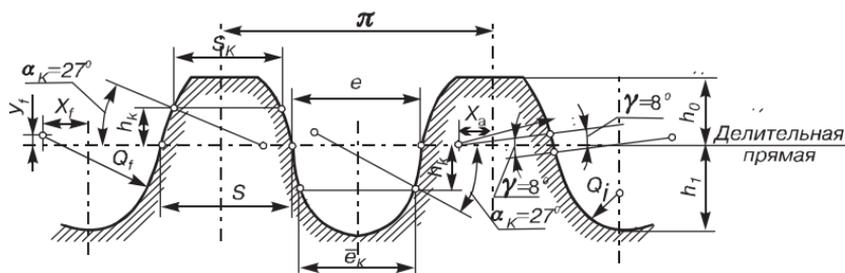


Рис. 8.74. Исходный контур по ГОСТ 15023-76

Разработаны исходные контуры для передач Новикова ДЛЗ 1,0-0,15 для зубчатых колес с  $H \leq 40HRC_3$  и ДЛЗ 0,7-0,15 для зубчатых колес с  $H \geq 45HRC_3$  [103] (табл. 8.25).

Таблица 8.25

### Параметры исходного контура

Модуль $m_n$ в мм	Параметры исходного контура, доли модуля					
	$Q_a^*$	$Q_f^*$	$Q_i^*$	$X_a^*$	$X_f^*$	$y_f^*$
От 1,6 до 3,15	1,14742	1,30742	0,52424	0,39270	0,50526	0,07264
Св. 3,15 до 6,3	1,14920	1,28920	0,51806	0,39270	0,48994	0,06356
"6,3 "10	1,15098	1,27098	0,51129	0,39270	0,47462	0,05448
"10 "16	1,15277	1,25277	0,50382	0,39270	0,45930	0,04540

Модуль $m_n$ в мм	Параметры исходного контура, доли модуля						
	$h_a^*$	$h_f^*$	$H_k^*$	$S_k^*$	$e_k^*$	$S^*$	$e^*$
От 1,6 до 3,15	0,90	1,05	0,52092	1,25932	1,31932	1,53199	1,60960
Св. 3,15 до 6,3	0,90	1,05	0,52172	1,26250	1,31750	1,53559	1,60600
"6,3 "10	0,90	1,05	0,52254	1,26566	1,31567	1,53919	1,60240
"10 "16	0,90	1,05	0,52334	1,26885	1,31385	1,54279	1,59880

Модуль цилиндрических зубчатых колес передач Новикова стандартизован по нормальному шагу ГОСТ 14186-69, состоит из двух рядов и в диапазоне 1,6...18 мм составляет:

1-й ряд 1,6 2 2,5 3 3,15 4 5 6,3 8 10 12,5 16;

2-й ряд 1,8 2,25 2,8 3,55 4,5 5,6 7,1 9 11,2 14 18.

Первый ряд модулей является предпочтительным.

Число зубьев шестерни рекомендуют выбирать в диапазоне  $Z = 10...25$ , хотя известны случаи применения шестерен и с меньшим числом зубьев.

Коэффициент осевого перекрытия для редукторов общего назначения рекомендуют принимать  $\epsilon_\beta = 1,3...1,4$ .

Угол наклона зубьев обычно принимают в диапазоне  $\beta = 10...25^\circ$ .



Геометрический расчет передач Новикова с двумя линиями зацепления регламентирован ГОСТ 17744-72, который распространяется на передачи с постоянным передаточным отношением, без смещения исходного контура, внешнего зацепления, с терминами и обозначениями соответствующими ГОСТ 16530-83, ГОСТ 16531-83.

Расчет основных геометрических параметров по ГОСТ 17744-72 выполняется при наличии исходных данных для расчета, приведенных в таблице 8.26.

Таблица 8.26

**Исходные данные для расчета передач Новикова**

Наименование параметра		Обозначение
Число зубьев	шестерни	$Z_1$
	колеса	$Z_2$
Модуль по ГОСТ 14186-69		$m$
Межосевое расстояние		$a$
Угол наклона зубьев		$\beta$
Исходный контур по ГОСТ 15023-76	Коэффициент радиуса кривизны	$\rho_a^*$
	Коэффициент расстояния от центра окружности радиуса $\rho_a$ до оси симметрии зуба	$X_a^*$
	Коэффициент высоты головки	$h_a^*$
	Коэффициент высоты ножки	$h_f^*$
	Угол профиля в контактной точке пары исходных контуров	$\alpha_k$

Расчет основных геометрических параметров осуществляется по формулам, приведенным в табл 8.27.

Расчеты размеров для контроля номинального положения исходного контура, которые приводят на рабочих чертежах, следует производить по ГОСТ 17744-72.

Основным критерием работоспособности передач Новикова является расчет прочности по контактным и изгибным напряжениям.

Таблица 8.27

**Расчет основных геометрических параметров по ГОСТ 17744-72**

Наименование параметра	Обозначение	Формулы и указания
1	2	3
1. Межосевое расстояние	$a$	$a = \frac{(z_1 + z_2)m}{2 \cos \beta}$



1		2	3
2. Угол наклона		$\beta$	$\cos\beta = \frac{(z_1 + z_2)m}{2a}$
3. Делительный диаметр	шестерни	$d_1$	$d_1 = \frac{z_1 \cdot m}{\cos\beta}$
	колеса	$d_2$	$d_2 = \frac{z_2 \cdot m}{\cos\beta}$
4. Диаметр вершин зубьев	шестерни	$d_{a1}$	$d_{a1} = d_1 + 2h_a^*m$
	колеса	$d_{a2}$	$d_{a2} = d_2 + 2h_a^*m$
5. Диаметр впадин	шестерни	$d_{f1}$	$d_{f1} = d_1 - 2h_f^*m$
	колеса	$d_{f2}$	$d_{f2} = d_2 - 2h_f^*m$
6. Осевой шаг		$p_x$	$p_x = \frac{\pi m}{\sin\beta}$
7. Интервал контактных точек зуба		$q_{21}$	$q_{21} = \left( \frac{\pi + 2l_a^*}{\sin\beta} - 2q_a^* \cos\alpha_k \sin\beta \right) m$
8. Интервал контактных точек двух зубьев		$q_{22}$	$q_{22} = p_x - q_{21}$
9. Ширина венца (полушевра)		$b$	<p><math>b = kp_x + \Delta b</math>,</p> <p>где <math>k</math> – целое число осевых шагов в ширине венца (полушевра); <math>\Delta b</math> – часть ширины венца (полушевра) сверх целого числа осевых шагов; <math>\Delta b &lt; p_x</math>. Выбор величины <math>b</math> рекомендуется производить с учетом выполнения условия <math>\frac{b}{p_x} \geq 1,25</math>.</p> <p>Выбор величины <math>\Delta b</math> рекомендуется производить с учетом выполнения следующих условий:</p> <p>а) если <math>\Delta b \geq 0</math>, то зубья зубчатых колес взаимодействуют не менее чем в <math>2k</math> контактных точках;</p> <p>б) если <math>\Delta b \geq q_{21}</math>, то зубья зубчатых колес взаимодействуют не менее чем в <math>(2k+1)</math> контактных точках;</p> <p>в) если <math>\Delta b \geq q_{22}</math>, то зубья зубчатых колес взаимодействуют <math>(k+1)</math> парами зубьев.</p>



Характер контакта зубьев в передачах Новикова существенно отличается от контакта двух цилиндров по Герцу. Размеры площадок контакта в таких передачах соизмеримы с размерами зубьев, и контактные напряжения приближаются к напряжениям смятия. Поэтому расчет по контактным напряжениям для передач Новикова с использованием формулы Герца является условным.

Расчет на прочность передач Новикова с двумя линиями зацепления, с исходным контуром по ГОСТ 15023-76 следует производить по рекомендованным в работах [59, 71, 87] формулам. Так, при проекторочном расчете передачи на контактную прочность определяют диаметр шестерни по формуле

$$d_1 = 6,2 \sqrt[3]{\frac{E_{\text{пр}} T_1 K_{HV} K_B Z_1 (u \pm 1)}{[\sigma_H]^2 \epsilon'_\beta U \cos \beta}}, \text{ мм}, \quad (8.110)$$

где  $E_{\text{пр}}$  – приведенный модуль упругости материалов, шестерни и колеса, МПа;  $T_1$  – вращающий момент на валу шестерни, Н·мм;  $K_{HV}$  – коэффициент динамической нагрузки;  $K_B$  – экспериментальный коэффициент (рис. 8.75);  $Z_1$  – число зубьев шестерни;  $U$  – передаточное число;  $[\sigma_H]$  – допускаемое контактное напряжение, МПа;  $\epsilon'_\beta$  – ближайшее целое число в значении  $\epsilon_\beta$ ;  $\beta$  – угол наклона зуба.

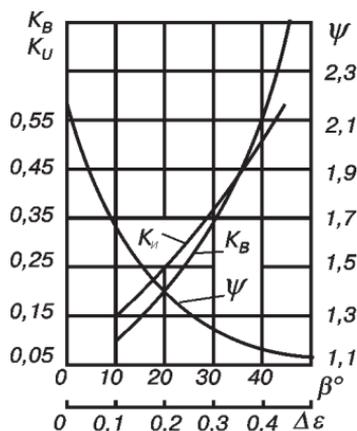


Рис. 8.75. Экспериментальные кривые для определения коэффициентов  $K_B$ ,  $K_U$ ,  $\Psi$  [71]

число зубьев шестерни;  $\epsilon_\beta$  – коэффициент осевого перекрытия;  $Y_F$  –

Значения величин  $E_{\text{пр}}$ ;  $T_1$ ;  $K_{HV}$ ;  $U$ ;  $[\sigma_H]$  принимают так же, как для эвольвентных передач.

Расчет зубьев по напряжениям изгиба выполняют по формуле

$$\sigma_F = \frac{T_1 K_{FV} K_{FI} \Psi}{m_n^3 Z_1 \epsilon_\beta Y_F} \leq [\sigma_F], \quad (8.111)$$

где  $\sigma_F$  – расчетное напряжение изгиба, МПа;  $T_1$  – вращающий момент на валу шестерни, Н·мм (Н·м·10<sup>3</sup>);  $F_{FV}$  – коэффициент динамической нагрузки;  $K_{FI}$  – экспериментальный коэффициент (рис. 8.75);  $\Psi$  – экспериментальный коэффициент (рис. 8.75);  $m_n$  – модуль нормальный, мм;  $z_1$  –



коэффициент формы зуба, принимают в зависимости от эквивалентного числа зубьев  $z_V = \frac{z}{\cos^3 \beta}$  по табл. 8.28.

Таблица 8.28

Коэффициенты формы зуба

$Z_V$	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	24	26
$Y_F$	0,87	0,89	0,92	0,93	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99	1,0	1,03	1,04

Все остальные параметры находят так же, как для эвольвентных передач.

## 8.21. Конические зубчатые передачи

### 8.21.1. Общие сведения

Для передачи вращения между валами, оси которых пересекаются, применяют конические зубчатые колеса. Последние могут быть с прямыми, тангенциальными (косыми) и криволинейными зубьями (рис. 8.76).

Углы между осями колес могут быть различными, но наибольшее применение нашли передачи с межосевым углом  $90^\circ$  (ортогональные передачи).

По сравнению с цилиндрическими передачами конические сложнее как при изготовлении колес, так и в процессе сборки. При изготовлении колес кроме соблюдения допусков на размеры зубьев требуется уложиться в соответствующие допуски на углы конусов, а при сборке передачи необходимо обеспечить совпадение вершин конусов. Все это представляет определенные трудности. Кроме этого, пересечение осей валов усложняет конструирование опор валов, так как одно из колес (как правило, шестерня) располагается консольно.

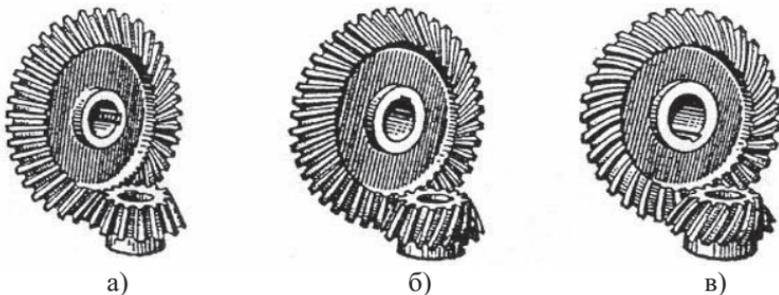


Рис. 8.76. Конические зубчатые передачи:

- а) с прямыми зубьями; б) с тангенциальными (косыми) зубьями; в) с криволинейными зубьями (круговыми)

По опытным данным, нагрузочная способность конической прямо-зубой передачи составляет около 0,85 от нагрузочной способности эквивалентной цилиндрической передачи. Несмотря на это, кониче-ские передачи широко применяют в машиностроении, там, где необ-ходимо расположение осей валов под углом.

Конические прямозубые зубчатые колеса могут быть изготовлены тремя основными методами: зубостроганием двумя резцами на зубо-строгальных станках; зубофрезерованием двумя дисковыми фрезами; круговым протягиванием зубьев резцовой головкой.

Первый метод наиболее простой, универсальный, но менее произ-водительный, получил распространение в единичном и серийном про-изводстве. По этому методу нарезание зубьев производят на зубостро-гательных станках методом обкатывания (рис. 8.77).

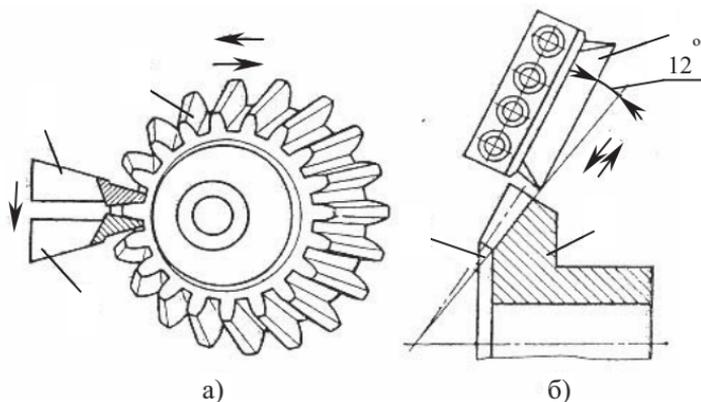


Рис. 8.77. Схема зубострогания прямозубых конических колес [63]:

а – зубострогание противоположных сторон одного зуба;

б – перемещение резцов в процессе резания;

1, 2 – зубострогальные резцы; 3 – обрабатываемое зубчатое колесо;

4 – конус впадин зубьев

Резцы 1 и 2 (рис. 8.77, а) зубострогательного станка работают в соседних впадинах зубьев колеса, обрабатывая противоположные стороны одного и того же зуба. Зубострогальные резцы совершают возвратно-поступательное движение и перемещаются параллельно образуемой конуса впадин зубьев. Процесс резания производят при качании люльки вверх и движении резцов от внешнего торца зуба к внутренне-му. После нарезания одного зуба заготовка выходит из зацепления с инструментом, происходит деление на один шаг для обработки сле-

дующего зуба. При нарезании зубьев таким методом впадина зуба имеет прямолинейный профиль.

Второй метод – нарезание зубьев дисковыми фрезами – имеет более высокую производительность. Он осуществляется двумя спаренными дисковыми фрезами 1 и 2 (рис. 8.78, а), расположенными под углом друг к другу и находящимися в одной впадине зуба обрабатываемого колеса 3. Наклонное положение фрез позволяет резцам одной фрезы входить в промежутки между резцами другой фрезы, образуя единый режущий инструмент.

Процесс зубофрезерования происходит методом обкатывания. Кроме вращения, фрезы передвигаются в вертикальной плоскости, воспроизводя таким образом боковые поверхности зубьев производящего колеса 4 (рис. 8.78, б). Полная обработка зуба без продольного перемещения фрез производится фрезами большого диаметра. При этом дно впадины зуба получается с вогнутой поверхностью. Высота зуба на его концах соответствует расчетной (по чертежу), а в середине она несколько больше. Но такая форма дна впадины зуба практически не оказывает влияние на работоспособность передачи.

Третий метод – круговое протягивание зубьев – самый высокопроизводительный. Он был разработан специально для получения прямозубых конических колес дифференциала легковых и грузовых автомобилей, тракторов в условиях массового производства. Схема нарезания прямозубых конических колес методом кругового протягивания приведена на рис. 8.79.

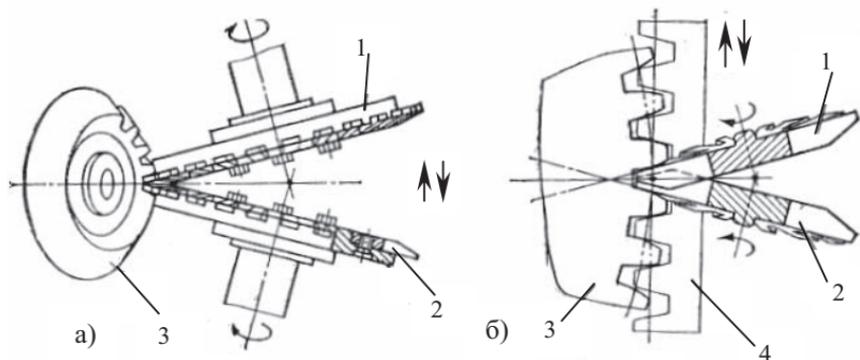
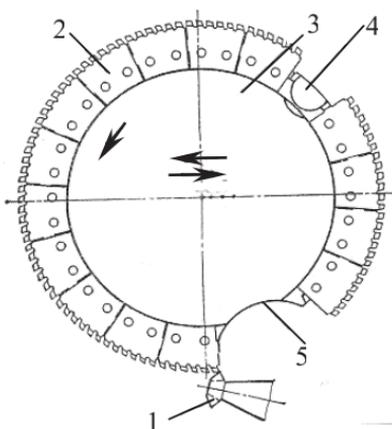


Рис. 8.78. Зубофрезерование конических колес [63]:

а – схема нарезания зубьев;

б – воспроизведение зубьев производящего колеса



*Рис. 8.79. Схема нарезания прямозубых конических колес методом кругового протягивания [63]: 1 – заготовка зубчатого колеса; 2 – блок резцов; 3 – резцовая головка-протяжка; 4 – участок протяжки для снятия фасок с боковых поверхностей и дна впадин зуба на внешнем торце; 5 – безрезцовый участок протяжки*

### 8.21.2. Геометрические параметры

При протягивании заготовка 1 неподвижна, а головка-протяжка 3 вращается с постоянной угловой скоростью и перемещается возвратно-поступательно параллельно образующей конуса впадин нарезаемого колеса 1. Весь процесс длится от 2 до 5 с, и за один оборот протяжки полностью обрабатывается впадина зуба зубчатого колеса.

Недостатком этого метода является более низкая точность (на 1-2 степени) по сравнению с обработкой другими методами. Достижимая точность этого метода – 8-9-я степень точности по ГОСТ 1758-81.

Термины, определения и обозначения, относящиеся к геометрическим параметрам конических зубчатых колес и передач, регламентированы ГОСТ 16530-83 и ГОСТ 19325-73.

Расчет геометрии конических колес и передач с прямыми зубьями установлен в ГОСТ 19624-74, а с круговыми – в ГОСТ 19326-73.

По сравнению с цилиндрическими зубчатыми колесами, имеющими в качестве основного параметра делительный цилиндр, аналогичную функцию в конических колесах выполняет делительный конус. Под делительным конусом конического зубчатого колеса понимают такую коническую поверхность, которая катится без скольжения по конической поверхности воображаемого производящего колеса при нарезании зубьев (рис. 8.80).

Угол между образующей делительного конуса и его осью называют углом делительного конуса. Угол делительного конуса обозначают  $\delta$  с индексом 1 для шестерни ( $\delta_1$ ) и 2 для колеса ( $\delta_2$ ).

Конус, соосный с делительным, образующие которого перпендикулярны к образующим делительного конуса, называется *делительным дополнительным конусом* (рис. 8.80). Делительный дополнительный конус может быть: внешним, средним и внутренним.

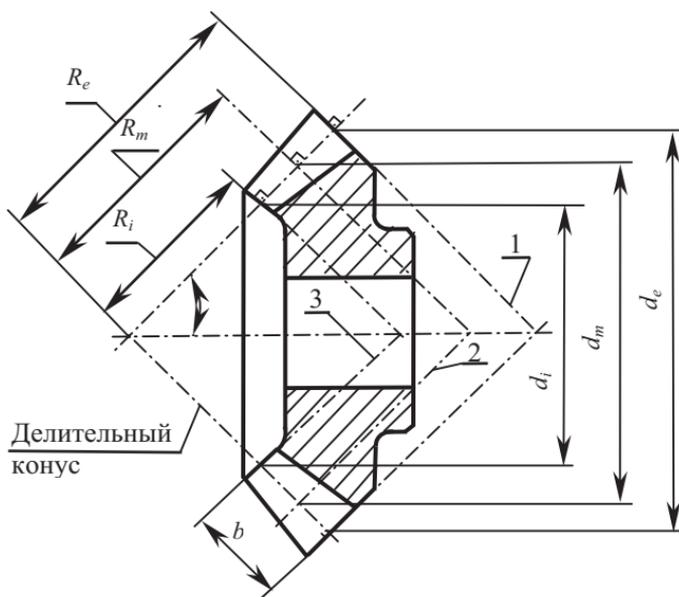


Рис. 8.80. Параметры конического зубчатого колеса:

- 1 – внешний делительный дополнительный конус;
- 2 – средний делительный дополнительный конус;
- 3 – внутренний делительный дополнительный конус

Торцовым сечением конического зубчатого колеса называют сечение конического колеса делительным дополнительным конусом.

Шириной зубчатого венца называют расстояние между внешним и внутренним торцовым сечениями конического зубчатого колеса, которое измеряют по образующей делительного конуса. Ширину зубчатого колеса обозначают  $b$ .

Зубья конического зубчатого колеса ограничены между конусами вершин и впадин, углы которых обозначают  $\delta_a$  и  $\delta_f$  с индексами 1 для шестерни и 2 для колеса.

*Делительной окружностью* называют окружность, полученную при пересечении делительного и дополнительного конусов.

Различают наружную, среднюю и внутреннюю делительные окружности.

Отношение ширины зубчатого венца  $b$  к внешнему конусному расстоянию  $R_e$  называется коэффициентом ширины зубчатого венца, обозначается  $K_{be}$  и определяется  $K_{be}=b/R_e$ .

Геометрия конических зубчатых колес и передач сложнее, чем цилиндрических. Ряд параметров конических зубчатых колес, таких как конусное расстояние  $R$ , окружной шаг  $P$ , модуль  $m$  и другие, являются переменными в зависимости от того, в каком сечении они рассматриваются. В связи с этим установлены специфические термины, обозначения и индексы. Основные сечения и присваиваемые им индексы, а также некоторые параметры показаны на рис. 8.81. Параметрам внешних торцовых сечений присваивают индекс  $e$ , средних – индекс  $m$ , внутренних – индекс  $i$ .

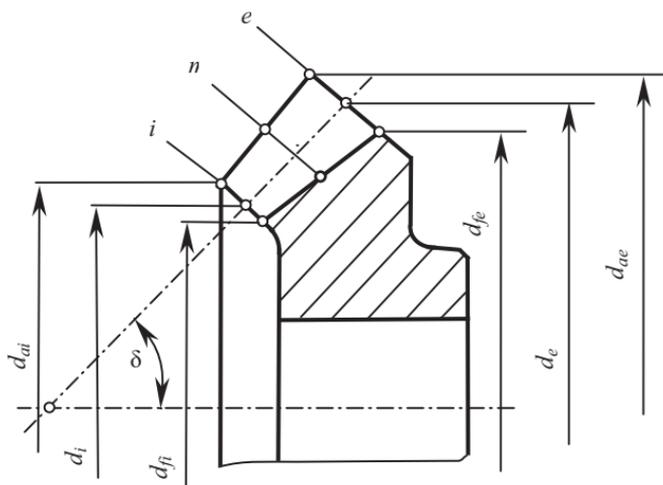


Рис. 8.81. Торцовые сечения конического колеса

Так, окружной шаг зубьев конического зубчатого колеса  $P_r$ , понимаемый как расстояние между одноименными профилями соседних зубьев по дуге концентрической окружности, рассматриваемой в различных сечениях, может быть: внешним  $P_{te}$ , средним  $P_{tm}$ , внутренним  $P_{ti}$  (рис. 8.82).

Аналогично шагу, окружной модуль зубьев конического колеса  $m_r$ , понимаемый как линейная величина, в  $\pi$  раз меньшая окружного шага,

может быть:  $m_{te}$  – окружной внешний модуль;  $m_{tm}$  – окружной средний модуль;  $m_{ti}$  – окружной внутренний модуль.

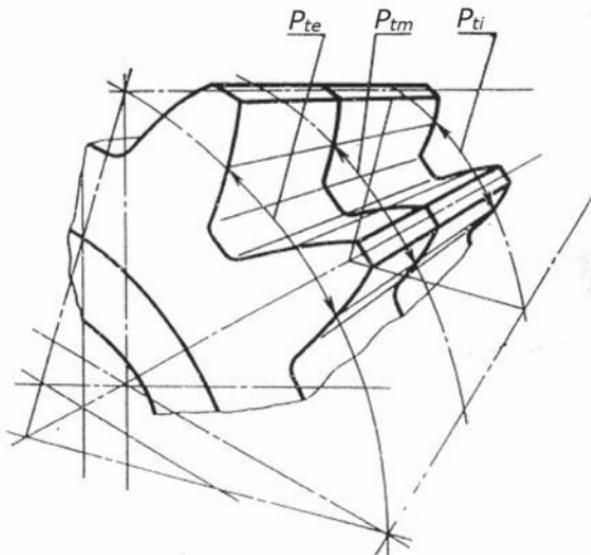


Рис. 8.82. Окружной шаг конического зубчатого колеса в различных торцовых сечениях:  
 $P_{te}$  – внешний окружной шаг;  $P_{tm}$  – средний окружной шаг;  
 $P_{ti}$  – внутренний окружной шаг

В зависимости от способа изготовления возможно получить три формы зубьев в осевом сечении:

I – пропорционально понижающиеся зубья; вершины делительного и внутреннего конусов совпадают;

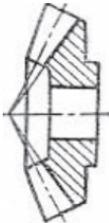
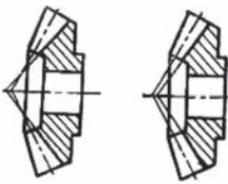
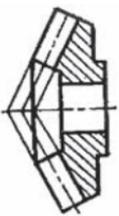
II – понижающиеся зубья; вершины конусов делительного и впадин не совпадают;

III – равновысокие зубья; образующие конусов параллельны.

Формы зубьев и область их применения представлены в табл. 8.29.

*Исходный контур.* Для прямозубых зубчатых колес и колес с тангенциальной формой линии зуба (рис. 8.83, а, б) принят исходный контур по ГОСТ 13754-81, а для колес с круговыми зубьями (рис. 8.83, в) исходный контур по ГОСТ 16202-81, параметры которых приведены в табл. 8.30.

## Характеристики формы зубьев конических зубчатых колес [56]

Форма зубьев	Эскиз	Характеристики	Область применения
I		Пропорционально понижающиеся зубья. Вершины конусов делительного и впадин совпадают. Высота ножки зубьев пропорциональна конусному расстоянию	Зубчатые колеса с прямыми зубьями. Зубчатые колеса с круговыми зубьями при $m_n = 2 \div 2,5$ ; $R = 60 \div 650$ мм; $\beta_n = 0 \div 45^\circ$ ; $z_c = 20 \div 100$
II		Понижающиеся зубья. Вершины конусов делительного и впадин не совпадают	Зубчатые колеса с тангенциальными зубьями. Зубчатые колеса с круговыми зубьями при $m_n = 0,4 \div 2,5$ ; $R = 6 \div 700$ мм; $\beta_n = 0 \div 15^\circ$ (допускается $\beta_n$ до $45^\circ$ ); $z_c = 24 \div 100$
III		Равновысокие зубья. Образующие конусов параллельны. Высота зубьев постоянна по всей длине	Зубчатые колеса с круговыми зубьями при $m_n = 2 \div 2,5$ ; $R = 75 \div 750$ мм; $\beta_n = 25 \div 45^\circ$ ; $z_c > 40$

*Примечание.* Здесь  $z_c$  – число зубьев плоского колеса, сопряженного с данным коническим;  $\beta_n$  – средний (расчетный) угол наклона зуба.

*Модули.* В целях удобства измерения у конических зубчатых колес стандартизированы внешние окружные модули  $m_{te}$ . Числовые значения их такие же, как у цилиндрических зубчатых колес.

В качестве расчетного модуля для прямозубых зубчатых колес при расчете геометрии принимают внешний окружной модуль  $m_{te}$ , для зубчатых колес с тангенциальными зубьями – внешний нормальный модуль  $m_{ne}$ , для зубчатых колес с круговыми зубьями – средний нормальный модуль  $m_{nm}$ .

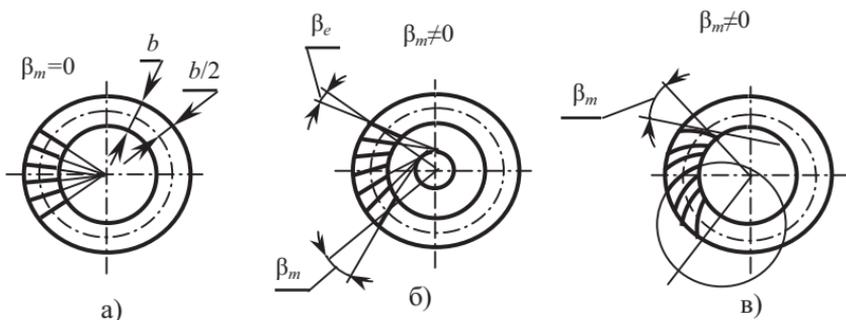


Рис. 8.83. Схемы конических колес: а – с прямыми зубьями; б – тангенциальными; в – круговыми

Таблица 8.30

**Параметры исходных контуров для конических зубчатых колес**

Параметры	Обозначение	Числовое значение	
		по ГОСТ 13754-81 (прямые и тангенциальные зубья)	по ГОСТ 16202-81 (круговые зубья)
Угол профиля	$\alpha (\alpha_n)$	$\alpha = 20^\circ$	$\alpha_n = 20^\circ$
Коэффициент высоты головки	$h_a^*$	1,0	1,0
Коэффициент радиального зазора в паре исходных контуров	$c^*$	0,2	0,25
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой, являющейся дугой окружности	$\rho_f^*$	0,3	0,25

Примечание. 1. Для тангенциальных зубьев  $\alpha = \alpha_n = 20^\circ$ . 2. При  $0,1 \leq m < 1,0$  исходный контур прямозубых конических колес нормируется ГОСТ 9587-81\* (СТ СЭВ 309-85).

Минимальное число зубьев шестерни рекомендуют выбирать в зависимости от передаточного числа передачи и среднего (расчетного) угла наклона зубьев по табл. 8.31.

Таблица 8.31

## Минимально допустимые числа зубьев шестерни [103]

Передаточное число $u$	$z_1$ при $\beta_m^\circ$		
	0...15	20...25	30...40
1	17	17	17
1,6	15	15	14
2	13	12	11
$\geq 3,15$	12	10	8

Желательно выбирать некратные числа зубьев колес и применять приработку зубьев для уменьшения шума передачи.

Возможен выбор зубьев шестерни при  $H_1$  и  $H_2 \geq 45HRC_3$  по рис. 8.84.

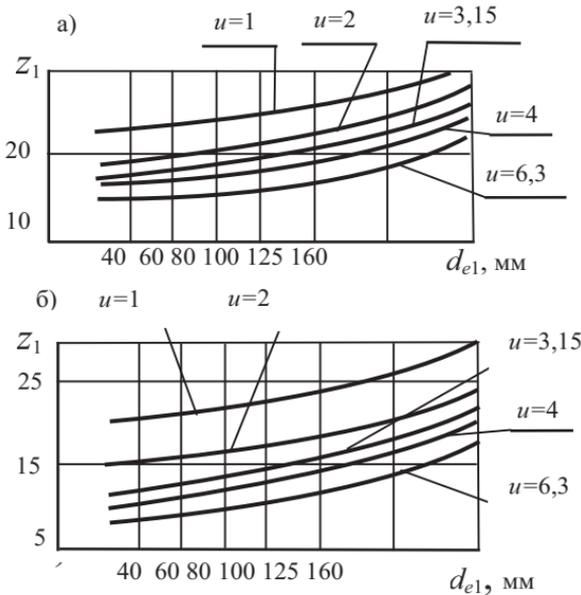


Рис. 8.84. Графики для определения чисел зубьев шестерни [103]:  
а – прямозубой; б – с круговыми зубьями

Для конической передачи вводят понятие эквивалентной передачи, под которой понимают такую цилиндрическую передачу с шириной зубчатого венца, как и у конической, а делительными диаметрами  $d_{v1} = d_{m1}/\cos\delta_1$ ;  $d_{v2} = d_{m2}/\cos\delta_2$ .

Числа зубьев колес эквивалентной цилиндрической передачи:  
 $z_{v1} = z_1/\cos\delta_1$ ;  $z_{v2} = z_2/\cos\delta_2$ .

Основные геометрические параметры конической передачи показаны на рис. 8.85.

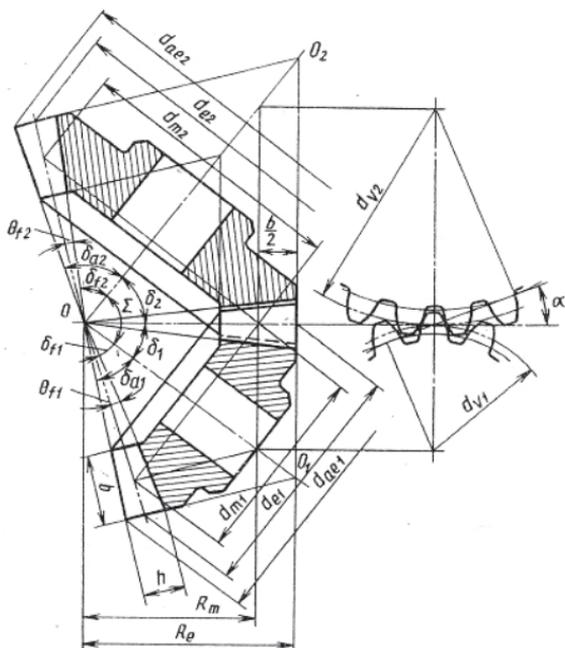


Рис. 8.85. Схема к геометрическому расчету конических передач:  
 $d_{v1}$  – эквивалентный диаметр шестерни;  
 $d_{v2}$  – эквивалентный диаметр колеса

Аналогично тому, как зубья цилиндрических колес получают обкатыванием по рейке, то зубья конических колес – обкатыванием по плоскому колесу с числом зубьев  $z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$ . Величина  $z_c$  может быть дробной.

Основные геометрические зависимости приведены в табл. 8.32–8.34.

Таблица 8.32

**Основные размеры конических зубчатых колес с прямыми, тангенциальными и круговыми понижающимися зубьями (осевая форма зубьев I) при межосевом угле  $\Sigma=90^\circ$  [103]**

Параметр зацепления	Формула
1	2
Внешнее конусное расстояние	$R_e = 0,5_{mte} z_c$
Ширина венца	$b \leq 0,3R_e; (k_{he} = b/R_e \leq 0,3)$



1		2
Число зубьев плоского колеса		$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$
Среднее конусное расстояние		$R_m = R_e - 0,5b$
Наибольшая высота: зубьев (у торца)		$h_e = 2h_{ie}^* m_{ie} + c,$ где $h_{ie}^* = \cos \beta_m$ ; $c = 0,2m_{ie}$
головки зубьев (у торца)		$h_{ae1} = (h_{ie}^* + x_1 \cos \beta_m) m_{ie};$ $h_{ae2} = 2h_{ie}^* m_{ie} - h_{ae1}$
ножки зубьев (у торца)		$h_{fe1} = h_e - h_{ae1}; h_{fe2} = h_e - h_{ae2}$
Окружная толщина зуба по внешней делительной окружности		$S_{e1} = (0,5\pi + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha_n + x_r) m_{ie};$ $S_{e2} = \pi m_{ie} - S_{e1}$
Угол: ножки зубьев		$\operatorname{tg} \theta_{f1} = h_{fe1} / R_e; \operatorname{tg} \theta_{f2} = h_{fe2} / R_e$
делительного (начального) конуса конуса вершин конуса впадин		$\operatorname{tg} \delta_1 = z_1 / z_2; \delta_2 = 90^\circ - \delta_1$ $\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{f2}; \delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{f1}$ $\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}; \delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$
Диаметр: внешней делительной окружности внешний вершин зубьев		$d_{e1} = m_{ie} z_1; d_{e2} = m_{ie} z_2$ $d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1} \cos \delta_1;$ $d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2} \cos \delta_2$
Расчетное базовое расстояние (от вершины делительного конуса до основания наружного конуса)		$B_1 = R_e \cos \delta_1 - h_{ae1} \sin \delta_1;$ $B_2 = R_e \cos \delta_2 - h_{ae2} \sin \delta_2$
Эксцентриситет для тангенциальных зубьев		$e = R_m \sin \beta_m$
Угол наклона:	тангенциальных зубьев у торца	$\sin \beta_e = e / R_e$
	круговых зубьев	$\beta_e = \beta_m + \Delta \beta,$ где $\Delta \beta = b(C_A - C_B / R_m);$ $C_A = \frac{57,3}{d_{инн} \cos \beta_m}; C_B = 28,65 \operatorname{tg} \beta_m;$ $d_{инн} = (1,7+2,1)R_m$

\* Обозначает величину в долях модуля;  $d_{инн}$  – диаметр инструмента.

Таблица 8.33

**Основные размеры конических зубчатых колес с постоянной  
шириной дна впадины (осевая форма зубьев II) [103]**

Параметр зацепления	Формула
1	2
Среднее конусное расстояние	$R_m = m_{nm} z_c / 2 \cos \beta_m$
Ширина зубчатого венца	$b \leq 0,35 R_m; (k_{bm} = b / R_m \leq 0,35)$

1	2
Внешняя конусная дистанция	$R_e = R_m + 0,5b$
Высота головки зуба посередине ширины венца	$h_{a1} = (h_a^* + x_1)m_{nm}$ ; $h_{a2} = 2h_a^*m_{nm} - h_{a1}$ ; где $h_a^* = 1$
Окружная толщина зуба в среднем нормальном сечении	$S_{nm1} = (0,5\pi + 2x_1\text{tg}\alpha_n + x_{r1})m_{nm}$ ; $S_{nm2} = \pi m_{nm} - S_{nm1}$
Промежуточная расчетная величина (определяется при $\beta_m \neq 0$ и округляется до целого числа, кратного 10)	$a = \frac{C_1 - C_2 R_m}{z_c}$ , где $C_1 = \frac{10800 \text{tg}\beta_m}{\text{tg}\alpha_n}$ ; $C_2 = \frac{2C_1 \sin\beta_m}{d_{ин}}$ ; $d_{ин} = (1,5 \dots 2,3)R_m$
Сумма углов ножек зубьев шестерни и колеса в минутах	При $\beta_m \neq 0$ $\theta_{f\Sigma} = a \text{cosec}\beta_m$ ; при $\beta_m = 0$ $\theta_{f\Sigma} = \frac{10800 \text{ctg}\alpha_n}{z_c}$
Угол ножки зуба (округлить до 1)	$\theta_{f1} = \frac{\theta_{f\Sigma} S_{nm2}}{\pi m_{nm}}$ ; $\theta_{f2} = \theta_{f\Sigma} - \theta_{f1}$
Поправка высоты головки при переходе на внешний конус	$\Delta h_{a1} = 0,5b \text{tg}\theta_{f2}$ ; $\Delta h_{a2} = 0,5b \text{tg}\theta_{f1}$
Наибольшая высота: головки зубьев (по торцу) зуба по торцу	$h_{ae1} = h_{a1} + \Delta h_{a1}$ ; $h_{ae2} = h_{a2} + \Delta h_{a2}$ $h_e = 2h_a + c + \Delta h_{a1} + \Delta h_{a2}$

*Примечание.* Величины  $\delta$ ,  $\delta_a$ ,  $\delta_f$ ,  $d_e$ ,  $d_{ae}$ ,  $B$  определяют так же, как при форме зуба I (табл. 8.32).

Таблица 8.34

**Основные размеры конических колес  
с равновысокими зубьями (осевая форма зубьев III)**

Параметр зацепления	Формула
Высота зуба	$h = 2h_a^*m_{nm} + c$ , где $h_a^* = 1$ ; $c = 0,25m_{nm}$
Высота головки зуба	$h_{a1} = m_{nm}(h_a^* + x_1)$ ; $h_{a2} = 2h_a^*m_{nm} - h_{a1}$
Угол начального, наружного и внутреннего конусов	$\text{tg}\delta_1 = \frac{z_1}{z_2}$ ; $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$
Окружная толщина зуба в среднем нормальном сечении	$S_{n1} = (0,5\pi + 2x_1\text{tg}\alpha_{0n} + x_r)m_{nm}$ ; $S_{n2} = \pi m_{nm} - S_{n1}$

*Примечание.* Величины  $d_e$ ,  $d_{ae}$  и  $B$  определяют так же, как при осевой форме зуба I.

### 8.21.3. Силы в зацеплении конической передачи

При передаче вращающего момента в коническом зацеплении результирующая сила действует нормально к поверхности зуба. Эту силу разлагают на составляющие: окружную  $F_t$ , радиальную  $F_r$  и осевую  $F_a$  (рис. 8.86).

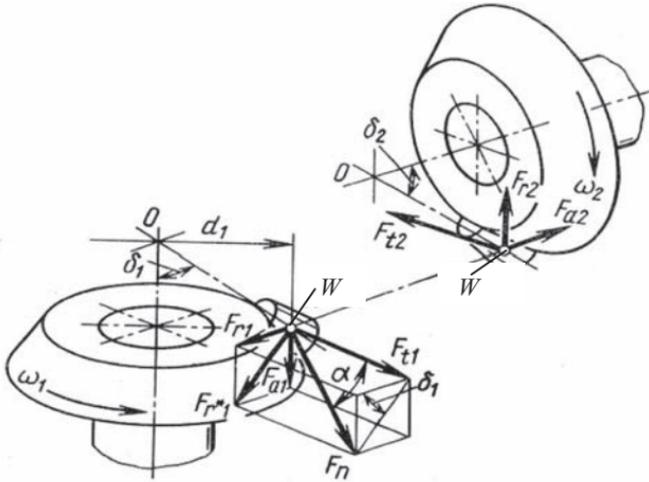


Рис. 8.86. Схема к расчету сил в зацеплении конической передачи

Действие окружной силы на шестерне направлено по касательной противоположно направлению вращения, а у колеса – по ходу вращения. Индексы 1 принимают для шестерни и 2 для колеса.

В прямозубой конической передаче окружное усилие определяют по формулам:

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{m1}} \text{ и } F_{t2} = \frac{2T_2}{d_{m2}}, \text{ Н}, \quad (8.112)$$

где  $T_1$  и  $T_2$  – вращающие моменты на шестерне и на колесе, Н·м;  $d_{m1}$  и  $d_{m2}$  – средние диаметры шестерни и колеса, м.

При этом  $F_{t1} = F_{t2}$ , но противоположно направлены.

Радиальное усилие на шестерне  $F_{r1}$  и осевое усилие на колесе  $F_{a2}$  равны по величине, но имеют противоположное направление (рис. 8.86) и могут быть определены по формуле

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1, \text{ Н}, \quad (8.113)$$

где  $\delta_1$  – угол делительного конуса шестерни.

Радиальное усилие на колесе  $F_{r2}$  равно осевому усилию на шестерне  $F_{a1}$ , но имеют противоположное направление и вычисляются по формуле

$$F_{r2}=F_{a1}=F_{t2}\cdot\operatorname{tg}\alpha\cdot\sin\delta_2, \text{ Н}, \quad (8.114)$$

где  $\delta_2$  – угол делительного конуса колеса.

В конической передаче с косыми или с круговыми зубьями окружную силу  $F_t$  вычисляют по формуле для прямозубой конической передачи.

Радиальное усилие на шестерне  $F_{r1}$  равно осевому усилию на колесе  $F_{a2}$ , но противоположно направлено и может быть определено по формуле

$$F_{r1} = \frac{F_{t1}}{\cos\beta_m} (\operatorname{tg}\alpha_n \cdot \cos\delta_1 \pm \sin\beta_m \cdot \sin\delta_1), \text{ Н}. \quad (8.115)$$

Осевое усилие на шестерне  $F_{a1}$  равно радиальному усилию на колесе  $F_{r2}$ , но противоположно по направлению и вычисляется по формуле

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\cos\beta_m} (\operatorname{tg}\alpha_n \cdot \cos\delta_1 \pm \sin\beta_m \cdot \cos\delta_1), \text{ Н}, \quad (8.116)$$

где  $\beta_m$  – угол наклона линии зуба в середине ширины зубчатого венца;  $\alpha_n$  – нормальный угол профиля на делительной окружности конического колеса с круговыми зубьями;  $\delta_1$  – угол делительного конуса шестерни.

Верхние знаки принимают, если направление линии зуба совпадает с направлением вращения колеса, если смотреть на него со стороны вершины конуса.

Для осевой формы зуба I и II обычно принимают:  $\alpha_n = 20^\circ$ ;  $\beta_n = \beta_m = 35^\circ$ .

#### 8.21.4. Точность изготовления конических зубчатых колес и передач

Геометрическая форма конических зубчатых колес значительно сложнее, чем у цилиндрических. Поэтому важным фактором для обеспечения нормальной работоспособности конических зубчатых передач является точность их изготовления и монтажа в корпусе.

Погрешности изготовления конических колес на производстве неизбежны ввиду неточности зуборезного станка, режущего инструмента, базирования заготовки и многих других причин.

Конические зубчатые колеса сложны не только в изготовлении и монтаже, но они и более сложны при контроле точности.



Для обеспечения нормальной работы конической зубчатой передачи погрешности изготовления отдельных зубчатых колес и их монтажа ограничивают соответствующими допусками. Особенностью нормирования точности конических передач является применение параметров, связанных с изготовлением таких передач. Кроме требований к отдельным зубчатым колесам и передачам, применяют нормы точности для пар зубчатых колес, скомплектованных вместе (шестерня плюс колесо) и в таком виде поставляемых потребителю. Этот прием, являющийся разновидностью селективной сборки, часто применяется даже в условиях серийного и массового производства. Все это можно объяснить большим влиянием формы поверхности зубьев на процесс зацепления и практической трудностью контроля профиля и направления зубьев.

Точность изготовления конических зубчатых колес и передач внешнего зацепления с прямыми, тангенциальными и криволинейными зубьями со средним нормальным модулем от 1 до 56 мм и средним делительным диаметром до 4000 мм регламентирован ГОСТ 1758-81.

Согласно указанному стандарту установлено 12 степеней точности зубчатых колес и передач, которые обозначаются в порядке убывания точности цифрами 1, 2, 3, 4...12. Степени 1, 2, 3 предусмотрены для будущего развития, и поэтому числовые значения допусков для них в настоящее время стандартом не установлены. Самое точное зубчатое колесо определяет 4-я степень точности, а самое грубое 12-я.

Для каждой степени точности зубчатых колес и передач установлены нормы:

- кинематической точности;
- плавности работы;
- контакта зубьев.

Коническая зубчатая передача является однопрофильной, у которой контакт зубьев колес в процессе работы происходит только по рабочим профилям. Между нерабочими профилями зубьев должен быть гарантированный боковой зазор  $j_{n \min}$ , который необходим для теплового расширения зубьев при работе и предотвращения заклинивания передачи, компенсации неточности изготовления и монтажа в корпусе, а также для нормальных условий смазки.

По величине гарантированного бокового зазора  $j_{n \min}$ , который определяется на среднем конусном расстоянии  $R_m$ , ГОСТ 1758-81 устанавливает 6 видов сопряжений зубчатых колес в передаче и соответствующих им гарантированных боковых зазоров (рис. 8.87).



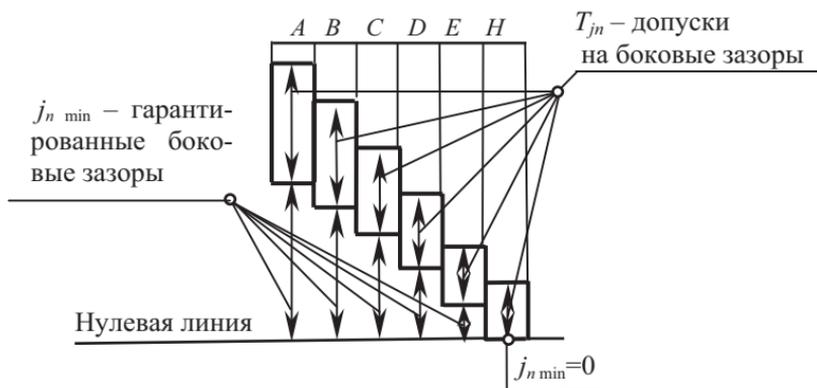


Рис. 8.87. Виды сопряжений и гарантированные боковые зазоры конических передач

Точность изготовления конических зубчатых колес задается степенью точности и видом сопряжения по нормам бокового зазора. ГОСТ 1758-81 допускает комбинирование норм кинематической точности, норм плавности и норм контакта зубьев зубчатых колес из разных степеней точности. При этом нормы плавности зубчатых колес и передач могут быть не более чем на две степени точнее или на одну степень грубее норм кинематической точности; нормы контакта зубьев не могут назначаться более грубыми, чем нормы плавности.

Например, запись на чертеже зубчатого колеса 8-7-6-B ГОСТ 1758-81 следует расшифровать следующим образом: передача со степенью 8 по нормам кинематической точности, со степенью 7 по нормам плавности работы, со степенью 6 по нормам контакта с видом сопряжения колес по нормам бокового зазора B.

Если по всем нормам степени точности одинаковые, то они указываются только один раз. Например, 8-C ГОСТ 1758-81 – передача со степенью 8 по всем трем нормам, с видом сопряжения C по нормам бокового зазора.

Необходимую точность изготовления зубчатого колеса указывают на рабочем чертеже в правом верхнем углу в таблице параметров по ГОСТ 2.403-75. В этой таблице приводят данные для изготовления зубчатого колеса, данные для контроля и справочные данные.

К данным для изготовления относят:

- внешний окружной модуль для прямозубых колес, нормальный модуль для колес с тангенциальным зубом; средний нормальный модуль для зубчатого колеса с круговыми зубьями;

- число зубьев;
- тип зуба;
- угол наклона зуба;
- направление линии зуба (правое или левое);
- исходный контур;
- коэффициент смещения;
- коэффициент изменения толщины зуба;
- угол делительного конуса;
- номинальный диаметр зуборезной головки для зубчатого колеса с круговыми зубьями;

– степень точности и вид сопряжения по ГОСТ 1758-81.

Выбор конкретного контрольного комплекса обычно зависит от вида производства и наличия на предприятии соответствующих средств измерения и устанавливается изготовителем.

Заполнение таблицы в части контрольного комплекса может быть полным и сокращенным по ГОСТ 2.403-75. Сокращенное заполнение таблицы параметров зубчатого венца допустимо при использовании стандартного исходного контура, но в этом случае технолог назначает проверку норм точности и вносит необходимые данные в технологическую карту. Это свойственно для массового производства.

В случае использования нестандартного исходного контура, а также в условиях единичного производства конструктор обязан оформить таблицу параметров полностью.

Особенностью контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев конических колес является отсутствие у них такого параметра, как «длина общей нормали», широко применяемого у цилиндрических зубчатых колес для косвенного контроля толщины зуба.

Поэтому толщина зуба у конических зубчатых колес контролируется по хорде по одному из вариантов:

– толщина зуба по внешней постоянной хорде  $\bar{S}_{ce}$  и высота до внешней постоянной хорды  $\bar{h}_{ce}$  (иногда индекс  $e$  опускают у обозначения высоты до внешней постоянной хорды);

– внешняя делительная толщина зуба по хорде  $\bar{S}_e$  и высота до внешней делительной хорды  $\bar{h}_{ae}$  (рис. 8.88).

Внешняя делительная окружная толщина зуба определяется по формуле

$$S_e = m_{ie}(0,5\pi + 2x \operatorname{tg} \alpha + x_\tau). \quad (8.117)$$

Внешняя постоянная хорда по зависимости

$$\bar{S}_{ce} = S_e \cdot \cos^2 \alpha. \quad (8.118)$$

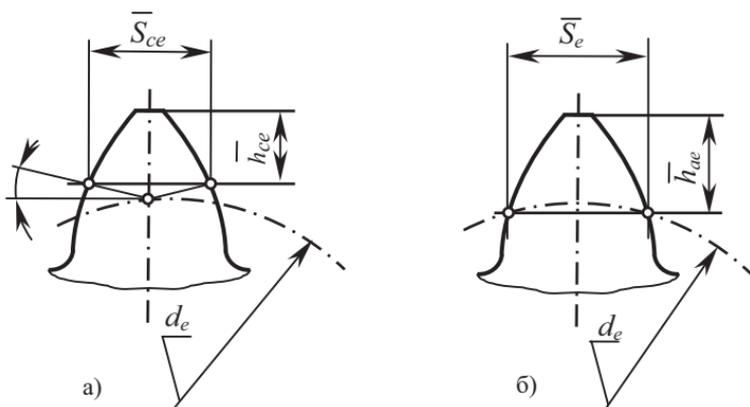


Рис. 8.88. Схема измерения: а – внешней постоянной хорды; б – хорды по внешней делительной окружности

Высота до постоянной хорды может быть найдена по формуле

$$\bar{h}_{ce} = h_{ae} - 0,25S_e \sin 2\alpha. \quad (8.119)$$

Внешняя высота делительной головки зуба

$$h_{ae} = (h_a^* + x_e)m_{te}. \quad (8.120)$$

Для прямозубых конических передач без смещения исходного контура и при  $\alpha=20^\circ$  расчет измерительных размеров зубьев упрощается:

$$\bar{S}_{ce} = 1,387 \cdot m_{te}; \quad \bar{h}_{ce} = 0,7476 \cdot m_{te}. \quad (8.121)$$

На рис. 8.89 [55] приведен пример размещения параметров в таблице конического прямозубого зубчатого колеса для случая единичного производства (технологическая карта контроля точности зубчатого венца технологом не разрабатывается) для зубчатого колеса с параметрами: внешний окружной модуль  $m_{te} = 2$  мм; число зубьев  $Z = 40$ ; тип зуба прямой; коэффициент смещения  $x = 0$ ; коэффициент изменения толщины зуба  $x_\tau = 0$ ; угол делительного конуса  $\delta = 57^\circ 59'$ ; степень точности и вид сопряжения 9-С ГОСТ 1758-81.

Передачи с тангенциальным и с круговым зубом отличаются от прямозубых при одинаковой точности меньшими динамическими нагрузками и шумом в работе.

На динамическую нагруженность передачи большое влияние оказывает точность изготовления зубчатых колес. Значения предельно допустимых окружных скоростей конических зубчатых передач для различных типов зубьев и степеней точности приведены в табл. 8.35.

Данные для изготовления	Внешний окружной модуль		$m_{te}$	2
	Число зубьев		$z$	40
	Тип зуба		—	прямой
	Исходный контур		—	ГОСТ 13754-81
	Коэффициент смещения		$x$	0
	Коэффициент изменения толщины зуба		$x_{\tau}$	0
	Угол делительного конуса		$\delta$	$57^{\circ}59'$
	Степень точности и вид сопряжения		—	9-С ГОСТ 1758-81
	Данные для контроля	Толщина зуба по внешней постоянной хорде		$\bar{S}_{ce}$
Измерительная высота до внешней постоянной хорды		$\bar{h}_{ce}$	1,495	
Допуск на биение зубчатого венца		$F_r$	0,056	
Предельные отклонения шага		$\pm f_{pt}$	$\pm 0,028$	
Суммарное пятно контакта		по высоте зуба	%	55
	по длине зуба	%	50	
Справочные данные	Межосевой угол		$\Sigma$	$90^{\circ}$
	Средний окружной модуль		$m_m$	1,703
	Внешнее конусное расстояние		$R_e$	47,175
	Среднее конусное расстояние		$R_m$	40,175
	Средний делительный диаметр		$d_m$	68,12

Рис. 8.89. Размещение параметров в таблице прямозубого конического зубчатого колеса [55]

Таблица 8.35

**Значения предельно допустимых окружных скоростей конических передач [73]**

Степень точности по ГОСТ 1758-81 (СТ СЭВ 186-75, СТ СЭВ 1161-78)	Прямые зубья	Непрямые зубья (тангенциальные или круговые)
	Окружная скорость, м/с	
5 и более точные	$\geq 12$	$\geq 20$
6	до 12	до 20
7	до 8	до 10
8	до 4	до 7
9	до 1,5	до 3



### 8.21.5. Расчет на прочность

Расчетные формулы конических прямозубых передач на прочность получены путем замены их эквивалентными прямозубыми передачами, подобно цилиндрическим косозубым передачам. Аналогично цилиндрическим размеры конической передачи определяют из расчетов контактной и изгибной выносливости.

#### Проектировочный расчет передачи

Для ортогональной конической зубчатой передачи (передача, межосевой угол которой равен  $90^\circ$ ) значение среднего и внешнего делительных диаметров находят по формулам

$$d_{m1} = 966 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{1H} \cdot K_{H\beta}}{K_{be} \cdot u \cdot \sigma_{HP}^2}}, \quad (8.122)$$

$$d_{e1} = \frac{d_{m1}}{1 - 0,5K_{be}}, \quad (8.123)$$

где  $d_{m1}$  – средний делительный диаметр шестерни,  $d_{e1}$  – внешний делительный диаметр шестерни,  $K_{be}$  – коэффициент ширины зубчатого венца ( $K_{be} = b/R_e$ ;  $R_e$  – внешнее конусное расстояние).

$K_{be}$  рассчитывают в зависимости от схемы передачи (рис. 8.90) и твердости рабочих поверхностей зубьев. При  $H_1 \leq 350HB$  или  $H_1 > 350HB$  и  $H_2 \leq 350HB$ , а также, когда  $H_1$  и  $H_2 > 350HB$ , но передачи выполнены по схемам Г или Д,  $K_{be}$  вычисляют по формуле

$$K_{be} = 1,8/(u + 0,9). \quad (8.124)$$

Для случаев, когда оба зубчатых колеса имеют твердость рабочих поверхностей зубьев больше  $HB350$  и передачи выполнены по схемам А, Б, В, значения  $K_{be}$  вычисляют по формуле

$$K_{be} = 1,2/(u + 0,6). \quad (8.125)$$

Вычисленные значения  $K_{be}$  не должны превышать своего максимального значения, равного 0,3 (при  $K_{be} > 0,3$  принимают  $K_{be} = 0,3$ ).

Эффективные значения коэффициента концентрации нагрузки  $K_{H\beta}$  находят по графикам (рис. 8.90) с учетом указаний, приведенных на рисунке. Допускаемое расчетное напряжение  $\sigma_{HP}$  определяется так же, как при расчете прямозубых цилиндрических колес.

Приближенное значение среднего окружного модуля при принятом  $K_{be}$  рассчитывают по формуле

$$m \geq 16 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{1F} \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{FS1}}{K_{be} \cdot \sigma_{FP} \cdot z_1^2 \cdot \sqrt{1+u^2}}}, \quad (8.126)$$

где  $K_{FB}$  – коэффициент концентрации нагрузки, учитывающий ее распределение по ширине зубчатого венца (рис. 8.90).

Число зубьев шестерни  $z_1$  рекомендуется назначать исходя из минимального числа зубьев, которое зависит от геометрических параметров и технологических условий изготовления колес по ГОСТ 19624-74.

$$z_1 \geq z_{1\min} = \sqrt{(22 - 9 \cdot \lg u)^2 + (6,25 - 4 \cdot \lg u) \frac{d_{e1}^2}{645}}. \quad (8.127)$$

Полученное число зубьев округляют до ближайшего большего целого.

Допускаемые изгибные напряжения  $\sigma_{FP1}$ ,  $\sigma_{FP2}$  вычисляют так же, как при расчете прямозубых цилиндрических колес. Коэффициент формы зуба  $Y_{FS1}$  находят по графикам ГОСТ 21354-87, учитывая эквивалентные числа зубьев:

$$z_{v1} = (z_1 \cdot \sqrt{u^2 + 1})/u; \quad z_{v2} = z_2 \cdot \sqrt{u^2 + 1}. \quad (8.128)$$

Коэффициенты смещения  $x_1$  и  $x_2$ , если они особо не оговорены, следует принять равными нулю. Вычисленное значение модуля  $m$  не округляется, по нему находят внешний окружной модуль

$$m_e = \frac{m}{1 - 0,5K_{be}},$$

значение которого согласуется со стандартным, принимая во внимание, что в силовых передачах  $m_e > 1,5$ .

По принятому  $m_e$  и найденному  $d_{e1}$  уточняют число зубьев шестерни  $z_1 = d_{e1}/m_e$ .

Полученное значение округляют до ближайшего целого. По принятому целому  $z_1$  находят  $z_2 = u z_1$ , округляя его до ближайшего целого. По уточненным  $z_1$  и  $z_2$  пересчитывают передаточное число  $u = z_2/z_1$ .

Отклонение полученного передаточного числа от номинального не должно превышать 3 %.

Если размеры конической передачи должны соответствовать ГОСТ 12289-76, то числа зубьев  $z_1$ ,  $z_2$ , передаточное число  $u$  и модуль  $m_e$  должны назначаться такими, чтобы номинальное значение внешнего делительного диаметра колеса  $d_{e2}$  соответствовало ряду: 50; (56); 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (140); 160; (180); 200; (225); 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 630; 710; 800; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600 мм.

Примечания:

1. Значения диаметров без скобок следует предпочитать значениям, заключенным в скобки.

2. Фактические значения внешнего делительного диаметра  $d_{e2}$  не должны отличаться от номинальных более чем на 2 %.



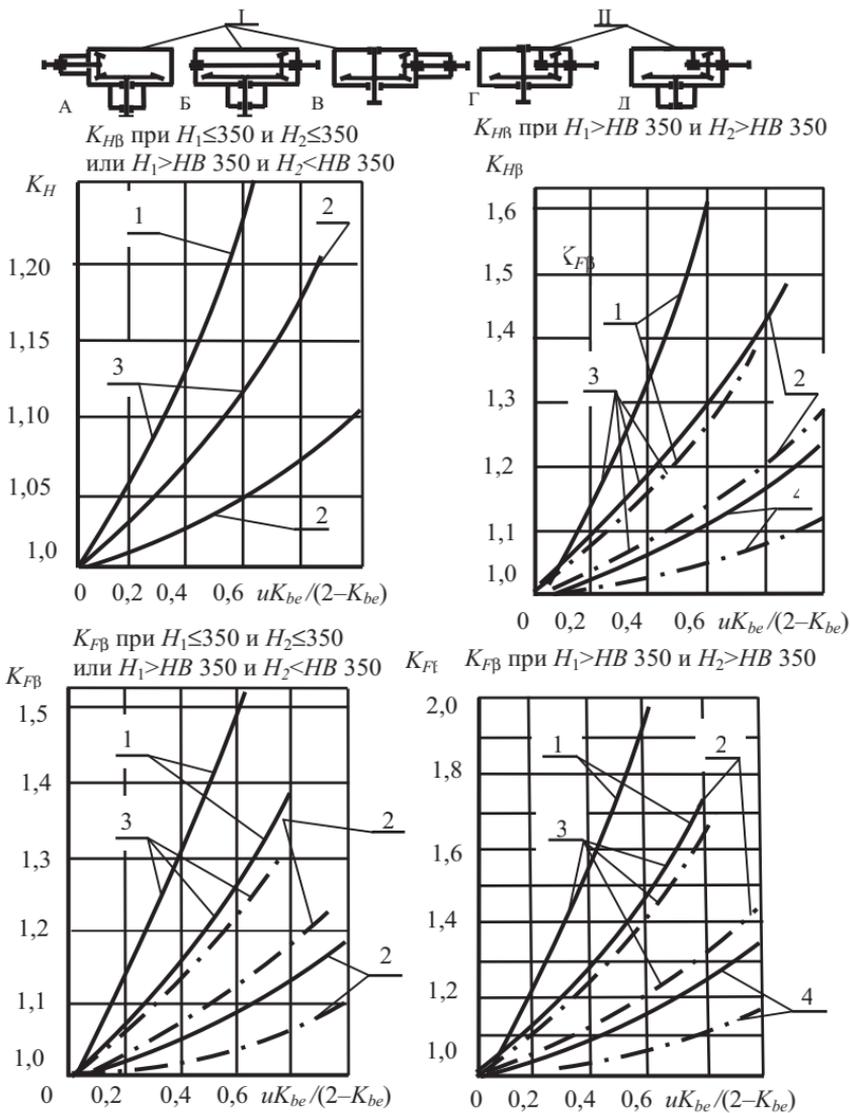


Рис. 8.90. Графики для определения значений  $K_{H\beta}$  и  $K_{F\beta}$ :  
 1 – опоры на шариковых подшипниках; 2 – опоры на роликовых подшипниках; 3 – передача I; 4 – передача II; — — — прямозубая передача;  
 — · — с круговым зубом

Конические колеса передач общего назначения с модулем выше 1 мм изготавливаются инструментом, исходный контур которого отвечает ГОСТ 13754-81 и имеет следующие параметры:

$$\alpha = 20^\circ; \quad h_a^* = 1; \quad C^* = 0,2.$$

Формулы для расчета геометрических параметров колес и передачи, составленной из них, приведены в табл. 8.32.

Степень точности конических колес, составляющих передачу, оценивают (табл. 8.35) по средней окружной скорости  $V_m$ , которую находят по формуле

$$V_m = \frac{\pi \cdot d_m \cdot n}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с.} \quad (8.129)$$

### Проверочный расчет передачи

Коническая передача выдержит заданный срок службы, если будут соблюдены условия:

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}; \quad \sigma_F \leq \sigma_{FP},$$

где  $\sigma_H$  – расчетное контактное напряжение в полюсе зацепления;  $\sigma_F$  – расчетное изгибное напряжение на ножке зуба;  $\sigma_{HP}$  и  $\sigma_{FP}$  – соответствующие допускаемые напряжения, которые находят по методике и формулам для прямозубых цилиндрических передач.

Аналогично прямозубым цилиндрическим передачам расчетное контактное напряжение будет равно:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H}. \quad (8.130)$$

Исходное контактное напряжение  $\sigma_{H0}$  для конических передач определяют по формуле

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_t}{0,85 \cdot d_{m1} \cdot b_w} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}}. \quad (8.131)$$

Коэффициенты  $Z_E$ ,  $Z_H$ ,  $Z_\epsilon$  имеют одинаковый физический и геометрический смысл с аналогичными коэффициентами для цилиндрических передач. Поэтому  $Z_E = 190 \text{ МПа}^{1/2}$ ;

$$Z_H = \frac{1}{\cos\beta} \cdot \sqrt{\frac{2}{\text{tg}\alpha}}; \quad Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{0,95 \left( 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right)}}. \quad (8.132)$$

Коэффициент нагрузки  $K_H$  рассчитывают также аналогично прямозубым цилиндрическим передачам:

$$K_H = K_A \cdot K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}, \quad (8.133)$$



при этом  $K_{HV}$  вычисляют по формуле

$$K_{HV} = 1 + \frac{W_{HW} \cdot b_W}{F_{tH} \cdot K_A}, \quad (8.134)$$

где  $W_{HW}$  – удельная динамическая нагрузка, определяемая для конических передач по формуле

$$W_{HW} = \delta_H q_0 V_m \cdot \sqrt{\frac{d_{m1} + d_{m2}}{2u}}. \quad (8.135)$$

Значения  $\delta_H$  и  $q_0$  находят по таблицам ГОСТ 21354-87 для прямозубых цилиндрических передач, учитывая принятую степень точности и твердость конических колес. Вычисленное значение удельной динамической нагрузки должно быть меньше предельного  $W_{HV}$ , указанного ГОСТ 21354-87, в том случае, если оно окажется больше предельного, необходимо принять равным предельному.

Уточненное значение  $K_{H\beta}$ , находят по графикам (рис. 8.90) с учетом вычисленных геометрических размеров колес передачи и принятой твердости их материалов. Значение коэффициента  $K_{H\alpha}$  принимают за 1, как для прямозубых цилиндрических передач.

Допускаемое контактное напряжение  $\sigma_{HP}$  определяют по методике и формулам для прямозубых цилиндрических колес. При этом коэффициент  $Z_V$  назначают в зависимости от окружной скорости  $V_m$  и твердости рабочих поверхностей зубьев колес; коэффициент  $Z_X$  – в зависимости от среднего делительного диаметра  $d_m$ .

Расчетное изгибное напряжение на переходной поверхности зуба при одинаковой ширине венцов определяется по формулам:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{F1} &= \frac{1,4F_t \cdot K_F \cdot Y_{FS1}}{m_e \cdot b_W}, \\ \sigma_{F2} &= \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{FS2}}{Y_{FS1}}, \end{aligned} \right\} \quad (8.136)$$

где  $Y_{FS1}$  и  $Y_{FS2}$  – коэффициенты, учитывающие форму зуба шестерни и колеса, которые определяют по графикам ГОСТ 21354-87, принимая во внимание расчетные значения эквивалентных чисел зубьев  $z_{V1}$  и  $z_{V2}$ .

Коэффициент нагрузки  $K_F$  рассчитывают по формуле для прямозубых цилиндрических колес, при этом значение коэффициента динамической нагрузки определяют с учетом следующих зависимостей:

$$K_{FV} = 1 + \frac{W_{FV} \cdot b_w}{F_t \cdot K_A}, \quad (8.138)$$

где

$$W_{FV} = 0,016 \cdot q_0 \cdot V_m \cdot \sqrt{\frac{d_{m1} + d_{em2}}{2u}}. \quad (8.139)$$



Если механические свойства материалов шестерни и колеса одинаковые, то расчет ведут только для шестерни. При различных механических свойствах материалов шестерни и колеса расчет ведут по тому из колес, у которого отношение  $Y_{FS1}/\sigma_{FP1}$  и  $Y_{FS2}/\sigma_{FP2}$  будет большим. Уточненное значение допускаемого изгибного напряжения  $\sigma_{FP}$  находят аналогично прямозубой цилиндрической передаче.

Расчеты на контактную и изгибную прочность при действии максимальной нагрузки для конической передачи выполняют также аналогично расчету прямозубых цилиндрических передач.

Пример расчета ортогональной прямозубой конической передачи приведен ниже.

### **Пример расчета передачи**

Расчитать ортогональную коническую передачу с прямыми зубьями.

1. Исходные данные расчета:

- требуемый ресурс  $L_h=36000$  час;
- частота вращения колеса  $n_2=309,5$  мин<sup>-1</sup>, реверс отсутствует;
- вращающий момент на колесе  $T_2=864$  Н·м;
- передаточное число передачи  $u=3,15$ ;
- нагрузка постоянная;
- параметры исходного контура соответствуют ГОСТ 13754-81;
- коэффициент ширины зубчатого венца  $K_{b\epsilon}=0,3$ ;
- марка стали шестерни: сталь 35ХМ ГОСТ 4543-71;
- термическая обработка шестерни: закалка, отпуск, твердость поверхностного слоя  $H_1=280...310$  HB;
- предел текучести материала  $\sigma_T=800$  МПа;
- марка стали колеса: сталь 50Г ГОСТ 4543-71;
- термическая обработка: нормализация, твердость  $H_2=269...294$  HB;
- предел текучести  $\sigma_T=440$  МПа;
- осевая форма зуба I – пропорционально понижающаяся;
- шероховатость рабочих поверхностей  $R_a=2,5$  мкм, не более.

### **Проектировочный расчет передачи. Базовое число циклов перемены напряжений**

$$N_{H \lim 1} = 30 \cdot H_{HB1}^{2,4} = 30 \cdot 295^{2,4} = 25,4 \cdot 10^6;$$

$$N_{H \lim 2} = 30 \cdot H_{HB2}^{2,4} = 30 \cdot 281^{2,4} = 22,6 \cdot 10^6;$$

$$N_{F \lim} = 4 \cdot 10^6.$$

### **Эквивалентное число циклов перемены напряжений**

При постоянной нагрузке  $N_{HE}=N_{H\Sigma}$ , поэтому:

$$N_{HE1} = 60 \cdot c_1 \cdot n_1 \cdot L_h = 60 \cdot 1 \cdot 975 \cdot 36000 = 2,1 \cdot 10^9;$$



$$N_{HE2} = 60 \cdot c_2 \cdot n_2 \cdot L_h = 60 \cdot 1 \cdot 309,5 \cdot 36000 = 6,7 \cdot 10^8;$$

$$N_{FE1} = N_{HE1} = 2,1 \cdot 10^9; \quad N_{FE2} = N_{HE2} = 6,7 \cdot 10^8;$$

### Коэффициент долговечности

Так как  $N_{HE1} > N_{Hlim1}$  и  $N_{HE2} > N_{Hlim2}$ , то

$$Z_{N1} = \sqrt[20]{\frac{N_{Hlim1}}{N_{HE1}}} = \sqrt[20]{\frac{25,4 \cdot 10^6}{2,1 \cdot 10^9}} = 0,8;$$

$$Z_{N2} = \sqrt[20]{\frac{N_{Hlim2}}{N_{HE2}}} = \sqrt[20]{\frac{22,6 \cdot 10^6}{6,7 \cdot 10^8}} = 0,84;$$

$$Y_{N1} = Y_{N2} = 1, \quad (N_{FE1} \text{ и } N_{FE2} \text{ больше } N_{Flim}).$$

### Допускаемые напряжения. Допускаемые контактные напряжения

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_{H1}} \cdot z_{N1} \cdot 0,9 = \frac{660}{1,1} \cdot 0,8 \cdot 0,9 = 432 \text{ МПа},$$

где  $\sigma_{Hlim1} = 2H_{HB1} + 70 = 2 \cdot 295 + 70 = 660$  МПа,  $S_{H1} = 1,1$ , т. к. материал шестерни имеет однородную структуру

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{Hlim2}}{S_{H2}} \cdot z_{N2} \cdot 0,9 = \frac{632}{1,1} \cdot 0,84 \cdot 0,9 = 434 \text{ МПа},$$

где  $\sigma_{Hlim2} = 2H_{HB2} + 70 = 2 \cdot 281 + 70 = 632$  МПа,  $S_{H2} = 1,1$ , т. к. материал колеса имеет однородную структуру.

За допускаемое контактное напряжение  $\sigma_{HP}$  принимаем меньшее из  $\sigma_{HP1}$  и  $\sigma_{HP2}$ , поэтому  $\sigma_{HP} = 432$  МПа.

### Допускаемое изгибное напряжение

$$\sigma_{FP1} = 0,4 \cdot \sigma_{Flimb1}^0 \cdot Y_{N1} = 0,4 \cdot 516,25 \cdot 1 = 206,5 \text{ МПа},$$

где  $\sigma_{Flimb1} = 1,75 \cdot H_{HB} = 1,75 \cdot 295 = 516,25$  МПа.

Расчетный средний делительный диаметр шестерни

$$d_{m1} = 966 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{1H} \cdot K_{H\beta}}{K_{be} \cdot u \cdot \sigma_{HP}^2}} = 966 \cdot \sqrt[3]{\frac{284,2 \cdot 1,11}{0,3 \cdot 3,15 \cdot 432^2}} = 117 \text{ мм},$$

где  $T_{1H} = \frac{T_2 H}{u \cdot \eta} = \frac{864}{3,15 \cdot 0,99 \cdot 0,975} = 284,2$  Н·м;  $\eta$  – КПД передачи;

$K_{H\beta} = 1,1$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки, его эффективное значение находят по графикам для  $u \cdot K_{be} / (2 - K_{be}) = 3,15 \cdot 0,3 / (2 - 0,3) = 0,55$  (рис. 8.90).

### Минимальное число зубьев шестерни

$$z_{1min} = \sqrt{(22 - 9 \lg u)^2 + (6,25 - 4 \cdot \lg u) \frac{d_{e1}^2}{645}} =$$



$$= \sqrt{(22 - 9 \cdot \lg 3,15)^2 + (6,25 - 4 \cdot \lg 3,15) \frac{137,65^2}{645}} = 20,78,$$

где  $d_{e1} = \frac{d_{m1}}{1 - 0,5K_{be}} = \frac{117}{1 - 0,5 \cdot 0,3} = 137,65$  мм.

Принимаем предварительно  $z_1 = 21$ , тогда

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = z_1 \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} = 21 \frac{\sqrt{3,15^2 + 1}}{3,15} = 22.$$

### Средний окружной модуль

$$m = 16 \cdot 3 \sqrt{\frac{T_{1F} \cdot K_{FB} \cdot Y_{FS1}}{K_{be} \cdot \sigma_{FP1} \cdot z_1^2 \cdot \sqrt{u^2 + 1}}} =$$

$$= 16 \cdot 3 \sqrt{\frac{284,2 \cdot 1,23 \cdot 4}{0,3 \cdot 206,5 \cdot 21^2 \cdot \sqrt{3,15^2 + 1}}} = 4 \text{ мм},$$

где  $K_{FB}$  – эффективный коэффициент распределения нагрузки, определяемый по графикам рис. 8.90;  $Y_{FS1} = 4$  – коэффициент, учитывающий форму зуба для  $z_{v1} = 22$ .

Внешний окружной модуль

$$m_e = \frac{m}{1 - 0,5 \cdot K_{be}} = \frac{4}{1 - 0,5 \cdot 0,3} = 4,7 \text{ мм}.$$

Принимают стандартное значение внешнего окружного модуля  $m_e = 5$  мм.

### Внешний делительный диаметр колеса

Предварительное значение  $d_{e2}$  находят по выражению

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2 = 5 \cdot 66 = 330 \text{ мм},$$

где  $z_2 = u \cdot z_1 = 3,15 \cdot 21 = 66,15$ , принимаем  $z_2 = 66$ .

Ближайшее стандартное значение  $d_{e2}$  для конического колеса составляет  $d_{e2} = 315$  мм (разница с расчетным составляет 4,5 %), принимают  $d_{e2} = 315$  мм.

### Число зубьев колеса

Для принятых стандартных значений  $d_{e2}$  и  $m_e$  уточняют число зубьев колеса

$$z_2 = d_{e2}/m_e = 315/5 = 63.$$

### Передаточное число передачи

По принятым значениям  $z_1 = 21$  и  $z_2 = 63$  находят  $u = z_2/z_1 = 63/21 = 3$ , разница с заданным передаточным числом составляет 5%, что превышает требуемую по стандарту, поэтому корректируют  $z_1$ , принимая  $z_1 = 20$ , тогда  $u = z_2/z_1 = 63/20 = 3,15$ .



## Геометрические и кинематические параметры передачи

Исходными данными геометрических расчетов являются:

$$z_1 = 20; \quad z_2 = 63; \quad u = 3,15; \quad m_e = 5 \text{ мм}; \quad m = 4 \text{ мм}.$$

### Число зубьев плоского колеса

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \sqrt{20^2 + 63^2} = 66,098.$$

### Внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0,5 \cdot m_e \cdot z_c = 0,5 \cdot 5 \cdot 66,098 = 165,246 \text{ мм}.$$

### Ширина зубчатого венца

$$b = K_{be} \cdot R_e = 0,3 \cdot 165,246 = 49,5 \text{ мм}.$$

### Среднее конусное расстояние

$$R = R_e - 0,5b = 165,246 - 0,5 \cdot 49,5 = 140,46 \text{ мм}.$$

### Средний уточненный окружной модуль

$$m = m_e \frac{R}{R_e} = 5 \cdot \frac{140,46}{165,246} = 4,25 \text{ мм}.$$

### Средний делительный диаметр

$$d_{m1} = m \cdot z_1 = 4,25 \cdot 20 = 85 \text{ мм};$$

$$d_{m2} = m \cdot z_2 = 4,25 \cdot 63 = 267,75 \text{ мм}.$$

### Внутренний окружной модуль

$$m_i = m_e (R_e - b) / R_e = 5(165,246 - 49,5) / 165,246 = 3,5 \text{ мм}.$$

### Угол делительного конуса

$$\operatorname{tg} \delta_1 = z_1 / z_2 = 20 / 63 = 0,31746; \quad \delta_1 = 17,613^\circ;$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 17,387 = 72,387^\circ.$$

### Коэффициент смещения

$$x_{\min} = \frac{1,068 - 0,058 \cdot z_1}{\cos \delta_1} = \frac{1,068 - 0,058 \cdot 20}{\cos 17,613^\circ} = -0,149;$$

$x_1$  должен быть больше  $x_{\min}$ , поэтому принимаем

$$x_1 = 0,3;$$

$$x_2 = -0,3. \quad x_{\tau 1} = 0,03 + 0,008 \cdot (u - 2,5) = 0,03 + 0,008(3,15 + 2,5) = 0,035;$$

$$x_{\tau 2} = -0,035.$$

### Внешняя высота головки зуба

$$h_{ae1} = (h_a^* + x_1) m_e = (1 + 0,30) \cdot 5 = 6,5 \text{ мм};$$

$$h_{ae2} = 2h_a^* \cdot m_e - h_{ae1} = 2 \cdot 1 \cdot 5 - 6,5 = 3,5 \text{ мм}.$$

### Внешняя высота ножки зуба

$$h_{fe1} = h_{ae2} + c^* \cdot m_e = 3,5 + 0,2 \cdot 5 = 4,5 \text{ мм};$$

$$h_{fe2} = h_{ae1} + c^* \cdot m_e = 6,5 + 0,2 \cdot 5 = 7,5 \text{ мм}.$$



### Внешняя высота зуба

$$h_{e1} = h_{ae1} + h_{fe1} = 6,5 + 4,5 = 11 \text{ мм};$$

$$h_{e2} = h_{ae2} + h_{fe2} = 3,5 + 7,5 = 11 \text{ мм}.$$

### Внешняя окружная толщина зуба

$$S_{e1} = (0,5\pi + 2x_1 \operatorname{tg}\alpha + x_1)m_e = (0,5 + 2 \cdot 0,3 \cdot \operatorname{tg}20^\circ + 0,035) \cdot 5 = 9,12 \text{ мм};$$

$$S_{e2} = \pi \cdot m_e - S_{e1} = \pi \cdot 5 - 9,121 = 6,587 \text{ мм}.$$

### Угол ножки зуба

$$\operatorname{tg}\theta_{\rho 1} = h_{fe1}/R_e = 4,5/165,246 = 0,0272; \quad \theta_{\rho 1} = 1,56^\circ;$$

$$\operatorname{tg}\theta_{\rho 2} = h_{fe2}/R_e = 7,5/165,246 = 0,0454; \quad \theta_{\rho 2} = 2,599^\circ.$$

### Угол головки зуба

$$\theta_{a1} = \theta_{\rho 2} = 2,599^\circ;$$

$$\theta_{a2} = \theta_{\rho 1} = 1,56^\circ.$$

### Угол конуса вершины

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1} = 17,613^\circ + 2,599^\circ = 20,212^\circ;$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2} = 72,387^\circ + 2,56^\circ = 73,947^\circ.$$

### Угол конуса впадин

$$\delta_{\rho 1} = \delta_1 - \theta_{\rho 1} = 17,613^\circ - 1,56^\circ = 16,053^\circ;$$

$$\delta_{\rho 2} = \delta_2 - \theta_{\rho 2} = 72,387^\circ - 2,599^\circ = 69,788^\circ.$$

### Внешний делительный диаметр

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1 = 5 \cdot 20 = 100 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2 = 5 \cdot 63 = 315 \text{ мм}.$$

### Внешний диаметр вершин зубьев

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1} \cdot \cos\delta_1 = 100 + 2 \cdot 6,5 \cdot \cos 17,613^\circ = 112,39 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2} \cdot \cos\delta_2 = 315 + 2 \cdot 3,5 \cdot \cos 72,387^\circ = 317,12 \text{ мм}.$$

### Расстояние от вершины до плоскости внешней окружности вершин

$$B_1 = 0,5d_{ae2} - h_{ae1} \cdot \sin\delta_1 = 0,5 \cdot 317,12 - 6,5 \cdot \sin 17,613^\circ = 156,6 \text{ мм};$$

$$B_2 = 0,5d_{ae1} - h_{ae2} \cdot \sin\delta_2 = 0,5 \cdot 112,39 - 3,5 \cdot \sin 72,387^\circ = 52,85 \text{ мм}.$$

### Эквивалентное число зубьев

$$z_{v1} = z_1/\cos\delta_1 = 20/\cos 17,613^\circ = 20,98;$$

$$z_{v2} = z_2/\cos\delta_2 = 63/\cos 72,387^\circ = 208,2.$$

### Средняя окружная скорость

$$V_m = \frac{\pi d_{m1} \cdot n}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi 85 \cdot 975}{60 \cdot 1000} = 4,34 \text{ м/с}.$$

### Ориентировочная степень точности

8-В ГОСТ 1758-81 табл. 8.35.



## Проверочный расчет передачи

Коническая передача выдержит заданный срок службы, если будут выдержаны следующие условия:

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}; \quad \sigma_F \leq \sigma_{FP}.$$

### Контактная выносливость передачи

Контактная выносливость передачи оценивается посредством расчетных контактных напряжений  $\sigma_H$ , которые находятся аналогично прямозубым цилиндрическим передачам по формуле

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H}.$$

### Исходное контактное напряжение

$$\begin{aligned} \sigma_{H0} &= Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{0,85 \cdot d_{m1} \cdot b_w} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} = \\ &= 190 \cdot 2,49 \cdot 0,794 \cdot \sqrt{\frac{6687}{0,85 \cdot 85 \cdot 49,5} \cdot \frac{\sqrt{3,15^2 + 1}}{3,15}} = 526 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

где  $Z_E = 190 \text{ МПа}^{1/2}$ ;  $Z_H = \frac{1}{\cos \alpha} \cdot \sqrt{\frac{2}{\operatorname{tg} \alpha}} = \frac{1}{\cos 20^\circ} \cdot \sqrt{\frac{2}{\operatorname{tg} 20^\circ}} = 2,49$ ;

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{0,95 \left( 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right)}} = \sqrt{\frac{1}{0,95 \left( 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{20} + \frac{1}{63} \right) \right)}} = 0,794;$$

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_{m1}} = \frac{2000 \cdot 284,2}{85} = 6687 \text{ Н}.$$

### Коэффициент нагрузки

$$K_H = K_A \cdot K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} = 1,1 \cdot 1,08 \cdot 1,1 \cdot 1 = 1,44,$$

где  $K_A = 1,1$  (табл. 8.16);

$$K_{HV} = 1 + \frac{W_{HV} \cdot b_w}{F_{tH} \cdot K_A} = 1 + \frac{12 \cdot 49,5}{6687 \cdot 1,1} = 1,08,$$

где

$$\begin{aligned} W_{HV} &= \delta_H \cdot q_0 \cdot V_m \sqrt{\frac{d_{m1} + d_{m2}}{2u}} = \\ &= 0,06 \cdot 6,1 \cdot 4,34 \cdot \sqrt{\frac{85 + 267,75}{2 \cdot 3,15}} = 12 \text{ Н/мм}; \end{aligned}$$

$K_{H\beta} = 1,1$  для  $u \cdot K_{be} / (2 - K_{be}) = 0,55$  (рис. 8.90);  $K_{H\alpha} = 1$ .



## Контактные напряжения в полюсе зацепления

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} = 526 \cdot \sqrt{1,44} = 631 \text{ МПа.}$$

## Допускаемое контактное напряжение

$$\begin{aligned}\sigma_{HP1} &= \frac{\sigma_{H\text{lim}1}}{S_{H1}} \cdot Z_{N1} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_L \cdot Z_{x1} = \\ &= \frac{660}{1,1} \cdot 0,8 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 456 \text{ МПа,}\end{aligned}$$

где  $Z_{N1} = 0,8$ ;  $Z_R = 0,95$  при шероховатости рабочих поверхностей зубьев  $R_a = 2,5 \dots 1,25$  мкм;  $Z_V = 1$ , т. к.  $V < 5$  м/с;  $Z_L = 1$ ;  $Z_{x1} = 1$   $d_{m1} < 700$  мм.

Из выполненного расчета следует: передача не выдержит требуемого срока службы, т. к.  $\sigma_H = 631 \text{ МПа} > \sigma_{HP} = 453 \text{ МПа}$ .

Поэтому следует пересмотреть либо размеры передачи, приняв  $d_{m1} > 117$  мм, либо пересмотреть материал колес и их химико-термическую обработку. Применим последнее, назначив для шестерни и колеса сталь 58 ГОСТ 1050-88, закалку ТВЧ, твердость рабочих поверхностей зубьев 58...62 HRC<sub>s</sub>.

Тогда:

$$\begin{aligned}\sigma_{HP1} &= \frac{\sigma_{H\text{lim}1}}{S_{H1}} \cdot Z_{N1} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_L \cdot Z_{x1} = \\ &= \frac{1220}{1,2} \cdot 0,8 \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 732 \text{ МПа;} \\ \sigma_{HP2} &= \frac{\sigma_{H\text{lim}2}}{S_{H2}} \cdot Z_{N2} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_L \cdot Z_{x2} = \\ &= \frac{1220}{1,2} \cdot 0,84 \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 768,6 \text{ МПа.}\end{aligned}$$

За расчетное допускаемое напряжение принимают  $\sigma_{HP} = \sigma_{HP1} = 732$  МПа, где  $\sigma_{H\text{lim}1} = \sigma_{H\text{lim}2} = 17H_{HRC_s} + 200 = 17 \cdot 60 + 200 = 1220$  МПа;  $S_{H1} = S_{H2} = 1,2$  – для разнородной структуры материала.

## Вывод по результатам контактной выносливости

Передача выдержит заданный срок службы, т. к.

$$\sigma_H = 672 \text{ МПа} < \sigma_{HP} = 732 \text{ МПа,}$$

где  $\sigma_H = \frac{631 \cdot \sqrt{1,25}}{\sqrt{1,1}} = 672$  – уточненное значение расчетного контактного напряжения;  $K_{H\beta} = 1,25$  – новое значение (рис. 8.90).

## Изгибная выносливость

Напряжения изгиба в опасном сечении зуба

$$\sigma_{F1} = \frac{1,4 \cdot F_t \cdot K_F \cdot Y_{FS1}}{m_e \cdot b_w} = \frac{1,4 \cdot 6687 \cdot 1,58 \cdot 3,58}{5 \cdot 49,5} = 213,96 \text{ МПа},$$

где  $K_F = K_A \cdot K_{FV} \cdot K_{FB} \cdot K_{F\alpha} = 1,1 \cdot 1,02 \cdot 1,41 \cdot 1 = 1,58$ ;  $Y_{FS1} = 3,58$  для  $Z_{V1} = 21$  и  $x_1 = 0,4$ .

$$K_{FV} = 1 + \frac{W_{FV} \cdot b_w}{F_t \cdot K_A} = 1 + \frac{3,17 \cdot 49,5}{6687 \cdot 1,1} = 1,02,$$

где

$$\begin{aligned} W_{FV} &= 0,016 \cdot q_0 \cdot V_m \sqrt{\frac{d_{m1} + d_{m2}}{2u}} = \\ &= 0,016 \cdot 6,1 \cdot 4,34 \cdot \sqrt{\frac{85 + 267,75}{2 \cdot 3,15}} = 3,17 \text{ Н/мм}; \end{aligned}$$

$K_{FB} = 1,41$  (рис. 2.20).

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{FS2}}{Y_{FS1}} = 213,96 \cdot \frac{3,62}{3,58} = 216,35 \text{ МПа},$$

где для  $Y_{FS2} = 3,62$  для  $z_{v2} = 208$  и  $x_2 = 0$  по ГОСТ 21354-87.

### Допускаемое изгибное напряжение

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{F\text{lim}1}}{S_{F1}} Y_{N1} \cdot Y_{\delta} \cdot Y_{R1} \cdot Y_{X1} = \frac{870}{1,7} \cdot 1 \cdot 0,974 \cdot 1,05 \cdot 1,04 = 544 \text{ МПа},$$

где  $\sigma_{F\text{lim}1} = \sigma_{F\text{lim}2} \cdot Y_m \cdot Y_g \cdot Y_d \cdot Y_A = 870 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 870 \text{ МПа}$ ,

$$Y_m = 1, \quad Y_g = 1, \quad Y_d = 1, \quad Y_A = 1.$$

$Y_{N1}$  – из проектного расчета;

$$Y_{\delta} = 1,082 - 0,172 \cdot \lg m = 1,082 - 0,172 \cdot \lg 4,25 = 0,974;$$

$$Y_{R1} = 1,05 \text{ (табл. 2.21);}$$

$$Y_{X1} = 1,05 - 1,25 \cdot 10^{-4} d_{m1} = 1,05 - 1,25 \cdot 10^{-4} \cdot 85 = 1,04.$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{F\text{lim}2}}{S_{F2}} Y_{N2} \cdot Y_{\delta} \cdot Y_{R1} \cdot Y_{X1} = \frac{870}{1,7} \cdot 1 \cdot 0,974 \cdot 1,05 \cdot 1 = 523 \text{ МПа},$$

где  $Y_{X2} = 1,05 - 1,25 \cdot 10^{-4} d_{m1} = 1,05 - 1,25 \cdot 10^{-4} \cdot 267,75 \approx 1$ .

### Вывод по результатам изгибной выносливости зубьев

Передача выдержит заданный срок службы, т. к.

$$\sigma_{F1} = 213,96 \text{ МПа} < \sigma_{FP1} = 544 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = 216,35 \text{ МПа} < \sigma_{FP2} = 523 \text{ МПа}.$$

### Конические зубчатые передачи с круговым зубом

В отличие от прямозубых конических колес линия зуба на развертке делительного конуса у колес с круговыми зубьями является дугой



окружности. При расчете на прочность таких передач их заменяют условными биеквивалентными цилиндрическими прямозубыми передачами: сначала конические передачи с круговыми зубьями приводят к цилиндрическим косозубым передачам, а затем описанным ранее способом косозубые передачи заменяют эквивалентными цилиндрическими прямозубыми. Числа зубьев эквивалентных колес в передаче находят по формулам:

$$z_{V1} = \frac{z_1 \sqrt{u^2 + 1}}{u \cdot \cos^3 \beta_n}; \quad z_{V2} = \frac{z_2 \sqrt{u^2 + 1}}{u \cdot \cos^3 \beta_n}, \quad (8.140)$$

где  $\beta_n$  – угол наклона средней линии зуба, который на практике варьируют в широких пределах (от  $15^\circ$  до  $45^\circ$ , наиболее употребительное значение составляет  $35^\circ$ ).

### Проектировочный расчет передачи

Аналогично прямозубым коническим передачам для ортогональных конических передач с круговым зубом коэффициент ширины зубчатого венца  $K_{be}$  принимают менее 0,3, обычно это значение принимают 0,285.

Для передач со стальными колесами, имеющими угол профиля  $\alpha_n = 20^\circ$ ,  $\beta_n = 35^\circ$ ,  $K_{be} = 0,285$ , внешний начальный диаметр шестерни рассчитывают по формуле [124]:

$$d_{e1} = 1650 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{1H} K_{H\beta}}{v_H \cdot u \cdot \sigma_{HP}^2}}, \quad (8.141)$$

где  $v_H$  – коэффициент, учитывающий кинематику передачи и твердость рабочих поверхностей зубьев колес:

$$v_H = 1,22 + 0,21 \cdot u \text{ – при твердости } H_1 \text{ и } H_2 \leq 350 \text{ HB};$$

$$v_H = 1,13 + 0,13 \cdot u \text{ – при твердости } H_1 \geq 45\text{HRC и } H_2 \leq \text{HB};$$

$$v_H = 0,81 + 0,15 \cdot u \text{ – при твердости } H_1 \text{ и } H_2 \geq 45\text{HRC};$$

$K_{H\beta}$  – по своему смыслу соответствует аналогичному коэффициенту для прямозубых конических передач и определяется по графикам (рис. 8.90).

Расчет допустимого контактного напряжения  $\sigma_{HP}$  выполняют, учитывая следующее:

- при различной твердости рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса  $\sigma_{HP}$  находят по менее твердому колесу передачи по методике, используемой для прямозубых передач;

- при твердости рабочих поверхностей зубьев  $H_2$  или  $H_1$  и  $H_2$  менее 350 HB, разности  $(H_1 - H_2) \geq 100$  HB и окружной скорости передачи



менее 20 м/с  $\sigma_{HP}$  определяют по методике и формулам для косозубой цилиндрической передачи.

Полученное значение  $d_{e1}$  не округляется, оно уточняется по методике, приведенной ниже.

Внешний нормальный модуль передачи рассчитывают по формуле

$$m_e = 20 \sqrt[3]{\frac{T_{1F} K_{F\beta} Y_{FS1}}{K_{be} V_F Z_1^2 \sigma_{FP1} \sqrt{u^2 + 1}}}, \quad (8.142)$$

где  $Y_{FS1}$  – коэффициент, учитывающий форму зуба, который находят, как и для прямозубых цилиндрических передач, принимая во внимание полученное ранее значение  $Z_{vi}$ ;  $K_{F\beta}$  – определяют по графикам (рис. 8.90);  $\sigma_{FP1}$  – рассчитывают по методике и формулам проектного расчета цилиндрических прямозубых передач.

Коэффициент  $V_F$  рассчитывают по формулам:

$$V_F = 0,94 + 0,08 \cdot u \text{ при } H_1 \text{ и } H_2 \leq 350HB;$$

$$V_F = 0,85 + 0,04 \cdot u \text{ при } H_1 \geq 45HRC \text{ и } H_2 \leq 350HB;$$

$$V_F = 0,65 + 0,11 \cdot u \text{ при } H_1 \text{ и } H_2 \geq 45HRC.$$

По расчетному значению  $m_e$  находят средний нормальный модуль  $m_n$ :

$$m_n = m_e (1 - 0,5k_{be}). \quad (8.143)$$

Полученная величина среднего нормального модуля позволяет назначить его стандартное значение в соответствии с ГОСТ 9563-60; допускается применять нестандартные и дробные значения модуля в технически и экономически обоснованных случаях. Принятая величина  $m_n$  позволяет определить внешний окружной модуль:

$$m_{te} = \frac{m_n}{(1 - 0,5k_{be}) \cos \beta_n}. \quad (8.144)$$

Далее рассчитывают число зубьев шестерни:  $z_1 = \frac{d_{e1}}{m_{te}}$ . Полученное

значение  $z_1$  (целое число) должно удовлетворять условию:  $z_1 \geq z_{1min}$ , которое определяют по формуле:

$$z_{1min} = \left( 22 - 9 \cdot \lg u + \left( \frac{16}{u} - 22 \right) \sin^2 \beta_n + (6,25 - 4 \cdot \lg u) \frac{d_{e1}^2}{645} \right)^{0,5}. \quad (8.145)$$

Принятое число зубьев шестерни  $z_1$  и заданное техническим заданием передаточное число  $u$  позволяют найти число зубьев колеса  $z_2$  (целое) и соответствующее ему значение внешнего делительного диаметра колеса ( $d_{e2} = m_{te} z_2$ ), которое принимают из ряда: 50; (56); 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (140); 160; (180); 200; (225); 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630 (извлечение из ГОСТ 12289-76).



При назначении диаметра учитывают: фактические размеры  $d_{e2}$  не должны отличаться от номинальных более чем на 2%; значения размеров без скобок – предпочтительнее.

Уточненные значения передаточного числа ( $u = z_2/z_1$ ) находят с точностью не ниже 0,01, используя в дальнейшем в геометрических расчетах передачи.

### Основные геометрические параметры передачи

Конические колеса изготавливают по трем осевым формам: осевая форма I; II и III (ГОСТ 19325-73). Осевая форма II (понижающиеся зубья, вершины делительного конуса впадин не совпадают) имеет более обширную зону применения:  $m_n = 0,4...2,5$ ;  $R = 6...700$  мм;  $\beta_n = 0...15^\circ$ , допускается до  $45^\circ$ . Поэтому в предлагаемой работе рассматривается осевая форма II, при использовании других форм следует обращаться к ГОСТ 19326-73 «Передачи зубчатые конические с круговыми зубьями. Расчет геометрии».

Исходными данными к расчету геометрических параметров являются:  $z_1$ ;  $z_2$ ;  $u$ ; модуль передачи (средний нормальный –  $m_n$  или внешний окружной –  $m_{te}$ ); средний угол наклона зубьев –  $\beta_n$ ; направление линии зуба шестерни и колеса; параметры исходного контура (ГОСТ 16202-81). Ниже приведены формулы и пояснения к определению основных геометрических параметров передачи, необходимых для дальнейших расчетов ее прочности и разработки рабочих чертежей колес [124].

1. Число зубьев плоского колеса

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \quad (z_c - \text{не округляется}). \quad (8.146)$$

2. Среднее конусное расстояние

$$R = \frac{m_n z_c}{2 \cos \beta_n}. \quad (8.147)$$

3. Внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{R}{1 - 0,5k_{be}}. \quad (8.148)$$

4. Ширина зубчатого венца

$$b = k_{be} R_e. \quad (8.149)$$

Вычисленное значение ширины зубчатого венца округляют до целого числа, уточняя затем  $k_{be}$ , соблюдая при этом условие  $k_{be} \leq 0,3$ .

5. Номинальный диаметр зуборезной головки для формы зуба II выбирают по таблице 8.36.

6. Угол делительного конуса

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{z_1}{z_2}; \quad \delta_2 = 90^\circ - \delta_1. \quad (8.150)$$



**Номинальный диаметр зуборезной головки  
для осевой формы зуба II (размеры в мм)**

Расчетный угол накло- на $\beta_n$ , град.	Пределы среднего конусного расстояния $R$		Номинальн. диаметр зуборезной головки $d_o$	Внешн. высота зуба $h_e$	Ширина зубчатого венца $b$	Расчетн. норма- льный модуль $m_n$
	рекомен- дуемые	допусти- мые				
От 0 до 15	24...40	–	60	7	5...15	0,6...2
Св. 15 до 45		18...42				
От 0 до 15	32...52	–	80	8	6...20	1...2,5
Св. 15 до 45		24...56				
От 0 до 15	36...58	–	(88,9)	8	8...20	1...2,5
Св. 15 до 45		25...60				
От 0 до 15	40...65	–	100	9	8...25	1...3
Св. 15 до 45		30...70				
От 0 до 15	50...80	–	125	10	10...30	1...3,5
Св. 15 до 45		40...90				
От 0 до 15	60...100	–	(152,4)	10	12...30	1,5...3,5
Св. 15 до 45		45...105				
От 0 до 15	65...105	–	160	12	13...40	1,5...4
Св. 15 до 45		50...110				
От 0 до 15	75...120	–	(190,5)	15	15...40	2...5
Св. 15 до 45		60...135				
От 0 до 15	80...130	–	200	15	16...50	2...5
Св. 15 до 45		60...140				
От 0 до 15	90...150	–	(228,6)	15	18...60	2...6
Св. 15 до 45		70...160				
От 0 до 15	100...160	–	250	18	20...65	2...6
Св. 15 до 45		75...175				
От 0 до 15	120...200	–	(304,8)	20	25...80	3...7
Св. 15 до 45		90...210				
От 0 до 15	120...200	–	315	24	25...80	3...8
Св. 15 до 45		95...220				
От 0 до 15	160...250	–	400	30	32...100	3...10
Св. 15 до 45		120...280				

7. Коэффициент радиального смещения у шестерни

$$x_{n1} = 2 \left( 1 - \frac{1}{u^2} \right) \sqrt{\frac{\cos^3 \beta_n}{z_1}}; \quad x_{n2} = -x_{n1}, \quad (8.151)$$

полученные числовые значения следует округлить до сотых долей.

8. Коэффициент изменения расчетной толщины зуба шестерни (тангенциальное смещение  $x_\tau$ ).

При  $u > 2,5$  предварительное значение можно определить по формуле  $x_{\tau 1} = 0,11 + 0,01 (u - 2,5)$ , полученное значение сопоставить с табличными (табл. 8.37) и принять для соответствующего развода резцов;

$$x_{\tau 2} = -x_{\tau 1}.$$

9. Развод резцов зуборезной головки для чистовой двухсторонней обработки колеса.

Для принятого значения  $m_n$  по табл. 8.37 принять значение  $W_2$ .

Таблица 8.37

**Разводы резцов зуборезных головок по ГОСТ 11902-66 и соответствующие им значения коэффициентов изменения расчетной толщины зуба шестерни  $x_{\tau 1}$  при средних нормальных модулях  $m_n$  по ГОСТ 9563-60**

Средний нормальный модуль $m_n$		$x_{\tau 1}$	$W_2$	$\delta_{hf}$	$x_{\tau 1}$	$W_2$	$x_{\tau 1}$	$W_2$
1-й ряд	2-й ряд							
	1,75	0,00	1,10	0,077				
2,0		0,00	1,3	0,030	0,04	1,4	0,14	1,6
	2,25	0,00	1,4	0,119	0,05	1,6	0,14	1,8
2,5		0,00	1,6	0,072	0,06	1,8	0,14	2,0
	2,75	0,00	1,8	0,024	0,07	2,0	0,14	2,2
3,0		0,00	2,0	-0,24	0,07	2,2	0,2	2,6
	3,5	0,00	2,2	0,155	0,08	2,6	0,14	2,8
4,0		0,00	2,6	0,060	0,04	2,8	0,14	3,2
	4,5	0,00	2,8	0,239	0,05	3,2	0,14	3,6
5,0		0,00	3,2	0,143	0,06	3,6	0,14	4,0
	5,5	0,00	3,6	0,048	0,07	4,0	0,18	4,6
6,0		0,00	4,0	-0,047	0,10	4,6	0,20	5,2
	7,0	0,00	4,6	0,036	0,08	5,2	0,20	6,0
8,0		0,00	5,2	0,120	0,09	6,0	0,15	6,5
	9,0	0,00	6,0	-0,071	0,06	6,5	0,12	7,0
10,0		0,00	6,5	0,150	0,04	7,0	0,14	8,0
	11,0	0,00	7,0	0,371	0,07	8,0	0,16	9,0
12,0		0,00	8,0	-0,095	0,09	9,0	0,17	10,0
	14,0	0,00	9,0	0,347	0,05	10,0	0,20	12,0
16,0		0,00	10,0	0,789	0,09	12,0	0,15	13,0



10. Расстояние от внешнего торца до среднего расчетного сечения

$$l_e = 0,5b. \quad (8.152)$$

11. Высота ножки зуба в расчетном сечении

$$h_{f1} = (h_a^* + c^* - x_{n1}) \cdot m_n + \delta_{hf}; \quad (8.153)$$

$$h_{f2} = (h_a^* + c^* - x_{n2}) \cdot m_n + \delta_{hf}, \quad (8.154)$$

где  $\delta_{hf}$  – принимается по табл. 8.37.

12. Номинальная толщина зуба в расчетном сечении

$$S_{n1} = (0,5 \cdot \pi + 2 \cdot x_{n1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n + x_{\tau 1}) \cdot m_n; \quad (8.155)$$

$$S_{n2} = \pi \cdot m_n - S_{n1}. \quad (8.156)$$

13. Сумма углов (в минутах) ножек зубьев шестерни и колеса

$$\Theta_{f\Sigma} = \frac{K}{\sin \beta_n}, \quad (8.157)$$

где

$$K = \frac{10800 \cdot \operatorname{tg} \beta_n}{Z_c \cdot \operatorname{tg} \alpha_n} \cdot \left( 1 - \frac{2 \cdot R \cdot \sin \beta_n}{d_0} \right), \quad (8.158)$$

значение  $K$  рекомендуется округлять до целого при  $m \geq 2$ .

14. Угол ножки в минутах

$$\Theta_{f1} = \Theta_{f\Sigma} \left( 0,5 - \frac{2 \cdot x_{n1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n}{\pi} \right); \quad \Theta_{f2} = \Theta_{f\Sigma} - \Theta_{f1}. \quad (8.159)$$

15. Угол головки зуба в минутах

$$\theta_{a1} = K_{a1} \cdot \theta_{f2}, \quad \theta_{a2} = K_{a2} \cdot \theta_{f1}, \quad (8.160)$$

значения  $K_{a1}$  и  $K_{a2}$  назначают по табл. 8.38.

16. Увеличение высоты головки зуба при проходе от среднего сечения к внешнему торцу

$$\Delta h_{ae1} = l_e \cdot \operatorname{tg} \theta_{a1}; \quad \Delta h_{ae2} = l_e \cdot \operatorname{tg} \theta_{a2}. \quad (8.161)$$

17. Увеличение высоты ножки зуба при проходе от среднего сечения к внешнему торцу

$$\Delta h_{fe1} = l_e \cdot \operatorname{tg} \theta_{f1}; \quad \Delta h_{fe2} = l_e \cdot \operatorname{tg} \theta_{a2}. \quad (8.162)$$

18. Уменьшение высоты головки зуба в среднем сечении

$$\delta_{ha1} = l_e (\operatorname{tg} \theta_{f2} - \operatorname{tg} \theta_{a1}); \quad (8.163)$$

$$\delta_{ha2} = l_e (\operatorname{tg} \theta_{f1} - \operatorname{tg} \theta_{a2}). \quad (8.164)$$

19. Высота головки зуба в среднем сечении

$$h_{a1} = (h_a^* + x_{n1}) \cdot m_n - \delta_{ha1}; \quad (8.165)$$

$$h_{a2} = (h_a^* + x_{n2}) \cdot m_n - \delta_{ha2}. \quad (8.166)$$

Коэффициент угла головки зуба  $K_a$ 

$\beta_n$ , град.	$z_1$	Значения $K_a$ в зависимости от $u$		
		Св. 1,6 до 2,5	Св. 2,5 до 4,0	Св. 4,0
Св. 15 до 29	10...12	—	0,75 (0,95)	0,75 (1,0)
	12...13	0,80 (0,90)	0,80 (0,90)	0,75 (1,0)
	14...15	0,80 (0,90)	0,80 (0,95)	0,80 (1,0)
	16...19	0,85 (0,95)	0,85 (0,95)	0,85 (1,0)
	20...24	0,85 (0,95)	0,85 (0,95)	0,85 (1,0)
	25...29	0,90 (0,95)	0,90 (0,95)	0,90 (1,0)
Св. 29 до 45	8...9	—	—	0,90 (1,0)
	10...11	—	0,80 (1,0)	0,80 (1,0)
	12...13	0,90 (1,0)	0,85 (1,0)	0,85 (1,0)
	14...15	0,90 (1,0)	0,90 (1,0)	0,85 (1,0)
	16...17	0,90 (1,0)	0,90 (1,0)	0,90 (1,0)
	18...19	0,90 (1,0)	0,90 (1,0)	0,90 (1,0)
	20...24	1,0 (1,0)	0,90 (1,0)	0,90 (1,0)

Примечание. Значения в скобках применяются для колеса.

20. Внешняя высота головки зуба

$$h_{ae1} = h_{a1} + \Delta h_{ae1}; \quad h_{ae2} = h_{a2} + \Delta h_{ae2}. \quad (8.167)$$

21. Внешняя высота ножки зуба

$$h_{fe1} = h_{f1} + \Delta h_{fe1}; \quad h_{fe2} = h_{f2} + \Delta h_{fe2}. \quad (8.168)$$

22. Внешняя высота зуба

$$h_{e1} = h_{ae1} + h_{fe1}; \quad h_{e2} = h_{ae2} + h_{fe2}. \quad (8.169)$$

23. Угол конуса вершин

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}; \quad \delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}. \quad (8.170)$$

24. Угол конуса впадин

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}; \quad \delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}. \quad (8.171)$$

25. Средний делительный диаметр

$$d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta_n}; \quad d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta_n}. \quad (8.172)$$

26. Внешний делительный диаметр

$$d_{e1} = m_{te} \cdot z_1; \quad d_{e2} = m_{te} \cdot z_2. \quad (8.173)$$

27. Внешний диаметр вершин зубьев

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot h_{ae1} \cdot \cos \delta_1; \quad d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot h_{ae2} \cdot \cos \delta_2. \quad (8.174)$$

28. Расстояние от вершины конусов до плоскости внешней окружности вершин зубьев

$$B_1 = 0,5 \cdot d_{e2} - h_{ae1} \cdot \sin \delta_1; \quad B_2 = 0,5 \cdot d_{e2} - h_{ae2} \cdot \sin \delta_2. \quad (8.175)$$



## Расчет номинальных измерительных размеров

1. Постоянная хорда зуба в среднем расчетном сечении

$$S_{c1} = S_{n1} \cdot \cos^2 \alpha_n; \quad S_{c2} = S_{n2} \cdot \cos^2 \alpha_n. \quad (8.176)$$

2. Высота до постоянной хорды

$$\bar{h}_{c1} = h_{a1} - 0,25 S_{n1} \cdot \sin 2\alpha_n; \quad \bar{h}_{c2} = h_{a2} - 0,25 S_{n2} \cdot \sin 2\alpha_n. \quad (8.177)$$

3. Половина угловой толщины зуба в нормальном сечении

$$\Psi_{n1} = \frac{S_{n1} \cdot \cos \delta_1}{m_n \cdot Z_1} \cdot \cos^3 \beta_n; \quad \Psi_{n2} = \frac{S_{n2} \cdot \cos \delta_2}{m_n \cdot Z_2} \cdot \cos^3 \beta_n. \quad (8.178)$$

4. Коэффициент, зависящий от угловой толщины зуба в расчетном сечении

$$K_{\Psi n1} = 1 - \frac{\Psi_{n1}^2}{6}; \quad K_{\Psi n2} = 1 - \frac{\Psi_{n2}^2}{6}. \quad (8.179)$$

5. Делительная толщина зуба в расчетном сечении

$$\bar{S}_{n1} = S_{n1} \cdot K_{\Psi n1}; \quad \bar{S}_{n2} = S_{n2} \cdot K_{\Psi n2}. \quad (8.180)$$

6. Высота до делительной хорды в расчетном сечении

$$\bar{h}_{a1} = h_{a1} + 0,25 \cdot S_{n1} \cdot \Psi_{n1}; \quad \bar{h}_{a2} = h_{a2} + 0,25 \cdot S_{n2} \cdot \Psi_{n2}. \quad (8.181)$$

## Проверка качества зацепления по геометрическим показателям

1. Внешний угол торцового профиля зуба

$$\operatorname{tg} \alpha_{te} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_{ne}}, \quad (8.182)$$

где  $\sin \beta_{ne} = \frac{R}{R_e} \cdot \sin \beta_n + \left( \frac{R_e}{R} - \frac{R}{R_e} \right) \cdot \frac{R}{d_0}$ .

2. Внутренний угол торцового профиля зуба

$$\operatorname{tg} \alpha_{ti} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_{ni}}, \quad (8.183)$$

где  $\sin \beta_{ni} = \frac{R}{R_e - b} \cdot \sin \beta_n + \left( \frac{R_e - b}{R} - \frac{R}{R_e - b} \right) \cdot \frac{R}{d_0}$ .

3. Угол торцового профиля в среднем расчетном сечении

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_n}. \quad (8.184)$$

4. Внутренняя высота ножки зуба

$$h_{f1} = h_{fe1} - b \cdot \operatorname{tg} \theta_{f1}; \quad h_{f2} = h_{fe2} - b \cdot \operatorname{tg} \theta_{f2}. \quad (8.185)$$

5. Наибольшая внешняя высота ножки зуба, ограничиваемая подрезанием

$$h'_{fe1} = R_e \cdot \operatorname{tg} \delta_1 \cdot \sin^2 \alpha_{te} + \rho_{f0} (1 - \sin \alpha_n); \quad (8.186)$$

$$h'_{fe2} = R_e \cdot \operatorname{tg} \delta_2 \cdot \sin^2 \alpha_{te} + \rho_{f0} (1 - \sin \alpha_n), \quad (8.187)$$

где  $\rho_{f0}$  – радиус закругления резцов резьбовой головки: для шестерни  $\rho_{f01} = 0,12m_{te}$ ; для колеса  $\rho_{f02} = 0,24m_{te}$ . При  $h'_{fe} > h_{fe}$  подрезание у внешнего торца отсутствует.

6. Наибольшая внутренняя высота ножки зуба, ограничиваемая подрезанием

$$h'_{f1} = (R_e - b) \cdot \operatorname{tg} \delta_1 \cdot \sin^2 \alpha_{ti} - \rho_{f01} (1 - \sin \alpha_n); \quad (8.188)$$

$$h'_{f2} = (R_e - b) \cdot \operatorname{tg} \delta_2 \cdot \sin^2 \alpha_{ti} - \rho_{f02} (1 - \sin \alpha_n). \quad (8.189)$$

При  $h'_{fi} > h_{fi}$  подрезание у внутреннего торца отсутствует.

7. Коэффициент торцового перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_a + \varepsilon_b - \varepsilon_c; \quad (8.190)$$

$$\varepsilon_a = \frac{1}{\pi \cdot \cos \alpha_t} \cdot \sqrt{\left(\frac{z_{v1}}{2} + \frac{h_{a1} \cdot \cos \beta_n}{m_n}\right)^2 - \left(\frac{z_{v1}}{2} \cdot \cos \alpha_t\right)^2}; \quad (8.191)$$

$$\varepsilon_a = \frac{1}{\pi \cdot \cos \alpha_t} \cdot \sqrt{\left(\frac{z_{v2}}{2} + \frac{h_{a2} \cdot \cos \beta_n}{m_n}\right)^2 - \left(\frac{z_{v2}}{2} \cdot \cos \alpha_t\right)^2}; \quad (8.192)$$

$$\varepsilon_c = \frac{z_{v1} + z_{v2}}{2\pi} \cdot \operatorname{tg} \alpha_t, \quad (8.193)$$

где  $z_{v1}$  – эквивалентное число зубьев шестерни и колеса

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}. \quad (8.194)$$

8. Коэффициент осевого перекрытия

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin \beta_n}{\pi \cdot m_n}. \quad (8.195)$$

9 Коэффициент суммарного перекрытия:

– для передач с локализованным пятном контакта

$$\varepsilon_\gamma \approx \sqrt{\varepsilon_\alpha^2 + \varepsilon_\beta^2}; \quad (8.196)$$

– для передач с нелокализованным пятном контакта

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta. \quad (8.197)$$

### Проверочный расчет на прочность передачи

Передача выдержит заданный срок службы, если будут соблюдены условия:

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \quad \text{и} \quad \sigma_F \leq \sigma_{FP}. \quad (8.198)$$

Смысл параметров, входящих в условия пригодности такой же, как и для прямозубых передач.



## Проверочный расчет на контактную выносливость зубьев колес

Контактная выносливость устанавливается сопоставлением действующих в полюсе зацепления расчетного и допускаемого напряжений. При этом исходное контактное напряжение рассчитывают по формуле

$$\sigma_{H0} = 475 \cdot \sqrt{\frac{F_{IH}}{v_n \cdot d_{m1} \cdot b_W}} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}, \quad (8.199)$$

где  $v_n$  – коэффициент, учитывающий кинематику передачи и твердость рабочих поверхностей зубьев (см. 8.141);  $F_m$  – окружное усилие в передаче, Н.

Коэффициент нагрузки  $K_H$  находят по (8.96), при этом  $K_A$  и  $K_{HV}$  находят аналогично прямозубым коническим передачам,  $K_{H\beta}$  – по графикам (рис. 8.90);  $K_{H\alpha}$  находят приближенно аналогично косозубой передаче по формуле

$$K_{H\alpha} = 1 + 0,15 \cdot (n_{ст} - 5), \quad (8.200)$$

где  $n_{ст}$  – степень точности передачи от 5-й до 9-й.

Уточненное значение допускаемого контактного напряжения получают по (8.97), уточняя значения коэффициентов  $Z_R$ ;  $Z_V$ ;  $Z_L$ ;  $Z_X$ .

## Расчет зубьев на выносливость при изгибе

Выносливость зубьев при изгибе устанавливают сопоставлением расчетного местного напряжения от излома в опасном сечении на переходной поверхности с допускаемым напряжением.

$$\sigma_{F1} = \frac{1,4 \cdot F_{IF} \cdot K_F \cdot Y_{FS1}}{V_F \cdot b \cdot m_e} \leq \sigma_{FP1}; \quad (8.201)$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{FS2}}{Y_{FS1}} \leq \sigma_{FP2}, \quad (8.202)$$

где  $K_F$  рассчитывают по (8.100), значения параметров, входящих в формулу находят по методу расчета прямозубых цилиндрических колес (табл. 8.18).

## Вопросы для самоконтроля

1. Какие бывают механические передачи?
2. Каковы разновидности современных зубчатых передач?
3. Что такое исходный контур?
4. Что такое исходный производящий реечный контур?
5. Каковы методы изготовления зубчатых колес?
6. Каковы основные геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи?
7. Что такое модуль?
8. Что такое коэффициент торцового перекрытия  $\epsilon_\alpha$ ?



9. Каковы виды разрушений зубьев?
10. Какие степени точности предусмотрены по ГОСТ 1643-81?
11. Как влияет точность изготовления зубчатых колес на работоспособность зубчатой передачи?
12. Что такое коэффициент смещения?
13. Что такое блокирующий контур и для чего он нужен?
14. Что такое модификация исходного контура?
15. Какие материалы применяют для изготовления зубчатых колес?
16. Какие виды термообработки применяют для зубчатых колес?
17. Как определить силы, действующие в зацеплении цилиндрической зубчатой передачи?
18. Что такое геометрические показатели качества эвольвентного зацепления?
19. В чем сущность проектировочного расчета на контактную выносливость активных боковых поверхностей зубьев?
20. В чем сущность проектировочного расчета зубьев на выносливость при изгибе?
21. Что такое расчетная нагрузка?
22. Как выбирают допускаемые напряжения?
23. Что представляют собой зубчатые передачи с арочными зубьями?
24. Что представляют собой цилиндрические передачи с зацеплением Новикова?
25. Какие существуют виды конических зубчатых передач?
26. В чем сущность расчета на прочность конических зубчатых колес?

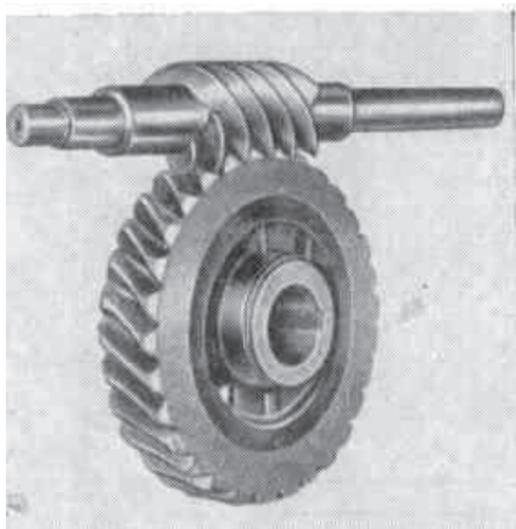


## ГЛАВА 9

### ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

#### 9.1. Общие сведения

Червячная передача используется для передачи вращательного движения между скрещивающимися валами. Угол скрещивания может быть произвольным, чаще он составляет  $90^\circ$ . Основными элементами червячной передачи являются червяк (как правило – ведущий) и червячное колесо. Различают цилиндрическую червячную передачу и глобоидную передачу. Последняя – это передача, у которой делительная поверхность червяка образована вращением вокруг оси червяка вогнутого отрезка дуги парного червячного колеса, лежащей в плоскости его торцового сечения. Межосевая линия передачи делит эту дугу пополам, а делительная поверхность червячного колеса – цилиндрическая. Цилиндрическая червячная передача – это такая, у червяка и колеса которой делительные и начальные поверхности цилиндрические (рис. 9.1).



*Рис. 9.1. Червячная передача с цилиндрическим червяком*

В сравнении с зубчатой, червячная передача имеет следующие преимущества: высокую плавкость работы, бесшумность, возможность реализации больших передаточных чисел (от 8 до 80), возможность

самоторможения. К недостаткам червячной передачи следует отнести – необходимость применения для червячного колеса дорогих антифрикционных сплавов на основе меди и пониженный КПД, вследствие чего в зацеплении при работе выделяется тепло, которое иногда необходимо отводить путем искусственного охлаждения или проектировать передачу больших размеров, чем требуется из условий прочности. Средние значения КПД современных одноступенчатых червячных редукторов с учетом потерь в опорах составляют:

$Z_1$	1	2	4
$\eta$	0,7 ... 0,75	0,75...0,82	0,82....0,92

Примечание:  $z_1$  – число витков червяка;  $\eta$  – КПД.

Пониженное значение КПД при малых передаваемых мощностях слабо сказывается на теплонапряженности передач, но уже при средних мощностях затраты на обеспечение работоспособности передачи возрастают, червячная передача становится экономически невыгодной в сравнении с зубчатой. В связи с этим червячные передачи применяют обычно до передаваемых мощностей не выше 50 кВт, в редких особых случаях до 100...150 кВт.

## 9.2. Элементы червячной передачи

### 9.2.1. Цилиндрические червяки

Червяки могут выполняться с линейчатой винтовой поверхностью и с нелинейчатой. Линейчатые винтовые поверхности образуются винтовым движением прямой линии, нелинейчатые – винтовыми движениями любой заданной кривой (в отличие от линейчатых они ни в одном из сечений не имеют прямых линий). Наибольшее применение на практике нашли линейчатые винтовые поверхности как наиболее технологичные в изготовлении. Применяют три вида таких поверхностей червяков: архимедова, эвольвентная и конволютная. Эти же названия червяки получили по виду кривых, получающихся в сечении червяка плоскостью, перпендикулярной его оси (рис. 9.2). В соответствии с ГОСТ 18498-73 в документации их обозначают: архимедов червяк –  $ZA$ , эвольвентный –  $ZI$  и  $ZN$ .



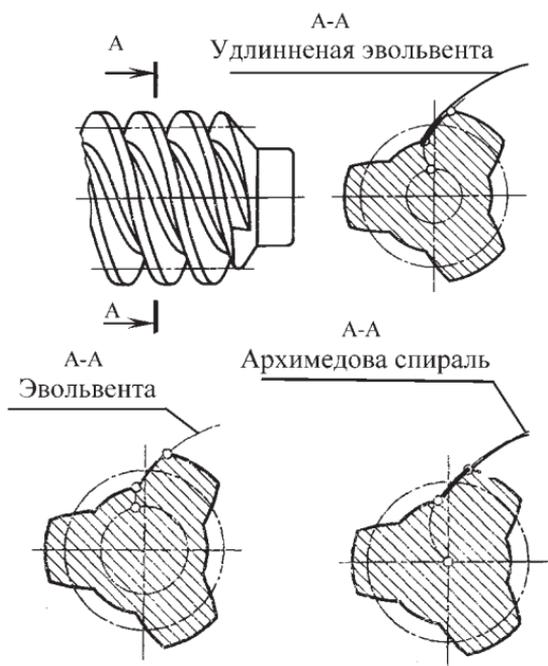


Рис. 9.2. Цилиндрические червяки: удлиненный эвольвентный, эвольвентный, архимедов

### 9.2.2. Методы обработки профиля витков червяка

Все линейчатые червяки обладают примерно одинаковой нагрузочной способностью. Предпочтение поэтому следует отдавать тому виду червяка, который в большей мере для заданных производственных условий отвечает требованиям точности изготовления и экономичности. Нагрузочная способность и долговечность червячной передачи зависят также от твердости рабочих поверхностей червяка, точности и качества их обработки. Червяки делятся на термообрабатываемые (с твердостью рабочих поверхностей, превышающих  $50HRC_3$ ) и улучшаемые (термообрабатываемые в заготовке с твердостью  $32...42HRC_3$ ). Улучшаемые червяки в индивидуальном производстве изготавливают на универсальных токарных станках, а при серийном и массовом производстве – вихревым методом (фасонным резцом на оправке – «летучкой») или методом пластической деформации.

Червяки, выполненные холодным накатыванием, имеют высокое качество поверхностей ( $R_z \leq 0,63$  мкм) и незначительные деформации, поэтому их используют без дальнейшей механической обработки поверхностей витков. Крупномодульные червяки ( $m > 4$  мм), изготовленные методом горячей накатки, имеют шероховатость рабочих поверхностей  $R_z > 16$  мкм и значительные погрешности профиля и радиального биения. Такие червяки подвергают финишным операциям на токарном или шлифовальных станках. В крупносерийном производстве силовых червячных передач применяют термообрабатываемые червяки с твердостью поверхностей витков 50...60 HRC. Финишной операцией обработки рабочих поверхностей таких витков является шлифование.

В индивидуальном производстве наиболее экономичные в изготовлении червяки типа ZA. Архимедовы червяки (рис. 9.3) в осевом сечении имеют прямобочный профиль с углом, равным профильному углу резца. Угол подъема винтовой линии такого червяка не должен превышать  $10^\circ$ . Боковые поверхности витков архимедова червяка можно шлифовать лишь специальным профилированным по кривой шлифовальным кругом. Поэтому такой профиль находит применение в передачах с нешлифованными червяками, имеющими ограниченную несущую способность.

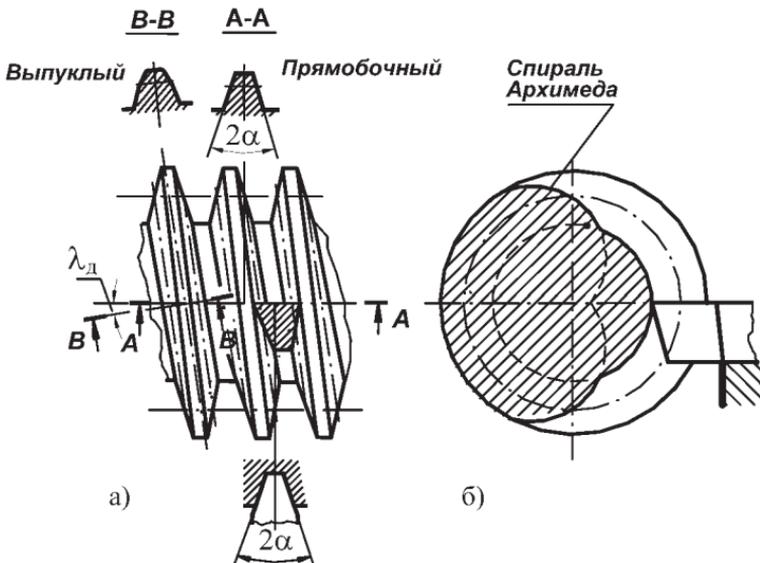


Рис. 9.3. Схема установки резца при нарезании архимедова червяка  
а – часть червяка; б – сечение червяка торцевой плоскостью

Эвольвентный червяк по своей сути – это цилиндрическое косозубое колесо с малым числом зубьев  $Z_1$ , равным числу витков червяка, и большим углом наклона линии зуба  $\beta$  ( $\beta = 90^\circ - \lambda$ , где  $\lambda$  – угол подъема витка червяка). В связи с этим для такого червяка справедливы соотношения между элементами зацепления для косозубых эвольвентных колес.

Эвольвентные червяки можно нарезать резцами на токарных станках. Однако этот метод – непроизводительный, его преимущество – минимальная стоимость инструмента. Крупные эвольвентные червяки изготавливают с помощью дисковых и пальцевых фрез на универсальных фрезерных станках. Финишной операцией для таких витков является шлифование, которое выполняется с высокой точностью плоской стороной шлифовального круга. Простота шлифования послужила одной из причин широкого применения эвольвентных червяков в червячных передачах.

Конволютные червяки изготавливают с прямолинейным профилем в нормальном сечении витка или прямолинейным профилем в нормальном сечении впадины. Рабочие поверхности витков таких червяков в сечении, перпендикулярном оси, представляют собой удлиненную эвольвенту. Конволютные червяки обрабатываются резцами, на токарно-винторезных станках.

Фрезерование и шлифование витков червяка дисковым инструментом трапецеидальной формы возможно при угле подъема витка меньше  $10^\circ$ . Конволютные червяки находят ограниченное применение из-за сложности изготовления точных фрез для нарезания зубьев червячных колес. Их область применения – единичное производство.

Нелинейчатые поверхности червяков получают при обработке их инструментом конической или тороидальной формы: в первом случае получают червяки цилиндрические, образованные конусом ( $ZK$ ), во втором – цилиндрические образованные тором ( $ZT$ ). Наибольшее распространение имеют червяки типа  $ZK1$ , получаемые путем фрезерования дисковыми фрезами на червячно-фрезерных станках и шлифуемые дисковыми коническими кругами.

### 9.2.3. Червячные колеса

В зависимости от размеров червячные колеса проектируют цельными либо составными. Венец из цветных сплавов закрепляют на чугунном центре, способ крепления определяется технологическими и конструктивными соображениями. Зубья червячных колес всех видов обрабатывают на зубофрезерных станках методом обката, используя специальный инструмент – червячную фрезу или резец – летучку. Чер-

вьячная фреза для нарезания зубьев червячных колес является специальным инструментом, отличающимся от фрезы для нарезания зубчатых колес, т. к. в первом случае нормальным принят осевой модуль (торцовый модуль колеса), а во втором – нормальный модуль. Методы обработки зубьев червячного колеса и инструмент должны обеспечить сопряженное зацепление колеса и червяка в передаче (рис. 9.4).

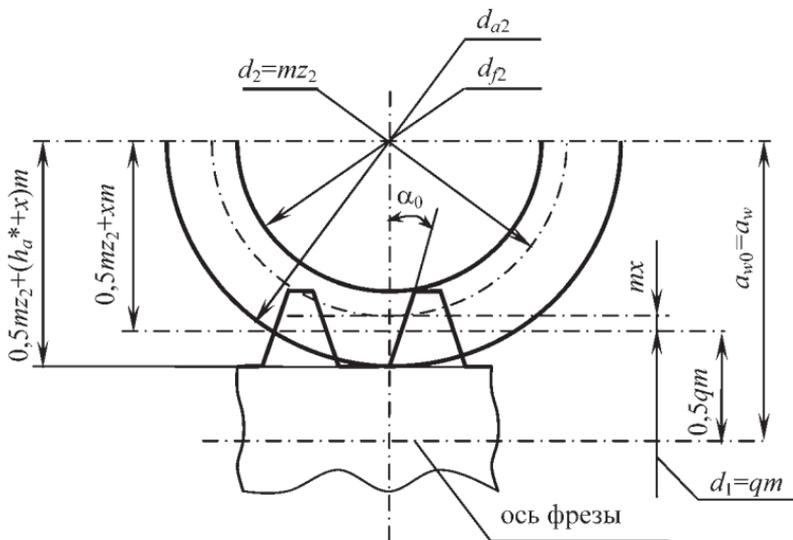


Рис. 9.4. Схема станочного зацепления

Поэтому делительный диаметр и число витков червячной фрезы должны соответствовать параметрам червяка, сопряженного с колесом, станочное межосевое расстояние должно совпадать с межосевым расстоянием передачи, а профиль режущих кромок фрезы в заданном сечении – профилю червяка в этом же сечении. Червячные колеса (рис. 9.5) нарезают методом радиальной подачи, тангенциальной подачи, комбинированным методом (диагональным) и смешанным. Нарезание червячного колеса с радиальной подачей состоит в следующем: червячная фреза подводится до касания диаметра заготовки, после чего заготовку и фрезу приводят в согласованное вращение с соотношением угловых скоростей, равных  $z_2/z_1$ , при этом фреза получает радиальную подачу в направлении к центру заготовки на глубину зуба червячного колеса. В конечном положении межосевое расстояние между фрезой и заготовкой равно межосевому расстоянию передачи. При тангенциальном способе нарезания зубьев колеса станочное межосевое

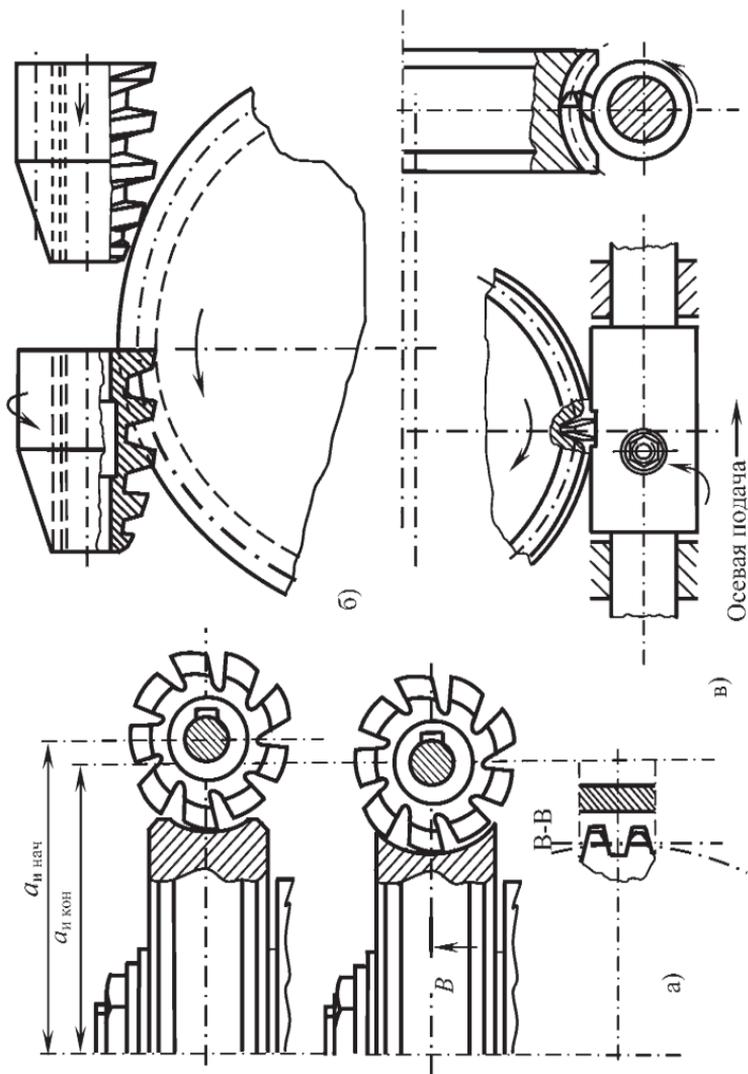


Рис. 9.5. Схема нарезания червячного колеса: а – методом радиальной подачи; б – методом тангенциальной подачи; в – фасонным резцом на оправке

расстояние устанавливается сразу равным межосевому расстоянию передачи. Фреза, имеющая заборный конус, получает одновременно вращательное движение вокруг своей оси и поступательное движение вдоль оси до полного врезания в заготовку и нарезания полной высоты зуба; заготовка при этом вращается медленнее фрезы в  $z_2/z_1$ , раз. Направление тангенциальной подачи фрезы следует назначать против вращения заготовки (встречное фрезирование), т. к. в этом случае усилия резания способствуют замыканию кинематической цепи подачи станка, что улучшает условия обработки рабочих поверхностей зубьев колеса. Такой вид обработки требует проверки возможности сборки колеса с червяком при радиальном вводе последнего. Собираемость обеспечивается, если выдерживается условие:

$$\operatorname{tg} \gamma < \operatorname{tg} \alpha / \sqrt{1 - (d_{w1}/d_{a1})^2},$$

где  $\gamma$  – делительный угол подъема витков червяка;  $\alpha$  – угол профиля;  $d_{w1}$  – начальный диаметр червяка;  $d_{a1}$  – диаметр вершин витков червяка.

Другие способы нарезания представляют собой комбинации методов, описанных выше.

#### 9.2.4. Краткие сведения о точности червячных передач

Получить правильное зацепление в червячной передаче возможно только при совпадении ее межосевого расстояния со станочным, которое получается при нарезании зубьев колеса, и при правильном взаимном положении колеса относительно средней плоскости, проходящей через ось червяка. ГОСТ 3675-81 «Передачи червячные. Допуски» устанавливает допустимые неточности изготовления червяков, червячных колес и червячных передач всех видов. Для модулей более 1 мм стандарт устанавливает 12 степеней точности. Для червяков, червячных колес и червячных передач каждой степени точности устанавливают нормы: кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев и витков. Допускается комбинированное назначение норм точности. При этом нормы плавности могут быть не более чем на две степени точнее и на одну степень грубее норм кинематической точности, а нормы контакта не должны быть грубее норм плавности. Устанавливается также шесть видов сопряжений червяка с червячным колесом, обозначаемых в порядке убывания бокового зазора буквами латинского алфавита от *A* до *H*, и восемь видов допуска на боковой зазор в пе-



редаче, обозначаемых в порядке убывания значения допуска буквами  $x, y, z, a, b, c, d, h$ . В силовых передачах используют 6, 7, 8 и 9-ю степени точности, в червячных редукторах 7...9; в транспортных и подъемных машинах 7-ю степень точности; для кинематических передач назначают 3, 4 и 5-ю степени точности. В силовых передачах и передачах редукторов применяют четыре вида сопряжений:  $a, b, c, d$ .

В технической документации используется условное обозначение степени точности передач, например 8-8-7-*Ba* ГОСТ 3675-81, которое расшифровывается следующим образом: червячная передача со степенью 8 – по нормам кинематической точности и плавкости, 7 – по нормам контакта, с видом сопряжения червяка и червячного колеса *B* и видом допуска на боковой зазор – *a*.

Степень точности червячных передач редукторов общемашиностроительного применения определяется их категорией точности: для первой категории устанавливается 7-6-6-*C*; для второй – 8-8-7-*B* по ГОСТ 3675-81.

## 9.2.5. Материалы червяков и червячных колес

Отличительными особенностями червячной передачи являются наличие значительных скоростей скольжения в зацеплении и неблагоприятные условия гидродинамической смазки. Это обстоятельство служит причиной снижения сопротивляемости контактирующих поверхностей к заеданию и снижению их износостойкости. По этой причине червяк и червячное колесо должны составлять антифрикционную пару. Поэтому во всех случаях рекомендуется витки червяка изготавливать с высоким качеством их поверхностей. Червяки с малой шероховатостью поверхностей витков и высокой их твердостью обеспечивают большую стойкость зубьев червячных колес в отношении заедания, износа и выкрашивания.

Червяки изготавливают из углеродистой и легированной сталей, в редких случаях из чугунов СЧ15 или СЧ20, в специальных случаях (например, для работы в морской воде) – из титановых сплавов. По виду применяемой термообработки червяки делят на нетермообрабатываемые (группа I), улучшаемые (группа II), подвергаемые поверхностной закалке (группа III), цементируемые и закаливаемые ТВЧ (группа IV), подвергаемые специальным видам поверхностной обработки (хромирование, азотирование, борирование и др., группа V). Наиболее употребляемые марки материалов для червяков приведены в таблице 9.1.

## Материалы для червяков

Группа	Материалы	Допустимое напряжение изгиба $\sigma_{FP}$ , МПа	Твердость рабочих поверхностей витков, HRC <sub>s</sub>
I	Чугуны СЧ15, СЧ20 Сталь Ст5, стали 35, 45	50...80 90...160	– –
II	Стали 40X, 45X, 40XH, 38ГН	290...410	30...38
III	Стали 45, 40X, 45X, 40XH	190...225	48...54
IV	Стали 20, 15X, 20X, 12ХН3А, 18ХГТ	190...250	57...64
V	Сталь 30X2М1ЮА (с азотированием)	250	62...66

Материалы для червячных колес в зависимости от их склонности к заеданию распределяют на четыре группы (табл. 9.2, 9.3).

Группа I – высокооловянистые (6...10 % Sn) бронзы, содержащие помимо олова основными компонентами фосфор, свинец, цинк, никель, в некоторых случаях сурьму. Такие бронзы обладают высокими антизадириными свойствами и низкой прочностью ( $\sigma_b \leq 310$  МПа). Их применение ограничивается наиболее быстроходными (со скоростью скольжения  $V_{ск} < 15$  м/с) и ответственными передачами. Особенностью материалов этой группы является «мягкое заедание» даже при работе со значительными перегрузками.

Группа II – состав этих бронз соответствует бронзам группы I, но содержит меньше олова (3...6 % Sn), поэтому антизадириные свойства их ниже, чем у бронз I группы, особенно при повышенных скоростях скольжения.

Группа III – безоловянистые бронзы и латуни. Эти материалы широко используются как заменители оловянистых бронз при скоростях скольжения  $V_{ск} < 5$  м/с. Лучшими антизадириными свойствами обладают хорошо прирабатывающиеся бронзы и латуни с невысокой прочностью ( $\sigma_b = 300...350$  МПа), их рекомендуют применять в паре с закаленным и шлифованным червяком. Алюминиево-железистые бронзы ( $\sigma_b > 400$  МПа) прирабатываются значительно хуже, нагрузки по длине зубьев выравниваются медленно, поэтому при работе с полной нагрузкой без требуемой приработки возможно заедание.

Группа IV – относительно мягкие серые чугуны и более твердые высокопрочные чугуны. Твердые чугуны прирабатываются плохо, вследствие чего вероятность задира возрастает. У этой группы мате-

риалов предельная скорость скольжения не превышает 2 м/с, в редких случаях – 2...3 м/с. Передатки с использованием этой группы материалов требуют тщательной приработки. Даже для мягких серых чугунов контактные напряжения, допускаемые по условиям отсутствия заедания, без тщательной приработки следует снижать примерно на 30%. Для червячных колес из титано-меднистого чугуна, работающих в паре с мягкими червяками, например из стали Ст. 5 (твердость витков менее 300 НВ), допускаемые напряжения по условиям отсутствия заедания можно повышать на 25...30% по отношению обычных серых чугунов.

Основные характеристики применяемых для изготовления червячных колес материалов приведены в табл. 9.2 и 9.3.

### 9.3. Геометрические параметры червячной передачи

Для изготовления червяка и червячного колеса требуется специальный инструмент. В целях его унификации ГОСТ 19036-81 устанавливает параметры витков исходного червяка (они определяют геометрические элементы червяка) и параметры витков исходного производящего червяка (они определяют элементы зубьев колеса в средней плоскости) и радиальные зазоры червячной передачи в осевом сечении этих червяков. Значения коэффициентов параметров витков исходного червяка должны быть следующими:

$$h^* = 2,0 + c_1^* - \text{высоты витка};$$

$$h_a^* = 1,0 - \text{высоты головки витка};$$

$$h_f^* = 1,0 + c_1^* - \text{высоты ножки витка};$$

$$h_i^* \geq 2,0 - \text{граничной высоты витка};$$

$$h_w^* = 2,0 - \text{глубины захода};$$

$$c_1^* = 0,2 - \text{радиального зазора у поверхности впадин червяка};$$

$$c_2^* = 0,2 - \text{радиального зазора у поверхности впадины колеса};$$

$$S^* = 0,5 \pi - \text{расчетной толщины витка};$$

$$r_{f1}^* = 0,3 - \text{радиуса кривизны переходной кривой витка}.$$

Угол профиля  $\alpha = 20^\circ$  нормируется в соответствующем сечении для каждого типа червяка.

Таблица 9.2

## Материалы для червячных колес

Группа	Марки материалов	Способ отливки	Механические характеристики				Предельно рекомендуемые скорости скольжения, м/с
			$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_T$ , МПа	$H_{HB}$	$E$ , МПа	
I	БрО10Ф1 ГОСТ 613-79	П	215	120	75...90	$7,35 \cdot 10^4$	25
		К	245	160	80...100		
	Бр ОНФ (не стандартизирована)	Ц	284	170	100...120	$9,81 \cdot 10^4$	35
II	БрО6Ц6С3	К	176	80...100	60...75	$7,35 \cdot 10^4$	12
		П	147				
	П						
	БрО5Ц5С6 ГОСТ 613-79	К	176				
БрО4Ц7С5 ГОСТ 613-79	П	147				10	
	К						
БрО4Ц4С17 ГОСТ 613-79	П	147					
	К						
II I	БрА9Ж3Л ГОСТ 493-79	П	400	200	110	$9 \dots 10 \cdot 10^4$	7
		К	500		115		
		Ц	500		120		
	БрА10Ж4Н4Л ГОСТ 493-79	К	600	200	170		
ЛАЖМц66-6-3-2 ГОСТ 17711-80	П	600	240	160		4	
	К	650					
	Ц	700					
ЛМц58-2-2-2 ГОСТ 17711-80	К	320	180	100			
	П	300		90			

*Примечание.* В таблице приняты условные обозначения способа получения заготовки колеса: П – в песчаную форму, К – в кокиль, Ц – центробежный способ.

## Материалы (чугуны, группа IV) для червячных колес

Марки материалов		Механические характеристики			Предельно рекомендуемые скорости скольжения, м/с
		$\sigma_{\text{ви}}$ , МПа	$E$ , МПа·10 <sup>-4</sup>	$H_{\text{НВ}}$	
СЧ 12	ГОСТ1412-79	274	7,5...10	143...229	3
СЧ 15		314	9...11	163...229	
СЧ 18		358	10...12	170...229	2
СЧ 20		392		170...241	
АЧС-1	ГОСТ1585-79	–	–	180...262	5
АЧС-2		–	–	180...229	0,2
АЧС-4		–	–		5
АЧВ-1		–	–	210...260	8

*Примечания:* 1. При хромированных червяках, работающих с колесами из серых чугунов, допустимая скорость скольжения до 5 м/с.

2. АЧВ-1 – антифрикционный чугун с шаровидной формой графита.

3. Желательно применять серые чугуны с твердостью 140...180 НВ.

Значения коэффициентов параметров витков исходного производящего червяка должны быть следующими:

$h_0^*$  – высоты витка (стандартом не регламентируется);

$h_{a0}^* - 1,0 + c_2^*$  – высоты головки витка;

$h_{f0}^*$  – высоты ножки (стандартом не регламентируется);

$h_{l0}^* \geq 2,0 + c_2^*$  – граничной высоты;

$h_{ak0}^* \geq 1,0$  – высоты головки до начала закругления.

Угол профиля  $\alpha = 20^\circ$  нормируется для каждого типа червяка в соответствующем сечении.

Величина радиуса скругления кромки производящей поверхности должна отвечать условию  $0,2m \leq \rho_{k0} \leq 0,3m$ , предпочтительнее  $\rho_{k0} = 0,3m$ .

Действительные размеры исходного червяка и исходного производящего червяка получают умножением соответствующих коэффициентов на модуль.

Схема червячной передачи приведена на рис. 9.6. При проектировании передач их геометрические размеры согласовываются с ГОСТ 2144-76 «Передачи червячные цилиндрические. Основные парамет-

ры». Стандарт устанавливает геометрические размеры и кинематические параметры ортогональной цилиндрической передачи (без относительно вида передачи по форме винтовой поверхности червяка), к которым относятся: межосевое расстояние ( $a_w$ ); номинальные значения передаточных чисел ( $u$ ); сочетание модулей ( $m$ ), коэффициентов диаметра червяка ( $q$ ) и чисел витков червяка ( $z_1$ ).

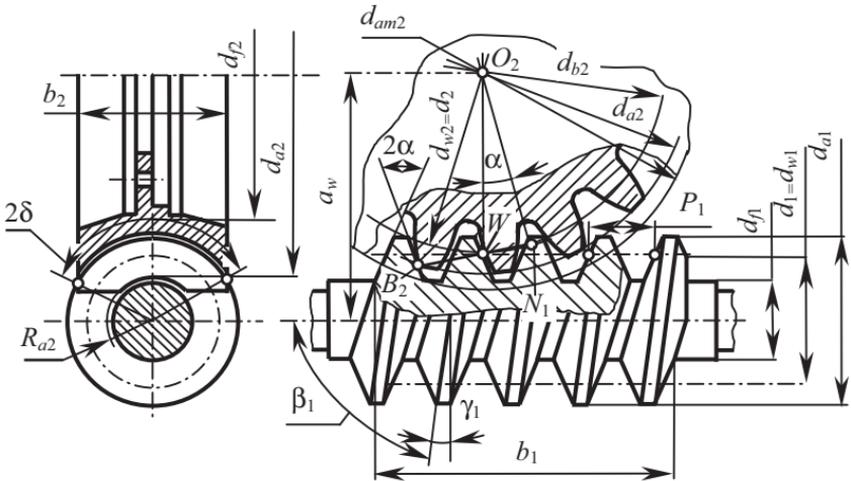


Рис. 9.6. Схема червячной передачи

Межосевое расстояние следует выбирать из ряда значений: 40; 50; 63; 80; 100; 125; (140); 160; (180); 200; (225); 250; (280); 315; (335); 400; (450); 500 мм. Значения без скобок – предпочтительные. Номинальные значения передаточных чисел выбирают из первого ряда (предпочтительного): 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80; либо 2-го ряда: 9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 35,5; 45; 56; 71.

Для удобства геометрических расчетов в качестве одного из основных параметров червяка введен «коэффициент диаметра червяка»  $q = d_1/m$  ( $d_1$  – делительный диаметр;  $m$  – модуль). В целях сокращения номенклатуры зуборезного инструмента (червячных фрез и шеверов) ГОСТ 2144-76 устанавливает определенные сочетания  $m$ ,  $q$  и  $z_1$ .

Например, для модулей 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0 устанавливаются  $q = 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0$  и  $z_1 = 1; 2; 4$ . Для других значений модулей и коэффициента диаметра червяка устанавливаются иные их сочетания. Число витков червяка ограничивается значениями 1; 2 и 4. Однако в специальных редукторах и передачах применяют  $z_1 \leq 8$ . При задан-

ных значениях передаточного числа  $z_1$  назначают, руководствуясь следующим: при уменьшении  $z_1$  снижается межосевое расстояние, но падает КПД передачи и увеличивается расход материала на обод червячного колеса за счет увеличения его ширины. Необходимо учитывать, что в силовых передачах число зубьев колеса ( $z_2$ ) меняется обычно в пределах от 30 до 90 (по ГОСТ 2144-76 оно составляет: 32; 36; 40; 46; 50; 58; 61; 73; 80); с увеличением  $z_2$  растет расстояние между опорами червяка и заметно увеличиваются габариты редуктора.

При назначении коэффициента диаметра червяка меньшие значения устанавливают для быстроходных передач с целью снижения окружных скоростей, большие – используют в передачах с более высокими передаточными числами с целью обеспечения достаточной жесткости червяка. Поэтому обычно в редукторах рекомендуют назначать  $d_1 = 0,4 a_w$ .

### 9.3.1. Геометрия цилиндрического червяка

Основные геометрические параметры червяка приведены на рисунке 9.6, к ним относятся: делительный осевой шаг витков –  $p_1$ , расстояние между ближайшими одноименными профилями, измеренное на делительном цилиндре; ход витка –  $p_{z1}$ , расстояние между одноименными профилями одного витка, измеренное на делительном цилиндре; расчетный модуль червяка (модуль) –  $m$ , линейная величина в  $\pi$  раз меньшая расчетного шага ( $m = p/\pi$ ); поэтому

$$p_{z1} = p_1 z_1 = \pi \cdot m \cdot z_1, \quad (9.1)$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{p_{z1}}{\pi d_1} = \frac{\pi \cdot m \cdot z_1}{\pi \cdot q \cdot m} = \frac{z_1}{q}, \quad (9.2)$$

где  $\gamma$  – угол подъема линии витка (угол подъема), острый угол между касательной в точке линии витка и плоскостью торцового сечения червяка (рис. 9.6).

В соответствии с параметрами исходного червяка высота головки  $h_{a1}$  и ножки  $h_{f1}$  витков составляет:

$h_{a1} = h_{a1}^* \cdot m$ ;  $h_{f1} = h_{f1}^* \cdot m$  ( $h_{f1}^* = 1,2$  для архимедовых, конволютных и нелинейчатых червяков, для эвольвентных  $h_{f1}^* = 1 + 0,2 \cos \gamma$ );

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} \quad \text{и} \quad d_{f1} = d_1 - 2h_{f1},$$

где  $d_1$  – делительный диаметр червяка,  $d_1 = q \cdot m$ .

Длина нарезанной части червяка  $b_1$  рассчитывается по формулам табл. 9.4.

**Расчетные формулы для определения длины  
нарезанной части червяка  $b_1$**

Коэффициент смещения, $x_1$	Расчетные формулы	
	$z_1$	
	1; 2	4
- 1,0	$b_1 \geq (10,5 + z_1) m$	$b_1 \geq (10,5 + z_1) m$
- 0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06 z_2) m$	$b_1 \geq (9,5 + 0,09 z_2) m$
0	$b_1 \geq (11 + 0,06 z_2) m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,09 z_2) m$
+ 0,5	$b_1 \geq (11 + 0,1 z_2) m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,1 z_2) m$
+ 1,0	$b_1 \geq (12 + 0,1 z_2) m$	$b_1 \geq (13 + 0,1 z_2) m$

*Примечания:* 1. При промежуточных значениях величину  $b_1$  находят по той из формул, которая дает большее значение  $b_1$ . 2. Отношение  $b_1/p_1$  следует для быстроходных червяков принимать целым. 3. Торцовые поверхности червяков должны быть плоскими.

### 9.3.2. Геометрия червячного колеса

При нарезании зубьев червячного колеса инструмент является геометрической копией червяка (рис. 9.4). Размеры диаметра окружности вершин зубьев колеса включают в себя смещение инструмента; межосевое расстояние (станочное) при нарезании червячного колеса и межосевое расстояние передачи равны между собой. Таким образом, в рабочем зацеплении геометрически воспроизводится станочное зацепление. При нарезании зубьев колеса фрезой подводят к заготовке и, коснувшись поверхности выемки вершин зубьев, подают ее к центру заготовки на величину захода. В отличие от нарезания зубьев цилиндрических зубчатых колес фреза при нарезании зубьев червячного колеса не имеет подачи вдоль оси колеса. В общем случае (при наличии смещения) делительный цилиндр фрезы не совпадает с делительным цилиндром колеса на величину  $m \cdot x$  (рис. 9.4 и 9.6). Исходя из этого, делительный и начальный диаметры колеса будут для всех типов червячных передач совпадать:  $d_{w2} = d_2 = m \cdot z_2$ . Вершины зубьев колеса отстоят от делительного среднего диаметра фрезы на величину, равную  $h_a^* \cdot m$ , поэтому  $d_{a2} = m z_2 + 2(h_a^* + x) \cdot m$ . (рис. 9.6). Диаметр впадин зубьев колеса для различных типов червячных передач находится по формулам:

$$d_{f2} = m \cdot z_2 - 2(h_f^* - 2x) \cdot m$$

– для передач с червяками ZA, ZN, ZK;

$$d_{f2} = m \cdot z_2 - 2(h_f^* m + 0,2 \cos \gamma - 2x) \cdot m$$

– для передач с червяками  $ZI$ .

Из рис. 9.4. и 9.6 следует также, что межосевое расстояние проектируемой передачи составляет:

$$a_w = 0,5 \cdot m \cdot (z_2 + q + 2x). \quad (9.3)$$

Формулу можно преобразовать относительно коэффициента смещения, тогда:

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5 \cdot (q + z_2).$$

Наибольший диаметр червячного колеса, радиус выемки поверхности вершин зубьев и его ширину находят по формулам:

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + 6 \cdot m / (z_1 + 2); \quad R_{a2} = a_w - d_{a2} / 2;$$

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} \text{ при } z_1 < 4; \quad b_2 \leq 0,67d_{a1} \text{ при } z_1 = 4.$$

При этом ширину  $b_2$  назначают такой, чтобы условный угол обхвата  $2\delta$  примерно составлял  $100^\circ$ .

### 9.3.3. Коэффициент перекрытия в средней плоскости

При повороте в червячной передаче червяка на один оборот колесо повернется на угол, равный угловому шагу колеса, умноженному на число витков червяка. Если червяк переместить вдоль своей оси без вращения на расстояние хода винтовой линии, то колесо также повернется на ту же величину. Таким образом, можно считать, что зацепление между сопряженными профилями зубьев червячного колеса и витков червяка аналогично зацеплению рейки с цилиндрическим зубчатым колесом. Рассмотрим такое зацепление в средней торцовой плоскости (рис. 9.7).

Аналогично зубчатым передачам под коэффициентом торцового перекрытия понимают отношение длины активного участка линии зацепления к шагу зацепления. Из рисунка для червячной передачи с архимедовым червяком без смещения имеем (рис. 9.7):

$$\begin{aligned} \epsilon_\alpha &= \frac{B_2 B_1}{P_b} = \frac{B_2 N_2 - N_2 W + W B_1}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} = \\ &= \frac{\sqrt{(0,5d_{a2})^2 - (0,5d_2 \cos \alpha)^2} - 0,5d_2 \sin \alpha + 0,5h_2 / \sin \alpha}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha}. \end{aligned} \quad (9.4)$$

Из формулы (9.4) следует, что  $\epsilon_\alpha$  существенно зависит от угла зацепления. Так, например, для передачи с  $\alpha = 20^\circ$ ,  $z_2 = 32$ ;  $z_1 = 1$ ;

$\epsilon_\alpha = 1,72$ ; при  $\alpha = 15^\circ$ , при равных остальных параметрах  $\epsilon_\alpha = 2,3$ . Формула (9.4) справедлива для архимедовых червяков, но ею можно пользоваться и для других червяков. В среднем для всех типов передач принимают в расчетах  $\epsilon_\alpha \approx 1,8 \dots 2,2$ .

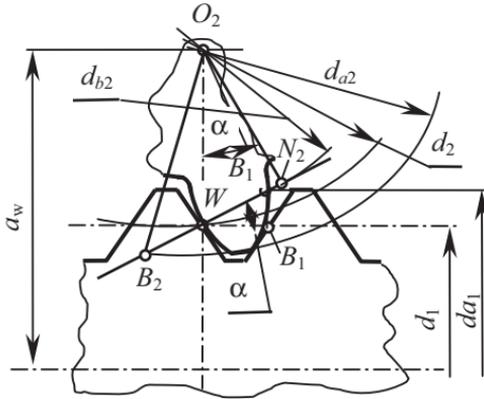


Рис. 9.7 Схема зацепления зубьев колеса и витков червяка в средней торцовой плоскости

### 9.3.4. Минимальная длина контактных линий

Суммарная длина контактных линий червячной передачи в поле зацепления величина переменная, она изменяется от  $l_{\max}$  до  $l_{\min}$ ; для расчета прочности необходимо знать  $l_{\min}$ . Поверхность зацепления червячной передачи не является плоскостью, как это имеет место в эвольвентной зубчатой передаче. Это пространственная поверхность, проекция ее на горизонтальную плоскость имеет характерную подковообразную форму. По аналогии с косозубыми зубчатыми передачами длину контактных линий находят по зависимости

$$l_\Sigma = K_\epsilon \cdot b \cdot \epsilon_\alpha, \quad (9.5)$$

где  $K_\epsilon$  – коэффициент, учитывающий колебание суммарной длины контактных линий в разные моменты зацепления и неточность ее определения;  $b$  – условная дуговая ширина червячного колеса (рис. 9.6):

$$b = \frac{2\delta}{360^\circ} \cdot \pi \cdot d_{w1} \cdot \frac{1}{\cos \lambda};$$

средние значения  $K_e = 0,75$ ;  $2\delta = 100^\circ$ ;  $\varepsilon_\alpha = 2$ . Подставляя среднее значение параметров в форму (9.5), получим минимальную длину контактных линий:

$$l_\Sigma = \frac{1,3 \cdot d_{w1}}{\cos \gamma_w}. \quad (9.6)$$

### 9.3.5. Кинематика червячной передачи

При работе передачи зуб колеса относительно витка червяка совершает движение вдоль его оси, а витки червяка – вдоль линии зуба, подобно движению винта относительно гайки. Поэтому окружные скорости в точке касания начальных цилиндров червяка и колеса лежат в плоскости касательной к этим цилиндрам, расположены друг по отношению к другу под углом  $90^\circ$  и неравны между собой (рис. 9.8).

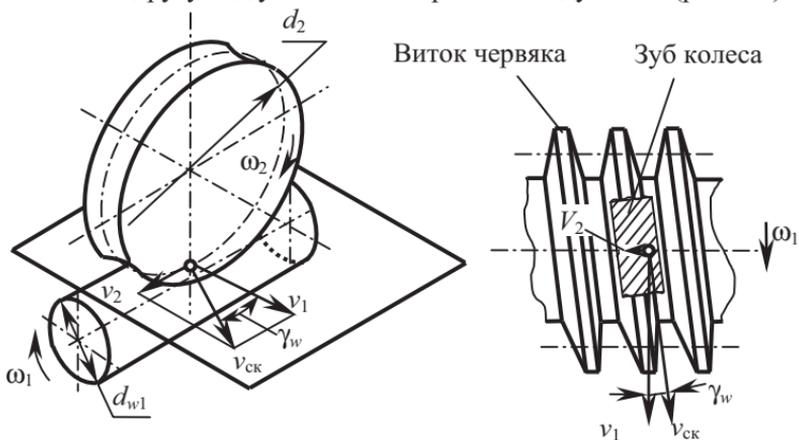


Рис.9.8. Скорости в зацеплении червячной передачи

Модуль относительной скорости витка червяка относительно зуба колеса называют скоростью скольжения. Скорость скольжения направлена по касательной к линии витка червяка и составляет:

$$v_{ск} = v_1 / \cos \gamma_w, \quad (9.7)$$

где  $v_1$  – окружная скорость на начальном цилиндре червяка:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_{w1}}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с}$$

(здесь  $d_{w1}$  – диаметр начального цилиндра, мм).

Для передач с одновитковым червяком в силу малости угла  $\gamma$  в первом приближении можно считать, что  $v_{ск} = v_1$ . В проектных расчетах

скорость скольжения (м/с) находят ориентировочно по зависимости  $v_1 = \frac{4,5 \cdot n_1}{10^4} \sqrt[3]{T_2}$ , где  $n_1$ , мин<sup>-1</sup>;  $T_2$  – вращающий момент на колесе, Н·м.

Скорость скольжения и кривизна сопрягаемых поверхностей оказывают решающее влияние на условия смазки в контакте рабочих поверхностей передачи. Известно, что масляный слой между рабочими поверхностями устанавливается лишь в том случае, если скорость скольжения будет составлять с линией контакта угол, близкий к 90°. В различных фазах зацепления (рис. 9.9, линии 1, 2, 3) этот угол принимает переменные значения.

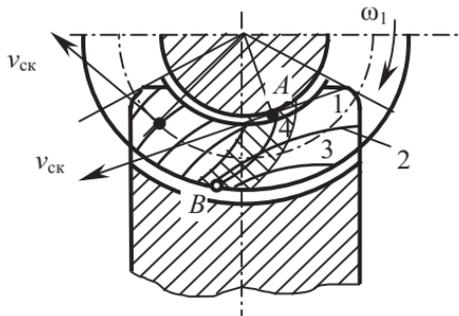


Рис. 9.9. Положение контактных линий на поверхности зуба

Теоретический анализ процесса смазки червячной передачи показал, что неблагоприятная зона контакта расположена вблизи средней плоскости колеса (заштрихованная зона линии  $AB$ ), у ножки зуба она смещена в сторону выхода червяка из зацепления. В случае предельных нагрузок именно в этой зоне начинается прогрессирующий зади́р, который затем может распространиться на всю рабочую поверхность зубьев колеса.

Главный кинематический параметр передачи – передаточное число определяется из соотношения

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{2v_1 \cdot d_2}{2v_2 \cdot d_1} = \frac{v_1 \cdot m \cdot z_2}{q \cdot m \cdot v_1 \cdot \operatorname{tg} \gamma} = \frac{z_2}{q \cdot \operatorname{tg} \gamma} = \frac{z_2}{z_1},$$

где равенство  $q \cdot \operatorname{tg} \gamma = z_1$  определяется из условия развертки витка червяка (рис. 9.10).

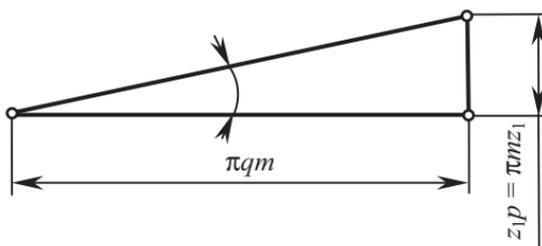


Рис. 9.10. Развертка витка червяка

### 9.3.6. Коэффициент полезного действия передачи

При проектировании механизмов, включающих червячную передачу, червяк и червячное колесо, как правило, устанавливают на подшипниках качения. Такая передача требует надежной смазки. Потери энергии в таком механизме складываются из потерь в зацеплении  $\eta_3$ , подшипниках  $\eta_n$ , на разбрызгивание и перемешивание смазки ( $\eta_m$ ). Таким образом, КПД червячной передачи составит:

$$\eta = \eta_3 \cdot \eta_n \cdot \eta_m. \quad (9.8)$$

При ведущем червяке КПД зацепления находят по зависимости, полученной для винтов, имеющий общий характер с червячным зацеплением:

$$\eta_3 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}, \quad (9.9)$$

где  $\varphi'$  – приведенный угол трения ( $\operatorname{tg} \varphi' = f'$  – приведенный коэффициент трения, табл. 9.5). Приведенный коэффициент трения падает с ростом скорости скольжения  $v_{\text{ск}}$ , т. к. в этом случае создаются более благоприятные условия для образования непрерывного масляного слоя, разделяющего контактирующие поверхности витков червяка и зубьев колеса. Функция (9.9) имеет экстремум и при угле  $\gamma = \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi'}{2}$

принимает максимальное значение. На практике эти углы имеют значения меньше  $30^\circ$ , при таких углах незначительное снижение КПД приводит к существенному упрощению изготовления червяка и червячного колеса и снижению размеров передачи в среднем ее сечении при одном и том же коэффициенте диаметра червяка.

Доля потерь в зацеплении от общих потерь в червячном редукторе, как показали исследования, составляет 60–75%. Важной составляющей общих потерь являются потери в подшипниках. Даже в правильно спроектированных опорах они могут достигать 15–30% в зависимости от конструкции опор, габаритов и передаточного числа редуктора. От-

носительные потери в опорах растут с увеличением передаточного числа передачи. В проектных расчетах КПД передачи можно ориентировочно определять по формуле

$$\eta_3 \approx 0,9 \cdot (1 - u/200).$$

Таблица 9.5

**Приведенные коэффициенты и углы трения  
для червячных передач**

v <sub>ск</sub> , м/с	Группа материала венца колеса							
	I, II				III		IV	
	Твердость рабочих поверхностей витков червяка							
	HRC > 48		48 > HRC > 32		HRC > 48		48 > HRC > 32	
	f'	φ'	f'	φ'	f'	φ'	f'	φ'
0,1	0,07...	4°	0,090...	5°09'...6	0,125...	7°07'...	0,135...	7°41'...
	0,085	4°52'	0,105	°	0,140	7°58'	0,160	9°05'
0,25	0,06...	3°26'	0,075...	4°17'...	0,090...	5°09'...	0,110...	6°17'...
	0,07	4°	0,090	5°09'	0,105	6°	0,125	7°07'
0,5	0,05...	2°52'	0,060...	3°26'...	0,085...	4°52'...	0,095...	5°26'...
	0,06	3°26'	0,075	4°17'	0,095	5°26'	0,105	6°
1,0	0,04...	2°17'	0,050...	2°52'...	0,065...	3°43'...	0,085...	4°52'...
	0,05	2°52'	0,065	3°43'	0,080	4° 34'	0,095	5°26'
1,5	0,035.	2°	0,045...	2°35'...	0,055...	3°09'...	0,075...	4°17'...
	0,045	2°35'	0,055	3°09'	0,070	4°	0,080	4°34'
2,0	0,03...	1°43'	0,040...	2°17'...	0,050...	2°52'...	0,065...	3°43'...
	0,04	2°27'	0,050	2°52'	0,060	3° 26'	0,075	4°17'
4,0	0,022...	1°16'	-	-	0,035...	2°...	-	-
	0,028	1°36'	-	-	0,045	2°35'	-	-
5,0	0,02...	1°09'	-	-	0,030...	1°43'...	-	-
	0,026	1°29'	-	-	0,035	2°	-	-

## 9.4. Расчет червячной передачи на прочность

### 9.4.1. Критерии расчета

Основными причинами потери работоспособности червячной передачи являются поверхностные разрушения зубьев колеса, их износ, поломки и заедание.

Износ ограничивает срок службы большинства видов червячных передач. Он зависит от смазки, неточностей сборки зацепления, шероховатости витков червяка, режимов работы, связанных с частотой пусков и остановок.



Заедание чаще имеет место в передачах, колеса которых изготовлены из твердых безоловянистых бронз или серого чугуна; для мягких материалов наблюдается заедание в виде «намазывания» материала колеса на витки червяка.

Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев колеса имеет ту же природу, что и у зубьев цилиндрической передачи. Наблюдается оно чаще у зубьев червячных колес из сплавов с невысокой контактной выносливостью, например у колес, изготовленных из высокооловянистых бронз.

Полонка зубьев колеса имеет место главным образом после уменьшения сечения зубьев в результате их износа или при работе передачи с нагрузками, превышающими предел выносливости материала.

### 9.4.2. Усилия в зацеплении

Предположим, что нормальная сила  $F_n$  (сила давления витка червяка на зуб колеса) сосредоточена в полюсе зацепления  $W$  (рис. 9.11). Аналогично косозубой цилиндрической передачи действие нормальной силы будем рассматривать по осям координат: вдоль осей вала червяка и колеса и по линии центров межосевого расстояния. В этом случае угол наклона зубьев на червячном колесе  $\beta_2 = \gamma$ , а окружное усилие на колесе равно осевому усилию на червяке, которое выразим через вращающий момент сопротивления на колесе  $T_2$ :

$$F_{t2} = F_{a1} = 2 \cdot T_2 \cdot 10^3 / d_2. \quad (9.10)$$

Направление действия  $F_{t2}$  совпадает с направлением вращения колеса. Осевое усилие на колесе  $F_{a2}$ , равное окружному усилию на червяке  $F_{t1}$  с учетом силы трения, составит:

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = F_{t1} = 2T_1 \cdot 10^3 / d_{w1}. \quad (9.11)$$

Направление действия  $F_{t1}$  – против вращения червяка.

Радиальные усилия на колесе и червяке равны между собой и выражаются зависимостью

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (9.12)$$

Нормальное усилие  $F_n$  с учетом сил трения находится по уравнению:

$$F_n = F_{t1} / \cos(\gamma + \varphi') \cdot \cos \alpha_n \approx 2T_2 / (d_2 \cos \gamma \cdot \cos \alpha), \quad (9.13)$$

где  $\alpha_n$  находится из уравнения:

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \gamma.$$

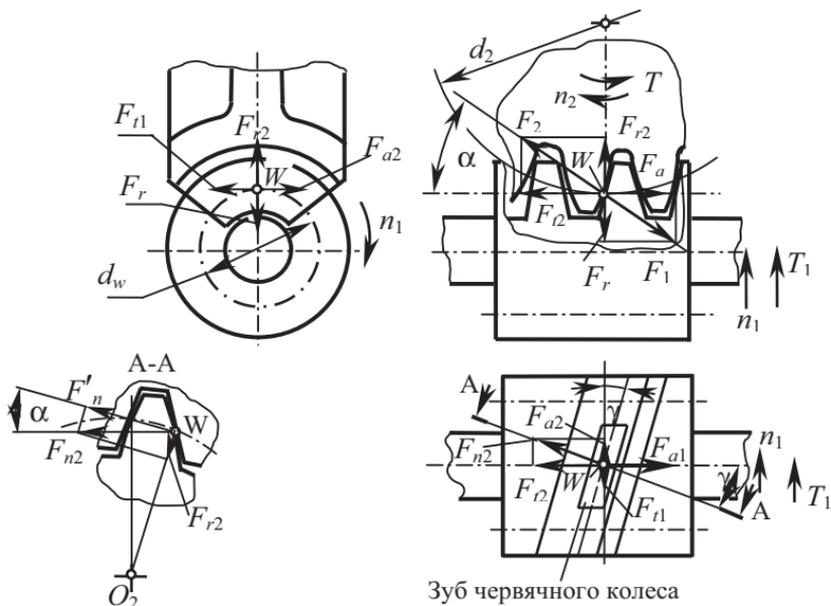


Рис. 9.11. К определению усилий в зацеплении червячной передачи

### 9.4.3. Расчетная нагрузка

Как отмечалось выше, передача усилий от червяка к колесу осуществляется по контактным линиям, образующим поле зацепления. Длины контактных линий в поле зацепления значительно разнятся между собой. Максимальную удельную нагрузку можно рассчитать, разделив нормальную силу  $F_n$  (9.13) на минимальную суммарную длину контактных линий (9.6). Деформация деталей передачи, неточности изготовления и монтажа приводят к неравномерному распределению нагрузок по контактным линиям и появлению дополнительной динамической нагрузки в зацеплении. На величину динамической нагрузки влияют также масса червяка и червячного колеса, присоединенные к ним массы элементов механического привода, их упругие связи. Вследствие этого расчетную нагрузку  $F_{n\text{расч}}$  увеличивают, определяя как произведение нормальной нагрузки на коэффициент нагрузки:

$$F_{n\text{расч}} = F_n \cdot K, \quad (9.14)$$

$$K = K_\beta \cdot K_\nu, \quad (9.15)$$

где  $K_\beta$  – коэффициент концентрации нагрузки;  $K_v$  – коэффициент динамической нагрузки (скоростной коэффициент).

Полагают, что расчетная нагрузка действует в зоне возможных повреждений передачи (выкрашивание рабочих поверхностей колеса – в околорядовой зоне; заедания – в зоне наименьшего угла между вектором скорости скольжения и контактной линией); при изломе зуба – в зоне его вершины.

При расчете контактной и изгибной выносливости из-за невысокой точности расчета коэффициенты нагрузки принимают одинаковыми:  $K = K_H = K_F$ . Это допущение способствует увеличению надежности передачи по изгибной выносливости, т. к. коэффициент концентрации нагрузки при расчете на изгиб ниже соответствующего коэффициента при расчете контактной выносливости, поскольку рост напряжений изгиба в опасном сечении отстает от роста концентрации нагрузки.

Усилия в передаче деформируют в различной степени многие ее детали. Нарушение правильной работы зацепления и концентрацию нагрузки на зубьях колеса следует относить почти полностью за счет деформации вала червяка, его подшипников и подшипников червячного колеса. Это связано с особенностями конструкции передачи: вал червяка имеет большое расстояние между опорами. При анализе полагают ( $l = 0,9 \cdot m \cdot z_2$ ), а его диаметр во избежание повышенных потерь на трение стремятся выполнить меньшим. Прогиб червяка от действия радиальной силы  $F_r$  вызывает прирост действительного межосевого расстояния. На величину этой же деформации увеличивается радиус начального цилиндра червяка, на котором угол подъема витков будет меньше угла наклона зубьев колеса. Жесткость витков червяка гораздо выше жесткости зубьев колеса. При абсолютной жесткости зубьев колеса касание их витков было бы с одного края по ширине червячного колеса (аналогичное явление имеет место в цилиндрической передаче). Однако вследствие деформации зубьев колеса прилегание рабочих поверхностей будет по всей ширине, поэтому интенсивность нагрузки по длине контактной линии будет переменной. При отсутствии приработки теоретический коэффициент концентрации нагрузки ( $K_\beta^0$ ) принимают как отношение максимальной удельной нагрузки по длине зубьев колеса (вблизи торца) к средней (рис. 9.12).

$$K_{\beta}^0 = \frac{\omega_{\max}}{\omega_{\text{cp}}} = \frac{\omega_{\text{cp}} + \omega_{\beta}}{\omega_{\text{cp}}} = 1 + \frac{\omega_{\beta}}{\omega_{\text{cp}}}. \text{ Учитывая, что } \frac{\omega_{\beta}}{\omega_{\text{cp}}} \text{ пропорцио-}$$

нально соответствующим упругим перемещениям оси червяка, можно записать

$$K_{\beta}^0 = 1 + \frac{\delta_{\beta}}{\delta_{\text{cp}}},$$

где  $\delta_{\beta}$  – дополнительное перемещение оси червяка;  $\delta_{\text{cp}}$  – среднее по длине зуба упругое перемещение.

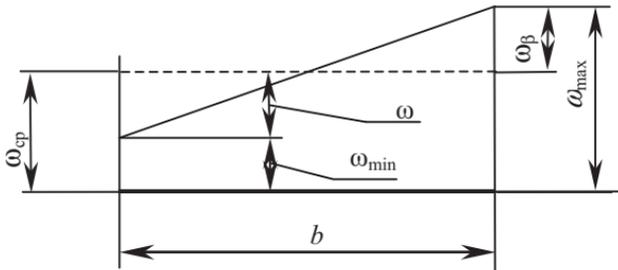


Рис. 9.12. К определению удельной нагрузки

Величина  $\delta_{\beta}$  пропорциональна кубу расстояния между опорами червяка  $l = 0,9 \cdot m \cdot z_2$  и является функцией коэффициента диаметра червяка –  $q$ . С учетом этих допущений профессор А. И. Петрусевич предложил расчетную формулу теоретического коэффициента концентрации нагрузки:

$$K_{\beta}^0 = 1 + \left( \frac{Z_2}{\Theta} \right)^3, \quad (9.16)$$

где  $\Theta$  – коэффициент деформации червяка (табл. 9.6).

Таблица 9.6

### Коэффициент деформации червяка $\Theta$

$Z_1$	Коэффициент деформации $\Theta$ при $q$						
	7	8	9	10	12,5	14	16
1	55	72	89	108	157	190	225
2	44	57	71	86	125	152	171
3	36	47	58	70	101	123	137

Из-за способности зубьев червячного колеса быстро прирабатываться  $K_{\beta}^0$  в процессе работы не остается постоянным. Если нагрузка, действующая на передачу, постоянная, то после некоторого времени работы происходит полная приработка и нагрузка по длине контактных линий выравнивается, в результате  $K_{\beta}^0$  принимает значение, близкое к единице. При переменной нагрузке каждый уровень нагружения оставляет свой след приработанного износа. Поэтому в расчетах необходимо принять некоторую среднюю нагрузку по величине и времени, при которой концентрация нагрузки отсутствует, а при действии максимальной нагрузки она сохраняется:

$$K_{\beta} = 1 + \left( \frac{z_2}{\theta} \right)^3 \cdot (1 - X), \quad (9.17)$$

где  $X = \frac{T_{cp}}{T_{max}} = \sum \frac{T_i}{T_{max}} \cdot \frac{N_i}{N_{\Sigma}}$ , здесь  $N_{\Sigma} = \sum t_i \cdot n_i$ ;  $N_i = t_i \cdot n_i$ ;  $T_i$ ,  $t_i$ ,  $n_i$  –

соответственно вращающий момент, время работы и частота вращения при  $i$ -м режиме работы согласно циклограмме нагружения;  $T_{max}$  – максимальный длительно действующий момент.

Коэффициент динамической нагрузки  $K_v$  (в некоторых источниках – скоростной коэффициент, коэффициент качества) учитывает влияние неточностей монтажа и ошибок (в пределах допуска) изготовления деталей на полноту и положение пятна контакта, величину динамической нагрузки в зацеплении. Пятно контакта может ограничиваться взаимным несоответствием рабочих поверхностей зубьев колеса и витков червяка, либо ошибками монтажа – осевым смещением и перекосом колеса относительно червяка. Кинематическая точность и плавность работы определяют величину динамической нагрузки. Пятно контакта в процессе работы передачи может значительно увеличиться, кинематическая и циклическая погрешности приработкой не снижаются. Поэтому с целью уменьшения влияния ошибок необходимо соблюдать идентичность винтовой поверхности червяка и инструмента, нарезающего зубья колеса, а также сохранять по отношению к колесу положение червяка с положением нарезающего зубья колеса инструмента. Зависимость коэффициента  $K_v$  от степени точности червячной передачи и скорости скольжения в зацеплении рекомендуется принимать по данным табл. 9.7.



Рекомендуемые значения коэффициента  $K_v$ 

Степень точности по ГОСТ 3675-81	Значение $K_v$ при скорости скольжения $V_{ск}$ , м/с			
	До 1,5	1,5...3	3...7,5	7,5...12
6	–	–	1	1,1
7	1	1	1,1	1,2
8	1...1,1	1,1...1,2	1,2...1,3	–
9	1,2...1,3	–	–	–

#### 9.4.4. Расчет на прочность по контактным напряжениям

Червячные передачи, как и зубчатые цилиндрические, рассчитываются на контактную, изгибную усталостную и статическую прочность. Для большинства червячных передач (исключение составляют ручные передачи и с большими числами зубьев колеса,  $Z_2 > 90...100$ ) напряжение изгиба не определяют размеры передачи. Основным поэтому является расчет на сопротивление контактной усталости. Условия работы зацепления червячной передачи и несущая способность различных типов цилиндрических червяков близки между собой, поэтому расчетные зависимости, полученные для архимедовых червяков, используют для других передач. При эксплуатации червячных передач характерного разрушения поверхностей зубьев колес с наименьшей контактной прочностью (как это имеет место в цилиндрических передачах) не наблюдается. Из этого следует, что контактные напряжения в различных точках рабочей поверхности разнятся на небольшую величину. За расчетное принимают для архимедова червяка среднее сечение, контактные напряжения определяют в этом сечении для полюса зацепления. Эти допущения позволяют значительно упростить расчетные зависимости.

Аналогично расчету зубчатых передач за исходную зависимость для определения контактных напряжений в полюсе зацепления принимают формулу Герца, полученную из решения контактной задачи теории упругости при касании двух цилиндров по общей образующей, в которой коэффициент Пуассона принят равным 0,3:

$$\sigma_H = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{\omega_n \cdot E}{\rho_v}},$$

где  $E$  – приведенный модуль упругости материала  $E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$  ( $E_1$  и  $E_2$  – соответственно модули упругости материала червяка и колеса);  $\omega_n$  – нормальная нагрузка на единицу длины контактных линий ( $\omega_n = \frac{F_n \cdot K}{\ell_\Sigma} = \frac{K \cdot F_{t2}}{1,3 \cdot d_{w1} \cdot \cos \alpha_n}$  с учетом формул (9.6) и (9.15), здесь  $K$  – коэффициент нагрузки (9.15);  $\text{tg } \alpha_n = \text{tg } \alpha \cdot \cos \gamma$ );  $\rho_v$  – приведенный радиус кривизны  $\left( \frac{1}{\rho_v} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_{v2}} \right)$ . Для червячной передачи с архимедовым червяком  $\rho_v = \rho_{v2}$ , т. к. витки червяка в средней плоскости имеют профиль прямоугольной рейки, у которой  $\rho_1 = \infty$ ; червячное колесо можно рассматривать как косозубое, приведенный радиус которого составит  $\rho_{v2} = d_2 \cdot \sin \alpha_n / (2 \cos^2 \gamma_\omega)$ .

Для стального червяка  $E_1 = 2,15 \cdot 10^5$  МПа; для венца червячного колеса из бронзы  $E_2 = 10^5$  МПа. Принимая среднее значение  $\gamma_\omega = 10^\circ$  и  $\alpha \approx 20^\circ$ , подставив полученные выше выражения в исходную зависимость, после преобразований определим  $\sigma_H$ , МПа.

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K} \leq \sigma_{HP}, \quad (9.18)$$

где  $\sigma_{H0}$  – исходное контактное напряжение в полюсе зацепления для зубьев червячного колеса:

$$\sigma_{H0} = 350 \sqrt{\frac{F_{t2}}{d_{w1} \cdot d_2}} \quad (F_{t2}, H; d_{w1} \text{ и } d_2, \text{ мм}). \quad (9.19)$$

В проектном расчете определяют главный геометрический параметр – межосевое расстояние  $a_w$ , мм. Выразив  $d_{w1}$  и  $d_2$  через межосевое расстояние в формуле (9.19) полагая, что  $x = 0$  и расчетное контактное напряжение равно допусжаемому, получим

$$a_w = K_a \left( \frac{Z_2}{q} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{2H} K}{\left( \frac{Z_2}{q} \cdot \sigma_{HP} \right)^2}}, \quad (9.20)$$

где  $K_a$  – вспомогательный коэффициент равный 308;  $T_{2H}$  – вращающий момент на колесе, Нм.

#### 9.4.5. Расчет на прочность по напряжениям изгиба

При расчетах зубьев червячного колеса на изгиб его рассматривают, как косозубое цилиндрическое, обладающее на 20...40% большей



прочностью. Повышенная прочность зубьев червячного колеса связана с их дуговой формой и условным «дополнительным» смещением, имеющим место во всех сечениях, параллельных среднему. Таким образом, с учетом формулы (9.6) напряжение изгиба для зубьев червячного колеса составляет:

$$\sigma_F = \frac{\omega_n \cdot \cos \alpha_n Y_{F2}}{m_n} = \frac{\omega_n \cos \alpha_n \cos \gamma_w Y_{F2}}{m} = \frac{F_{t2} \cdot K \cdot \cos \gamma_w Y_{F2}}{1,3m^2 \cdot q} \leq \sigma_{FP2}, \quad (9.21)$$

где  $F_{t2}$  – окружная сила колеса, Н;  $K$  – коэффициент нагрузки (см. 9.15);  $\gamma_w$  – начальный угол подъема;  $q$  – коэффициент диаметра червяка (для колес со смещением вместо  $q$  – следует подставлять  $q + 2x$ , здесь  $x$  – коэффициент смещения);  $m_n$  и  $m$  – нормальный и осевой модуль червяка, мм;  $Y_{F2}$  – коэффициент формы зуба червячного колеса (табл. 9.8).

Таблица 9.8

**Коэффициент формы зуба червячного колеса [103]**

$Z_{x2}$	$Y_{F2}$	$Z_{x2}$	$Y_{F2}$	$Z_{x2}$	$Y_{F2}$
20	1,98	37	1,61	150	1,27
24	1,88	40	1,55	300	1,24
26	1,85	45	1,48		
28	1,80	50	1,45		
30	1,76	60	1,40		
32	1,71	80	1,34		
35	1,64	100	1,30		

*Примечание.* Значения  $Z_{x2}$  находят по формуле

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma_w.$$

По формуле (9.21) для открытых передач с  $Z_2 > 100$  может стать необходимым определение осевого модуля червяка, исходя из допустимых напряжений изгиба зубьев колеса (обычно влиянием угла  $\gamma_w$  в этом случае пренебрегают).

$$m \geq 11,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{2F} \cdot K \cdot Y_{F2}}{q \cdot Z_2 \cdot \sigma_{FP2}}}, \text{ мм}, \quad (9.22)$$

где  $T_{2F}$  – вращающий момент на колесе, Нм;  $\sigma_{FP2}$  – допускаемое изгибное напряжение, МПа.

#### 9.4.6. Расчет прочности передачи при действии максимальной нагрузки

Если в спектре нагрузок передачи имеют место максимальные (пиковые), то проверяют статическую прочность рабочих поверхностей зубьев и их статическую изгибную прочность по условиям:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{2H \max}}{T_{2H}}} \leq \sigma_{HP \max}, \quad \sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{2F \max}}{T_{2F}} \leq \sigma_{FP \max},$$

где  $T_{2H}$ ,  $T_{2F}$ ,  $T_{2H \max}$ ,  $T_{2F \max}$  – соответственно номинальные и максимальные вращающие моменты на колесе;  $\sigma_{H \max}$ ,  $\sigma_{F \max}$ ,  $\sigma_{HP \max}$ ,  $\sigma_{FP \max}$  – соответственно предельные контактные, предельные изгибные напряжения и предельные контактные допускаемые и предельные изгибные допускаемые напряжения.

Тело червяка проверяют на прочность и жесткость по методике расчета валов. При расчете учитывают, что недопустимые прогибы червяка вызывают повышенную концентрацию нагрузки в зацеплении червячной передачи, поэтому их ограничивают предельными величинами, равными  $f \leq (0,005 \dots 0,008) \cdot m$ .

### 9.5. Допускаемые напряжения

Отличительной особенностью червячной передачи является невысокая частота вращения червячного колеса, поэтому эквивалентное число нагружений его зубьев будет небольшим. Испытаниями передач с материалами колес I и II групп (табл. 9.2) было установлено, что кривые усталости по контактным и изгибным напряжениям имеют пологие наклонные участки с базовым числом циклов нагружений до  $25 \cdot 10^7$  циклов. По этой причине за исходные контактные напряжения при расчете допускаемых принимают напряжения, соответствующие  $10^7$  циклов, а при расчете изгибных –  $10^6$  циклов нагружений. Для материалов колес III группы и чугунов наклонные участки кривой выносливости напротив – короткие, что позволяет назначать исходные контактные напряжения независимо от числа циклов нагружения. Для этих материалов допускаемые контактные напряжения определяют из условия отсутствия заедания.

#### 9.5.1. Допускаемые контактные напряжения

Для материалов венца червячного колеса I и II групп допускаемые контактные напряжения устанавливают по формуле



$$\sigma_{HP} = \sigma_{HP}^0 \cdot C_v \cdot Z_N, \quad (9.23)$$

где  $\sigma_{HP}^0$ , МПа – исходное допускаемое напряжение, равное  $(0,75...0,9) \cdot \sigma_B$ ;  $\sigma_B$  – временное сопротивление при растяжении, (примеры  $\sigma_B$  в табл. 9.2);  $C_v$  – коэффициент, учитывающий интенсивность износа (зависит от скорости скольжения, табл. 9.9);  $Z_N$  – условный коэффициент долговечности,

$$Z_N = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}, \quad (9.24)$$

где  $N_{HE}$  – эквивалентное число циклов нагружения. При постоянной нагрузке

$$N_{HE} = N_{H\Sigma} = 60 \cdot n_2 \cdot L_h, \quad (9.25)$$

где  $n_2$  – частота вращения колеса,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $L_h$  – долговечность, час.

$$N_{HE} = 60 \cdot \sum \left( \frac{T_{2i}}{T_{2\max}} \right)^4 \cdot t_i \cdot n_{2i} \leq 25 \cdot 10^7, \quad (9.26)$$

где  $T_{2i}$ ,  $t_i$ ,  $n_{2i}$  – момент, время работы и частота вращения колеса при работе на режиме  $i$ ;  $T_{2\max}$  – максимальный, длительно действующий момент на колесе, по которому выполняют расчет передачи.

Таблица 9.9

**Значения коэффициента износа материала [103]**

$v_{ск}$ , м/с	1	2	3	4	5	6	7	$\geq 8$
$C_V$	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

Если рассчитанное по (9.25) и (9.26)  $N_{HE} > 25 \cdot 10^7$ , то его принимают равным  $25 \cdot 10^7$ . Для любых режимов нагружения при  $N_{HE} < 10^7$   $Z_N$ , найденное по (9.24), принимают равным единице.

В формуле для  $\sigma_{HP}^0$  большие значения числовых коэффициентов относятся к передаче, в которой витки червяка подвержены цементации, закалке до высокой твердости, шлифованию и полированию; меньшие – для червяков с закаленными ТВЧ витками.

Для колес с венцами из материалов III группы допускаемые напряжения назначают исходя из расчета по формуле

$$\sigma_{HP} = (300...275) - 25 \cdot v_{ск}, \quad (9.27)$$

где  $v_{ск}$  – скорость скольжения в зацеплении, м/с.



В формуле (9.27) большие числовые значения принимают для передач с цементированным червяком, меньшие – для закаленного ТВЧ.

Для колес из чугуна и червяка, закаленного ТВЧ, допускаемые контактные напряжения определяют по зависимости:

$$\sigma_{\text{нр}} = 200 - 35 \cdot v_{\text{сч}}.$$

Для чугунных колес с улучшенным червяком:

$$\sigma_{\text{нр}} = 1750 - 35 \cdot v_{\text{сч}}.$$

Предельные допускаемые напряжения при расчете статической прочности или прочности при единичных пиковых нагрузках назначают для материалов I и II групп по формуле  $\sigma_{\text{HPmax}} = 4 \cdot \sigma_{\text{T}}$ ; для материалов III группы:  $\sigma_{\text{HPmax}} = 2 \cdot \sigma_{\text{T}}$ ; для чугуна  $\sigma_{\text{HPmax}} = 1,65 \cdot \sigma_{\text{вн}}$ , где  $\sigma_{\text{T}}$  – предел текучести, МПа;  $\sigma_{\text{вн}}$  – предел прочности при изгибе, МПа.

### 9.5.2. Допускаемые напряжения изгиба зубьев

Для неревверсивных передач с бронзовыми червячными колесами допускаемые напряжения изгиба устанавливают по зависимости

$$\sigma_{\text{FP}} = \sigma_{\text{F}}^0 \cdot Y_{\text{N}} \leq \sigma_{\text{FPmax}}, \quad (9.28)$$

где  $\sigma_{\text{F}}^0$  – предел выносливости при условном ( $10^6$ ) числе циклов нагружений;  $\sigma_{\text{F}}^0 = 0,25\sigma_{\text{T}} + 0,08\sigma_{\text{в}}$ ;  $\sigma_{\text{T}}$ ,  $\sigma_{\text{в}}$  – соответственно предел текучести и предел прочности материала (примеры в табл. 9.2);  $Y_{\text{N}}$  – коэффициент долговечности,

$$Y_{\text{N}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{\text{FE}}}}, \quad (9.29)$$

где  $N_{\text{FE}}$  – эквивалентное число циклов нагружений.

$$N_{\text{FE}} = 60 \cdot \sum \left( \frac{T_{2i}}{T_{2\text{max}}} \right)^9 \cdot n_i \cdot t_i \leq 25 \cdot 10^7. \quad (9.30)$$

Если  $N_{\text{FE}} \leq 10^6$ , то принимают  $N_{\text{FE}} = 10^6$ ; если  $N_{\text{FE}} > 25 \cdot 10^7$ , то  $N_{\text{FE}} = 25 \cdot 10^6$ .

Исходное изгибное напряжение для червячных колес, изготовленных из чугунов и работающие одной стороной зуба, принимают как часть предела прочности материала на изгиб:

$$\sigma_{\text{F}}^0 = 0,22 \cdot \sigma_{\text{вн}},$$

определяя  $Y_{\text{N}}$  по (9.29).



Предельные допускаемые напряжения при расчете статической прочности или действия единичных пиковых нагрузок определяют по формулам:

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_T - \text{для бронзы};$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,6 \cdot \sigma_{ви} - \text{для чугуна}.$$

При работе зубьев обеими сторонами (реверсивная передача) полученные расчетные допускаемые напряжения снижают на 20 % [120].

## 9.6. Расчет передачи на нагрев

Одним из критериев, ограничивающих работоспособность червячной передачи и ее нагрузочную способность, является допустимая температура масла в корпусе редуктора. Нормальная температура смазки червячной передачи не должна превышать (85...90)°С, превышение ее приводит к опасности заедания передач. Потеря мощности передачи, работающей с КПД ( $\eta$ ) и передающей мощность входного вала  $P_1$  (кВт), составит

$$W_{Tв} = 10^3 P_1 (1 - \eta), \text{ Вт.} \quad (9.31)$$

Теряющаяся в кинематических парах редуктора мощность переходит в теплоту, которая через масло, стенки корпуса, через конвекцию омывающего корпус воздуха и теплоизлучение передается окружающей среде. Расчет предельной температуры масла или максимально допустимой по нагреву мощности выполняют посредством теплового баланса (тепловыделение в передаче равно теплоотдаче). Количество отводимого тепла (без искусственного охлаждения) через свободную поверхность корпуса и фундаментную плиту или раму можно рассчитать по зависимости:

$$W_{Tо} = K_T (t_m - t_0) \cdot A \cdot (1 + \Psi), \quad (9.32)$$

где  $K_T$  – коэффициент теплоотдачи, (принимаемый 12...18, Вт/м<sup>2</sup>·°С);  $t_m$  и  $t_0$  – соответственно температура масла и температура окружающего воздуха, °С;  $A$  – условная площадь поверхности охлаждения корпуса (м<sup>2</sup>), которую определяют по эмпирической зависимости:

$$A = 20 a_w^2 + A_p K_{эф},$$

где  $a_w$  – межосевое расстояние червячной передачи в м;  $A_p$  – площадь поверхности ребер корпуса;  $K_{эф}$  – коэффициент эффективности ребер ( $K_{эф} = 1$  при вертикальном расположении ребер и  $K_{эф} = 0,5$  при горизонтальном расположении ребер);  $\Psi$  – коэффициент, учитывающий теплоотдачу в фундаментную плиту или раму (при плотном прилегании по значительной поверхности фактическая площадь охлаждения корпуса увеличивается за счет рамы или плиты), его принимают до 0,3,



при установке на бетонное основание дно редуктора исключается из теплоотдачи.

Приравнивая выделяемое тепло (9.31) и отводимое (9.32), рассчитывают рабочую температуру масла в корпусе редуктора, либо предельную передаваемую передачей мощность при длительной ее работе

$$t_m = t_0 + \frac{10^3(1-\eta)P_1}{K_T A(1+\psi)} \leq [t_m], \quad (9.33)$$

где  $[t_m]$  – допускаемая температура масла: при верхнем расположении червяка ее принимают 60...70°C; при нижнем – 85...90°C.

$$[P_1] = \frac{K_T ([t_m] - t_0) A(1+\psi)}{10^3(1-\eta)}, \quad (9.34)$$

где  $[P_1]$  – мощность, которую может длительно передавать червячная передача.

Если  $t_m > [t_m]$ , то необходимо выполнить отвод избыточной теплоты путем изменения конструкции редуктора: необходимо предусмотреть оребрение корпуса редуктора либо ввести искусственное охлаждение.

Благодаря большей простоте конструктивного решения охлаждения передачи наибольшее распространение получил принудительный обдув воздухом корпуса редуктора. При этом ребра на корпусе располагают в соответствии с наилучшими условиями обтекания их воздухом. Если при естественном охлаждении их выполняют вертикально (воздух по межреберным канавкам поднимается снизу вверх), то при принудительном охлаждении – горизонтально, вдоль потока воздуха при установке вентилятора на валу червяка. При обдуве корпуса вентилятором  $K_T$  в формулах (9.33) и (9.34) принимают (20...30) Вт/(м<sup>2</sup>·°C).

## 9.7. Краткие сведения о червячных редукторах

Червячные редукторы, используемые в механическом приводе, подразделяют на изделия общемашиностроительного применения и специального назначения (ГОСТ Р 50891-96). Изделия общего назначения рассчитываются на неопределенного потребителя в различных отраслях народного хозяйства. Важнейшими характеристиками таких редукторов являются: КПД, межосевое расстояние, допустимый уровень нагрузки, передаточное число, диапазон частот вращения входного (быстроходного) вала, число конструктивных исполнений, варианты сборки, расположение осей в пространстве, форма и размеры концов валов, масса и габариты редуктора. Серийно выпускаются редукторы одноступенчатые типа Ч и двухступенчатые типа Ч2.



КПД редуктора в основном зависит от конструктивных его параметров и передаточного числа (разделы 9.1 и 9.3.6).

Межосевое расстояние – главный геометрический параметр редуктора, определяющий его нагрузочную способность; исследованиями применимости червячных редукторов и мотор-редукторов установлен оптимальный ряд межосевых расстояний в диапазоне 40...160 мм. Редукторы (мотор-редукторы), имеющие иное межосевое расстояние, относят к специальным.

Допустимый уровень нагрузки задается вращающим моментом на тихоходном валу для какого-либо (обычно для постоянного нагружения) режима работы или удельной материалоемкостью. Конкретные исполнения редуктора, имеющие различные передаточные числа и расположение осей в пространстве, будут иметь различную нагрузочную способность, поэтому для сравнения этот показатель относят к редуктору с  $u = 31,5$  в исполнении «червяк под колесом».

Диапазон передаточных чисел для одноступенчатых червячных редукторов общего назначения составляет 6,3...100; для червячно-цилиндрических (цилиндро-червячных) – 50...315; для червячных двухступенчатых 100...4000.

Диапазон частот вращения связан с диапазоном передаточных чисел и оптимальной для заданного привода частотой вращения двигателя.

Количество исполнений по передаточным числам в отечественном редукторостроении составляет 11 по первому ряду (8...80) и 10 по второму ряду (9...71) (ГОСТ 2144-76).

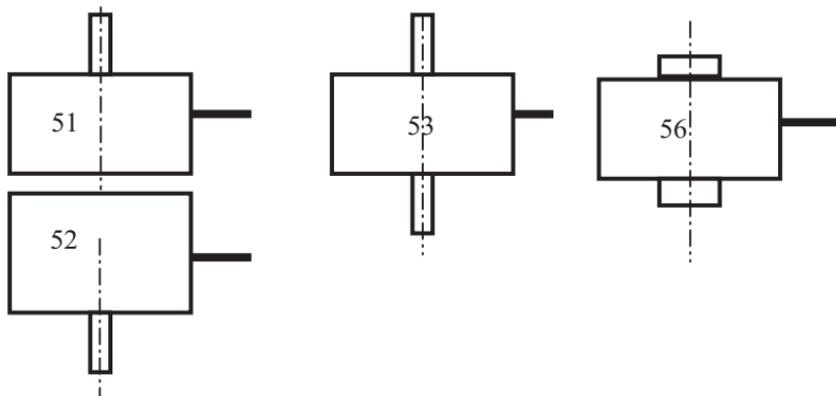
Количество вариантов расположений червячной пары редукторов типа Ч составляет 6. В стандартном исполнении редукторов и мотор-редукторов количество вариантов сборки не превышает 4. По расположению осей в редукторах общего назначения используют:

- червяк горизонтальный под колесом (условно обозначают РУП);
- червяк горизонтальный над колесом (РУН);
- червяк горизонтальный сбоку колеса (ось тихоходного вала имеет вертикальное положение);
- червяк вертикальный;
- универсальные (редукторы, допускающие положение червяка в любом из вышеперечисленных исполнений).

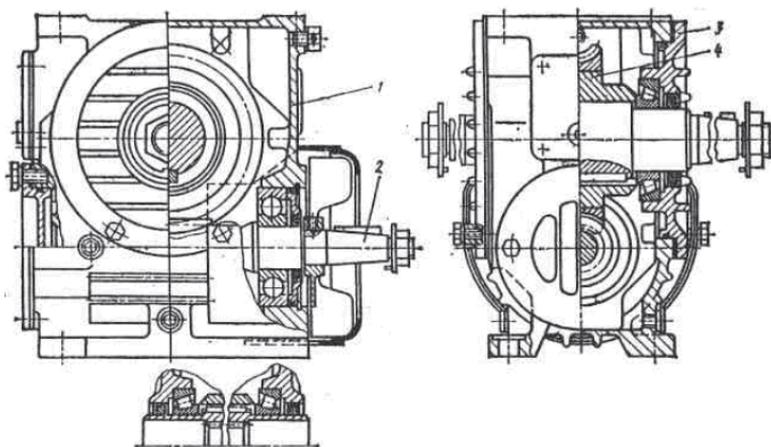
По размерам и форме валов редукторы общего назначения выпускают с коническими и цилиндрическими концами валов, а также в исполнении «полый вал» тихоходной ступени.

По количеству ступеней изготавливают редукторы одно- и двухступенчатыми. Наибольшее применение находят одноступенчатые редукторы.

Варианты сборки редукторов типа Ч приведены на рис. 9.13. Пример исполнения конструкции редукторов – на рис. 9.14.



*Рис. 9.13. Варианты сборки редукторов типа Ч: утолщенная линия – червяк; редуктор рассмотрен в плане, «червяк – под колесом» (51, 52, 53, 56); 56 – тихоходный вал редуктора – шлицевый, полый*



*Рис. 9.14. Червячные редукторы типа Ч-100, Ч-125, Ч-160: 1 – корпус редуктора в сборе; 2 – червячный вал в сборе; 3 – крышка-опора в сборе; 4 – червячное колесо в сборе*

## 9.8. Смазка червячных передач

В качестве смазочных материалов для червячных редукторов и мотор-редукторов используют жидкие масла на минеральной и нефтяной основе, а также консистентные (пластичные) смазки. В основном используют индустриальные, автотракторные, авиационные, цилиндрические, гораздо реже трансмиссионные масла. Марку глубоочищенного легированного индустриального масла (ИГП) назначают, используя рекомендации табл. 9.10.

Таблица 9.10

### Рекомендации по выбору масла

Скорость скольжения, м/с	Менее 1	1	4	6
Масло ИГП	250	182	152	114

В червячных редукторах наиболее распространенной является смазка окунанием в масляную ванну червяка или колеса, реже применяют смазку поливанием. При окружных скоростях червяка до 10 м/с применяют смазку окунанием или поливанием, независимо от того, что погружается в масло – червяк или колесо. Уровень смазки определяется конструктивными решениями. Однако во избежание больших потерь на взбалтывание при расположении червяка под колесом рекомендуют погружать его на высоту витка. При окружных скоростях червяка меньше 4 м/с червяк лучше располагать под колесом, при окружных скоростях червяка 4...5 м/с – над колесом. В червячных передачах, применяемых при повторно-кратковременных режимах работы, целесообразно выполнять погружение в ванну на всю высоту зацепляющихся зубьев колеса и витков червяка, в том числе и при верхнем расположении червяка.

## 9.9. Пример расчета ортогональной цилиндрической червячной передачи

### 1. Исходные данные расчета:

- требуемый ресурс  $L_h = 20\,000$  ч;
- частота вращения колеса  $n_2 = 50$  мин<sup>-1</sup>;
- вращающий момент на колесе  $T_2 = 450$  Н·м;
- передаточное число передачи  $u = 16$ ;
- циклограмма нагружения ( $\alpha_1 = 0,3$ ;  $\alpha_2 = 0,6$ ;  $\alpha_3 = 0,1$ ;  $\beta_1 = 1$ ;  $\beta_2 = 0,9$ ;  $\beta_3 = 0,5$ );
- число витков червяка (предварительно)  $Z_1 = 2$ ;
- тип червяка  $ZA$ ;
- параметры исходного червяка:

$$\alpha = 20^\circ; \quad h_a^* = 1; \quad h_w^* = 2; \quad c_1^* = c_2^* = 0,2;$$

– геометрические параметры передачи должны отвечать ГОСТ 2144-76;

– материал червяка: сталь 18ХГТ ГОСТ 4543-71, химико-термическая обработка: цементация, закалка, низкий отпуск, твердость рабочих поверхностей витков 56...63 HRC<sub>3</sub>;

– материал венца колеса: бронза Бр. А4Ж9 или Бр. ОбЦЗС3;

– механические свойства материалов: для Бр. А4Ж9 предел текучести  $\sigma_T = 200$  МПа; предел прочности  $\sigma_B = 400$  МПа; для Бр. ОбЦЗС3 предел текучести  $\sigma_T = 90$  МПа; предел прочности  $\sigma_B = 176$  МПа;

– рекомендуемая скорость скольжения в передаче 10 м/с ( $v_{ск} < 10$  м/с).

## 2. Проектировочный расчет передачи

### 2.1. Эквивалентное число циклов перемены напряжений

$$N_{HE_2} = 60 \cdot n_2 \cdot L_h (\alpha_1 \beta_1^4 + \alpha_2 \beta_2^4 + \alpha_3 \beta_3^4) = 60 \cdot 50 \cdot 20000 \times \\ \times (0,3 \cdot 1^4 + 0,6 \cdot 0,9^4 + 0,1 \cdot 0,5^4) = 4,2 \cdot 10^7 < 25 \cdot 10^7; \\ N_{HE_2} = 4,2 \cdot 10^7.$$

$$N_{FE_2} = 60 \cdot n_2 \cdot L_h (\alpha_1 \beta_1^9 + \alpha_2 \beta_2^9 + \alpha_3 \beta_3^9) = \\ = 60 \cdot 50 \cdot 20000 \cdot (0,3 \cdot 1^9 + 0,6 \cdot 0,9^9 + 0,1 \cdot 0,5^9) = \\ = 3,2 \cdot 10^7 < 25 \cdot 10^7, \text{ поэтому } N_{FE_2} = 3,2 \cdot 10^7.$$

### 2.2. Коэффициент долговечности

$$Z_{N_2} = \sqrt[8]{\frac{N_{H \lim}}{N_{HE}}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{4,2 \cdot 10^7}} = 0,84; \\ Y_{N_2} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE_2}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{3,2 \cdot 10^7}} = 0,68.$$

### 2.3. Допускаемые контактные напряжения

#### 2.3.1. Для бронзы ОбЦЗС3

$$\sigma_{HP} = C_V \cdot \sigma_{HP}^0 \cdot Z_{N_2} = 1,13 \cdot 165 \cdot 0,84 = 157 \text{ МПа},$$

где  $C_V = 1,13$  для предварительного значения  $v_{ск} = 2,8$  м/с (раздел 9.5.1);

$$\sigma_{HP}^0 = (0,75 \dots 0,9) \cdot \sigma_B = 0,825 \cdot 176 = 145 \text{ МПа}$$

– исходное допускаемое напряжение.



### 2.3.2. Для бронзы А9Ж4

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HP}^0 - 25 \cdot v_{ck} = 275 - 25 \cdot 2,8 = 205 \text{ МПа},$$

где  $\sigma_{HP}^0 = (300 \dots 250) \text{ МПа}$  (9.27);

$$v_{ck} = \frac{4,5 \cdot n_1}{10^4} \cdot \sqrt[3]{T_{2H}} = \frac{4,5 \cdot 800}{10^4} \sqrt[3]{450} = 2,8 \text{ м/с};$$

$$n_1 = n_2 \cdot u = 50 \cdot 16 = 800 \text{ мин}^{-1}.$$

### 2.3.3. Принятое допускаемое напряжение

Сравнение полученных результатов показывает, что для рассчитываемой передачи следует принять бронзу А9Ж4, т. к. размеры передачи будут меньшими, чем при использовании бронзы ОбЦЗСЗ. Поэтому следует применять  $\sigma_{HP} = 205 \text{ МПа}$ .

### 2.3.4. Допускаемое изгибное напряжение

$$\sigma_{FP} = \sigma_F^0 \cdot Y_{N_2} = 82 \cdot 0,68 = 56 \text{ МПа},$$

где  $\sigma_F^0$  – предел изгибной выносливости материала.

$$\sigma_F^0 = 0,25 \cdot \sigma_T + 0,08 \cdot \sigma_B = 0,25 \cdot 200 + 0,08 \cdot 400 = 82 \text{ МПа}.$$

Для допускаемого изгибного напряжения необходимо выдерживать условие:

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_T = 0,8 \cdot 200 = 160 \text{ МПа}.$$

За допускаемое изгибное напряжение принимаем  $\sigma_{FP} = 56 \text{ МПа}$ .

### 2.4. Расчетное межосевое расстояние передачи $a_w$ при $x = 0$

$$\begin{aligned} a_w &= K_a \left( \frac{z_2}{q} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{2H} \cdot K_H}{(z_2/q)^2 \cdot \sigma_{HP}^2}} = \\ &= 308 \cdot \left( \frac{32}{16} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{450 \cdot 1,08}{(32/16)^2 \cdot (205)^2}} = 132 \text{ мм}, \end{aligned}$$

где  $K_a$  – вспомогательный коэффициент, равный 308;  $q$  – коэффициент диаметра червяка, предварительное значение которого задают исходя из мощности  $P$  передачи [120].

$$P = \frac{T_2 \cdot n_2}{9550} = \frac{450 \cdot 50}{9550} = 2,356 \leq 3,5 \text{ кВт};$$

предварительно  $q = 16$ ;  $K_H = K'_\beta \cdot K_V = 1,08 \cdot 1 = 1,08$  – коэффициент нагрузки, для рассчитываемой червячной передачи (здесь  $K'_\beta = 0,5 \cdot (K_\beta^0 + 1) = 0,5(1,16 + 1) = 1,08$ ;  $K_\beta^0 = 1,16$  [123]. Для заданных  $u = 16$  и  $z_1 = 2$ ;  $K_V$  – коэффициент, учитывающий окружную скорость, в проектных расчетах принимают за 1).



## 2.5. Принятое межосевое расстояние

Исходя из требований технического задания по расчету передачи на основании ГОСТ 2144-76, принимают стандартное межосевое расстояние  $a_w = 160$  мм. Ближайшее к расчетному межосевое расстояние  $a_w = 140$  мм по ГОСТ 2144-76 связано с передаточным числом  $u = 15,5$  либо с  $u = 14$ , а по заданию требуется  $u = 16$ , которое обеспечивается при  $a_w = 160$  мм.

## 2.6. Осевого модуль передачи

Предварительное значение осевого модуля передачи вычисляют в зависимости от принятого межосевого расстояния:

$$m = (1,4 \dots 1,7) a_w / z_2 = (1,4 \dots 1,7) \cdot 160 / 32 = 7 \dots 8,5 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 2144-76 принимают стандартное значение модуля  $m = 8$  мм.

## 2.7. Стандартные параметры передачи

Вычисленные значения  $a_w$  и  $m$ , принятое передаточное число  $u$  позволяют назначить стандартную червячную передачу по ГОСТ 2144-76:

$$a_w = 160 \text{ мм; } m = 8 \text{ мм; } q = 8; x = 0; z_1 = 2; z_2 = 32; u = 16.$$

## 3. Геометрические и кинематические параметры передачи

### 3.1. Делительный диаметр

$$d_1 = q \cdot m = 8 \cdot 8 = 64 \text{ мм; } d_2 = m \cdot z_2 = 8 \cdot 32 = 256 \text{ мм.}$$

### 3.2. Начальный диаметр

$$d_{w1} = (q + 2x)m = (8 + 2 \cdot 0) \cdot 8 = 64 \text{ мм; } d_{w2} = d_2 = 256 \text{ мм.}$$

### 3.3. Делительный угол подъема витка

$$\operatorname{tg} \gamma = z_1 / q = 2 / 8 = 0,25; \quad \gamma = 14,036^\circ.$$

### 3.4. Начальный угол подъема витка

$$\gamma_w = \gamma = 14,036^\circ, \quad \text{т. к. } x = 0.$$

### 3.5. Высота витка червяка

$$h_1 = h^* \cdot m = (2 + c_1^*) \cdot m = 2,2 \cdot 8 = 17,6 \text{ мм.}$$

### 3.6. Высота головки витка червяка

$$h_{a1} = h_a^* \cdot m = 1 \cdot 8 = 8 \text{ мм.}$$

### 3.7. Диаметр вершины

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = 64 + 2 \cdot 8 = 80 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot (h_a^* + x) m = 256 + 2(1 + 0) \cdot 8 = 272 \text{ мм.}$$

### 3.8. Диаметр впадин

$$d_{f1} = d_{a1} - 2h_1 = 80 - 2 \cdot 17,6 = 44,8 \text{ мм;}$$

$$d_{f2} = d_{a2} - 2(h_w^* + C_2^*) \cdot m = 272 - 2(2 + 0,2) \cdot 8 = 236,8 \text{ мм.}$$

### 3.9. Наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{am2} = d_{a2} + 6 \cdot m / (z_1 + 2) = 272 + 6 \cdot 8 / (2 + 2) = 284 \text{ мм.}$$

### 3.10. Длина нарезанной части червяка

$$b_1 \geq (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m = (11 + 0,06 \cdot 32) \cdot 8 = 103,36 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b_1 = 128$  мм, т. к. для шлифуемых и фрезеруемых червяков при  $m < 10$  рекомендуется  $b_1$  увеличить на 25 мм.

### 3.11. Ширина червячного колеса

$$b_2 = 0,75 \cdot d_{a1} = 0,75 \cdot 80 = 60 \text{ мм.}$$

### 3.12. Радиус выемки поверхности вершин зубьев червячного колеса

$$R = 0,5 \cdot d_1 - m \cdot h_a^* = 0,5 \cdot 64 - 8 \cdot 1 = 24 \text{ мм.}$$

### 3.13. Окружная скорость червячного колеса

$$V_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 256 \cdot 50}{60 \cdot 1000} = 0,67 \text{ м/с.}$$

### 3.14. Окружная скорость на начальном диаметре червяка

$$V_{w1} = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 64 \cdot 800}{60 \cdot 1000} = 2,68 \text{ м/с.}$$

### 3.15. Скорость скольжения в зацеплении

$$V_{ск} = V_{w1} / \cos \gamma_w = 2,68 / \cos 14,036^\circ = 2,76 \text{ м/с.}$$

### 3.16. Коэффициент полезного действия передачи

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} = \frac{\operatorname{tg} 14,036^\circ}{\operatorname{tg}(14,036^\circ + 3^\circ)} = 0,816,$$

где  $\varphi' = \operatorname{arctg} f' = 3^\circ$  – приведенный угол трения, здесь  $f'$  – приведенный коэффициент трения, принятый 0,052, что соответствует удовлетворительным условиям смазки червячной пары.

Коэффициент трения  $f$  для пары сталь – бронза при наличии смазки находится в пределах 0,005...0,1. Потому в расчете принят  $f = 0,0516$  и соответственно

$$f' = f / \cos \frac{\alpha}{2} = 0,0516 / \cos \frac{20^\circ}{2} \cong 0,052.$$

## 4. Проверочный расчет передачи

### 4.1. Контактная выносливость передачи при $K_H = 1$

$$\sigma_{H0} = 350 \sqrt{\frac{F_{t2}}{d_{w1} \cdot d_2}} = 350 \sqrt{\frac{3515,6}{64 \cdot 256}} = 162 \text{ МПа,}$$



где  $F_{t2} = \frac{2000 \cdot T_{2H}}{d_2} = \frac{2000 \cdot 450}{256} = 3515,6$  Н – окружное усилие на колесе.

#### 4.2. Коэффициент нагрузки

$$K_H = K_\beta \cdot K_v = 1,02 \cdot 1 = 1,02,$$

где  $K_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta}\right)^3 \cdot (1 - X) = 1 + \left(\frac{32}{57}\right)^3 \cdot (1 - 0,89) = 1,02$ ;  $K_v = 1$ , т. к.  $V_2 <$

$< 3$  м/с;  $\theta$  – коэффициент деформации червяка, определяемый по табл. 9.6 (при  $q = 8$ ,  $\Theta = 57$ );  $X$  – коэффициент, учитывающий влияние режима работы передачи на приработку зубьев червячного колеса и витков червяка, для расчетного случая при  $n_2$  постоянном для всех режимов работы по циклограмме нагружения

$$X = \alpha_1 \beta_1 + \alpha_2 \beta_2 + \alpha_3 \beta_3 = 0,3 \cdot 1 + 0,6 \cdot 0,9 + 0,1 \cdot 0,5 = 0,89.$$

#### 4.3. Расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} = 162 \cdot \sqrt{1,02} = 163,6 \text{ МПа.}$$

#### 4.4. Допускаемое контактное напряжение

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HP}^0 - 25v_{\text{ср}} = 330 - 25 \cdot 2,76 = 261 \text{ МПа,}$$

где  $\sigma_{HP}^0 = (0,75 \dots 0,3)\sigma_B = 0,825 \cdot 400 = 330$  МПа.

#### 4.5. Вывод по результатам контактной выносливости

Передача отработает заданный срок службы, т. к.

$$\sigma_H = 163,6 < \sigma_{HP} = 261 \text{ МПа.}$$

### 5. Изгибная выносливость передачи

#### 5.1. Напряжения изгиба в опасном сечении зубьев червячного колеса

$$\sigma_F = \frac{F_{t2} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot \cos \gamma_w}{1,3m^2 \cdot q} = \frac{3515,6 \cdot 1,02 \cdot 1,69 \cdot \cos 14,036^\circ}{1,3 \cdot 8^2 \cdot 8} = 8,8 \text{ МПа,}$$

где  $K_F = K_\beta \cdot K_v = 1,02 \cdot 1 = 1,02$ ; ( $K_v = 1$ , т. к.  $V_2 < 3$  м/с);  $Y_{FS} = 1,69$  для  $z_v = z_2 / \cos^3 \gamma_w = 32 / \cos^3 14,036^\circ = 32,93$  (табл. 9.8).

#### 5.2. Допускаемое изгибное напряжение

$$\sigma_{FP} = \sigma_F^0 \cdot Y_N \leq \sigma_{FP\text{max}},$$

$$\sigma_{FP} = \sigma_F^0 \cdot \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} = 82 \cdot \sqrt[9]{\frac{10^6}{32 \cdot 10^6}} = 56 \text{ МПа,}$$



$$\sigma_{FP\max} = 160 \text{ МПа (из проектного расчета).}$$

### 5.3. Вывод по результатам расчета изгибной выносливости

Передача отработает заданный срок службы, т. к.

$$\sigma_F = 8,6 \text{ МПа} < \sigma_{FP} = 56 \text{ МПа.}$$

#### Вопросы для самоконтроля

1. Назовите основные элементы червячной передачи, достоинства и ее недостатки.
2. Какие виды червяков используют в передачах? Назовите способы их изготовления.
3. Опишите конструкции червячных колес. Назовите применяемые материалы для их изготовления.
4. Какие способы нарезания венцов колес используют на практике?
5. По каким документам регламентируют точность червячной передачи? Назовите наиболее употребительные степени точности для различных машин, где используется червячная передача.
6. Какие стандартные параметры витков исходного червяка определяют геометрические элементы червяка?
7. Какие стандартные параметры витков исходного производящего червяка определяют геометрические элементы зубьев колеса в средней плоскости?
8. Назовите основные геометрические параметры червяка. Что такое коэффициент диаметра червяка?
9. Как определить межосевое расстояние передачи по ее основным геометрическим параметрам?
10. Минимальная длина контактных линий в червячном зацеплении.
11. В чем заключается особенность кинематики червячной передачи в сравнении с цилиндрической?
12. Как влияет особенность кинематики червячной передачи на процесс смазки контактирующих поверхностей?
13. Назовите основные критерии расчета червячной передачи на прочность.
14. На какие составляющие для удобства выполнения расчетов раскладывают нормальную силу давления профиля червяка на профиль зуба колеса?
15. Понятие «расчетной нагрузки» в расчетах прочности червячной передачи.
16. Какая исходная зависимость положена в основу расчетов контактной прочности червячной передачи?



17. На каких основных положениях построена методика расчета червячной передачи на изгибную выносливость?
18. В чем заключается особенность определения допускаемых контактных напряжений для червячных передач?
19. Как определяются допускаемые напряжения изгиба зубьев?
20. Почему и с какой целью выполняют расчет передачи на нагрев?
21. Какие конструктивные решения используют для снижения теплонапряженности червячных редукторов?
22. Назовите основные типы выпускаемых серийно червячных редукторов.
23. Какие смазочные материалы применяют в червячных редукторах?



## ГЛАВА 10 ВОЛНОВЫЕ МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

### 10.1. Общие сведения

Волновые механические передачи основаны на принципе преобразования вращательного движения путем волнового деформирования одного из звеньев механизма. Впервые волновая передача была предложена в 1944 г. А. И. Москвитиным. Его устройство представляло собой волновую фрикционную передачу с электромагнитным генератором волн. В 1958 г. инженер В. Массер (США) предложил зубчатую волновую передачу с механическим генератором волн.

Волновая зубчатая передача (рис. 10.1) представляет собой передачу внутреннего зацепления двух соосных прямозубых колес. Жесткое цилиндрическое колесо  $b$  имеет внутренние зубья. Гибкое колесо  $g$  проектируется в виде податливого в радиальном направлении цилиндра, на одном конце которого размещается зубчатый венец с внешними зубьями, сопрягаемый с венцом колеса  $b$ . Внутренний цилиндр гибкого колеса  $g$  сопрягается с генератором волн  $h$ . Возможны два варианта конструирования передачи (рис. 10.1, б, в). **Первый вариант:** гибкое колесо соединяется с неподвижным корпусом, жесткое колесо – с ведомым валом. **Второй вариант:** жесткое колесо соединяется с неподвижным корпусом, гибкое – с ведомым (тихоходным) валом.

В конструкциях передач используются различные типы генераторов, однако все они выполняются таким образом, что наружный размер генератора по одной оси выполняется большим, чем по другой (малой) оси. При сборке венец колеса  $g$  деформируется так, что его зубья входят в зацепление на полную высоту с зубьями колеса  $b$  в направлении большей оси (точки  $A, A'$ ) (рис. 10.1 а), а в направлении малой оси зубья не зацепляются (точки  $B, B'$ ). Поэтому для такой передачи можно записать:

$$d_b - d_g = 2 w_0, \quad (10.1)$$

где  $w_0$  – размер деформирования (радиальное перемещение точки гибкого колеса по большей оси деформирования гибкого колеса в торцовом сечении). «Большую» ось деформирования условно считают «большой осью генератора», перпендикулярную ей ось – «малой осью генератора».

На некоторой дуге  $2\varphi_0$  (например, в точках  $E$  и  $E'$ ) зубья друг относительно друга по высоте занимают промежуточное положение. При вращении генератора гибкий венец, деформируясь, обкатывается по неподвижному колесу, вращая оболочку и жестко соединенный с ней вал.

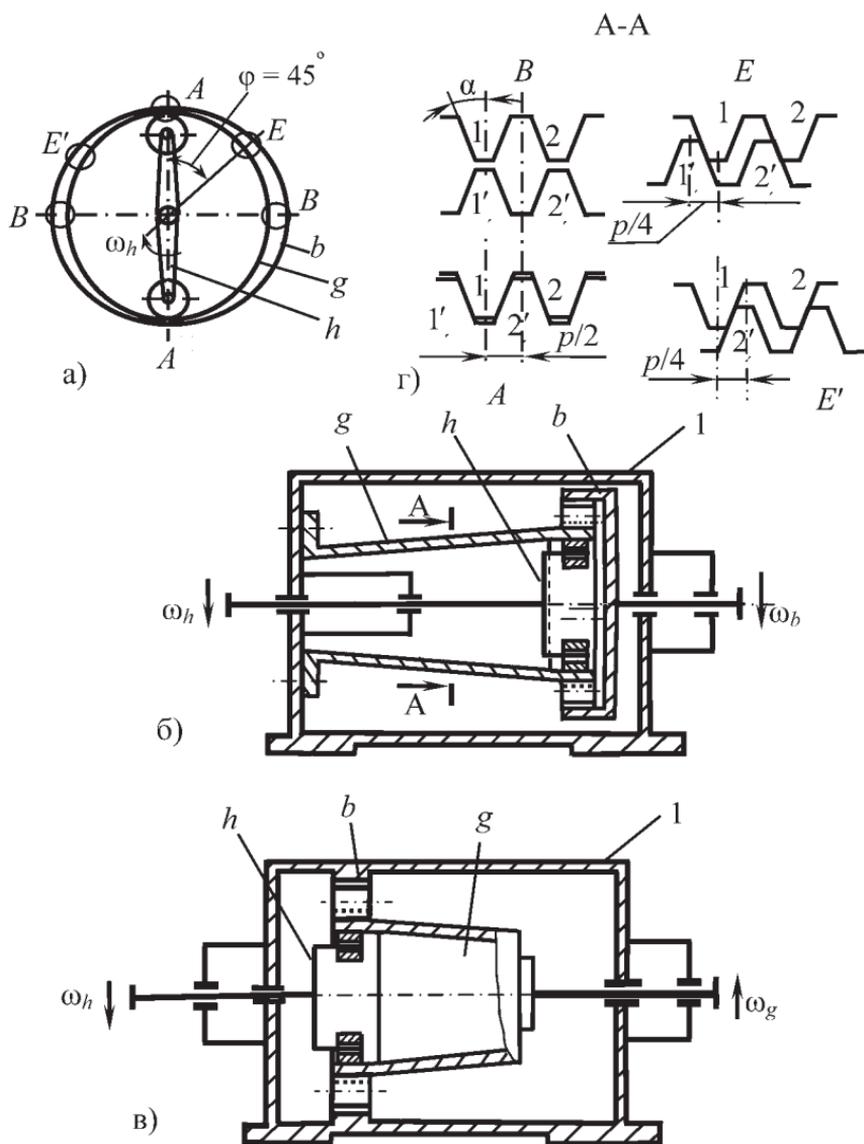


Рис. 10.1. Схема волновой зубчатой передачи:  
 1 – корпус редуктора; b – жесткое зубчатое колесо;  
 g – гибкое зубчатое колесо; h – генератор волн

В том случае, когда гибкая оболочка соединена с неподвижным корпусом, с вращением генератора будет вращаться жесткое колесо с внутренними зубьями. Такая схема позволяет создавать конструкции, передающие движение в герметизированное пространство. Если радиальные перемещения (деформации) гибкого колеса по окружности имеют два максимума и два минимума, то такую передачу называют двухволновой. Количество волн может быть большим, однако с их увеличением заметно снижается долговечность гибкого колеса по напряжениям изгиба.

В сравнении с другими передачами волновая зубчатая передача (при работе в редукторном варианте) имеет такие основные достоинства как:

- большое передаточное отношение в одной ступени (обычно от 60 до 300: максимальное ограничивается минимальной величиной модуля 0,2...0,15 мм, минимальное – изгибной прочностью гибкого колеса; в специальных передачах передаточное отношение может достигать нескольких тысяч);

- возможность создавать зацепление, в котором одновременно участвует несколько десятков пар зубьев вместо одной-двух пар в обычном зацеплении (например, при  $u = 100$  одновременно могут зацепляться 60...80 пар зубьев), что позволяет создавать конструкции с высокой нагрузочной способностью и малыми массой и габаритами;

- возможность передавать вращательное движение через «герметичную стенку»;

- высокая кинематическая точность передачи вращательного движения (известны передачи с кинематической погрешностью, не более 0,5...1,0 угловой минуты);

- высокая демпфирующая способность;

- меньший при работе шум.

К недостаткам современных конструкций можно отнести:

- относительно низкие скорости вращения генератора волн;

- относительно невысокую крутильную жесткость;

- сложность реализации «низких» значений передаточных отношений (передаточных чисел,  $u_{\min} = 60$ );

- невысокий (до 60...70 %) КПД в режиме мультипликатора (ускорителя, когда закреплено к корпусу дно гибкого колеса);

- технологическую сложность изготовления гибкого колеса и генератора волн (требуется специальная оснастка).

### 10.1.1. Основные определения и принятые обозначения

Звенья механизма:

$h$  – генератор волн;

$g$  – гибкое зубчатое колесо;

$b$  – жесткое зубчатое колесо.

Кинематические параметры:

$i$  – передаточное отношение (отношение угловой скорости ведущего звена к угловой скорости ведомого звена);

$i_{hb}^g$  – отношение угловой скорости звена  $h$  к угловой скорости звена  $b$  при остановленном звене  $g$ ;

$i_{hg}^b$  – отношение угловой скорости звена  $h$  к угловой скорости звена  $g$  при остановленном звене  $b$ ;

$u$  – передаточное число (модуль передаточного отношения);

$K_z$  – коэффициент кратности;

$W$  – число волн деформации.

Геометрические характеристики:

1. Термины и обозначения, принятые для зубчатых передач (ГОСТ 16530-83), используются в волновых передачах, характерные для волновой передачи термины и обозначения приведены ниже. Для геометрических параметров отдельных звеньев механизма присваиваются их индексы (например,  $Z_b$  – число зубьев жесткого колеса,  $Z_g$  – число зубьев гибкого колеса и т.д.);

2. Условимся называть «большая ось генератора» и «малая ось генератора», что соответственно означает большая и малая оси деформированного гибкого колеса в торцовом сечении;

3. Другие параметры:

$a_{н\omega}$  – межосевое расстояние в станочном зацеплении долбяка с нарезаемым колесом;

$d_{a0}$  – диаметр окружности вершин долбяка;

$d_{cp}$  – средний диаметр гибкого колеса,  $d_{cp} = 0,5 (d_{вн} + d_{fg})$ ;

$d_{вн}$  – внутренний диаметр гибкого зубчатого колеса;

$d_{fg}$  – диаметр впадин гибкого зубчатого колеса;

$S$  – толщина стенки гибкого колеса;

$w_0$  – радиальное перемещение точек гибкого колеса при его деформации по большей полуоси генератора;

$h_d$  – глубина захода зубьев в зацеплении;

$Z_0$  – число зубьев долбяка;

Силовые параметры:

$T_g$  – вращающий момент на валу, соединенным с гибким колесом;

$T_b$  – вращающий момент на валу, соединенным с жестким колесом.

## 10.2. Передаточное отношение передачи

Переходя в формуле (10.1) к числу зубьев венцов гибкого и жесткого колес и полагая, что  $d_b = m z_b$ ,  $d_g = m z_g$ , получим

$$m(z_b - z_g) = 2 w_0. \quad (10.2)$$

В общем случае для эвольвентного зацепления, выразив диаметры начальных окружностей через делительные, получают:

$$2 w_0 = m(z_b - z_g)(\cos\alpha / \cos\alpha_w). \quad (10.3)$$

В процессе вращения генератора (применительно к передаче на рис. 10.1) гибкое колесо должно деформироваться так, что в точках  $B$ ,  $B'$  между вершинами зубьев  $g$  и  $b$  должен быть зазор, в точках  $A$ ,  $A'$  будет иметь место зацепление зубьев на полную рабочую высоту; в точках  $E$ ,  $E'$  – промежуточное зацепление. За четверть оборота генератора зубья друг относительно друга переместятся в окружном направлении на полшага, за полный оборот – на два шага, это станет возможным, если  $z_b - z_g = 2$ . В общем случае эта разница будет равна числу волн генератора  $W$ . Для передач без смещения или равносмещенных ( $x_1 = x_2 = 0$  или  $|x_1| = |x_2|$ ) из формулы (10.3) следует, что  $w_0 = m$  (для рассматриваемой двухволновой передачи); для общего случая следует записать:

$$2 w_0 = m K_z W, \quad (10.4)$$

где  $K_z$  – коэффициент кратности, обычно  $K_z = 1, 2, 3$ .

Таким образом, минимально допустимое радиальное упругое перемещение составляет  $w_{0\min} = m \cos\alpha$ ; для стандартного угла исходного контура относительная величина упругого перемещения  $w_0/m$  равна 0,94. Исследованиями [58, 59] установлено, что применение  $w_0/m \leq 1$  оправдано только для малых передаточных отношений, в других случаях целесообразно использовать  $w_0/m \geq 1$ .

Не раскрывая принципа преобразования периодического деформирования гибкого звена во вращательное движение звеньев  $b$  или  $g$ , формально для волновой передачи можно применить метод Виллиса и определить передаточное отношение передачи. При неподвижном жестком колесе ( $\omega_b = 0$ ) получим:

$$i_{hg}^b = \omega_h / \omega_b = -d_g / (d_b - d_g) = -z_g / (z_b - z_g),$$

а при неподвижном гибком колесе ( $\omega_g = 0$ ) будет:

$$i_{hb}^g = z_b / (z_b - z_g) = d_b / (d_b - d_g) = d_b / 2w_0. \quad (10.5)$$

Соответственно для двухволновой передачи передаточные отношения составят:

$$i_{hb}^g = z_b / 2 \text{ и } i_{hg}^b = -z_g / 2. \quad (10.6)$$



Из полученных формул следует, что передаточное отношение волновой передачи зависит от величины деформирования гибкого колеса. Снижение передаточного отношения в одной ступени требует увеличение размера деформирования. Величина максимального передаточного отношения в одной ступени ограничивается условиями сборки (минимально допустимой величиной модуля 0,2...0,15 мм) и обычно не превышает  $i_{hg}^b = 320$ ; величина минимального передаточного отношения принимается не меньше 80.

С учетом формул (10.4) и (10.5) для общего случая волновой передачи можно записать:

$$z_g = i_{hg}^b K_z W; \quad z_b = K_z W (1 + i_{hg}^b).$$

При вращении генератора бегущая волна деформации гибкого колеса набегает на одни зубья (верхняя правая и нижняя левая четверти цилиндра гибкого колеса, рис. 10.1 г), эти зубья входят в зацепление и совершают рабочий ход. Зубья, от которых волна деформации убегает, выходят из зацепления и совершают холостой ход. В идеальном случае имеет место одновременное участие в зацеплении большого числа зубьев (для сравнения – в классической прямозубой передаче в процессе зацепления могут одновременно участвовать на различных участках линии зацепления одна или две пары зубьев). В реальных передачах (передачах, имеющих отклонения от точности изготовления, деформируемых нагрузкой, имеющих неточности монтажа и др.) количество одновременно зацепляющихся пар зубьев будет меньше, оно составит примерно 20...40 % от числа зубьев. Это важное преимущество волновой передачи, оно обеспечивает ей высокую нагрузочную способность при относительно малых габаритах. Для обеспечения многопарного зацепления назначают определенную форму генератора и параметры зубьев.

Долговечность гибкого колеса в значительной мере зависит от требуемой величины радиального упругого перемещения. Поскольку передаточное отношение и величина  $w_0$  связаны между собой определенной зависимостью, например, для двухволновой передачи имеем  $i_{hg}^b = -mz_g / 2w_0$ , то в волновых передачах используют малые значения модуля и относительно высокие значения чисел зубьев.

Обычно задается движение быстроходному валу генератора, а снимается движение с гибкого колеса, осуществляющего кинематическое движение обкатки по зубьям жесткого колеса.



## 10.3. Элементы волновой передачи

### 10.3.1. Генератор волн

Изучение законов преобразования волнового движения во вращательное [58, 59] показало, что для уменьшения износа зубьев и потерь на трение параметры зацепления и форму деформирования гибкого колеса следует назначать так, чтобы зацепление осуществлялось в зоне большой оси генератора волн и малых углов  $\varphi$  (рис. 10.1). В волновой передаче получили преимущественное применение следующие формы деформирования гибкого колеса: по  $\cos 2\varphi$  ( $\omega = \omega_0 \cos 2\varphi$ ), по деформируемому двумя или четырьмя силами кольцу, дугам окружности (рис. 10.2). Форма 10.2-а осуществляется посредством генератора с двумя роликами; б – четырех роликовым генератором; в – дисковым. Любая из этих форм может быть получена с помощью кулачкового генератора, когда форму кулачка генератора волн синтезируют по заданным законам деформирования гибкого колеса.

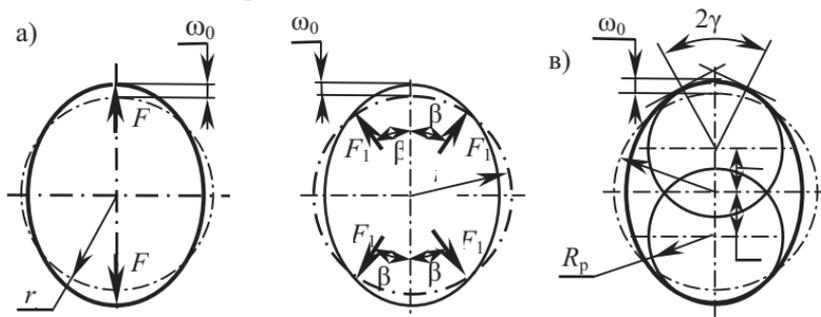


Рис. 10.2. Форма деформирования гибкого колеса

По условиям минимизации напряжений в теле гибкого колеса и максимального одновременного зацепления количества зубьев жесткого и гибкого колес рекомендуется применять следующие значения угла  $\beta$ : для  $u = 60 \dots 120$   $\beta = 25^\circ$ ; для  $u = 120 \dots 160$   $\beta = 30^\circ$ ; для  $u \geq 120$   $\beta = 35^\circ$  (рис. 10.2).

Форма кулачка – эквидистанта принятой форме деформирования гибкого колеса. Для устранения влияния зазоров в размерной цепи «кулачок – гибкое колесо» ( $\delta_3$ ), упругого сближения колец под нагрузкой ( $\delta_y$ ), износа сопрягаемых поверхностей в процессе эксплуата-

ции передачи ( $\delta_n$ ) текущее значение радиуса – вектора профиля кулачка следует несколько увеличить и рассчитать по уравнению

$$\rho_\phi = 0,5 \cdot d + \omega_k, \quad (10.7)$$

где  $d$  – внутренний диаметр гибкого подшипника;  $\omega_k$  – текущее значение приращения  $\rho_\phi$ , определяемое по зависимости

$$\omega_k = \omega_\phi + \delta_3 + \delta_y + \delta_n. \quad (10.8)$$

На практике текущее значение радиуса-вектора профиля кулачка рассчитывают по упрощенной методике, полагая, что  $\rho_\phi$  убывает пропорционально углу  $\phi$  в диапазоне от 0 до 45° и углу (90° –  $\phi$ ) в диапазоне от 45° до 90°. При  $\phi = 0$   $\omega_k = \omega_{0k}$ , уравнение (10.8) принимает вид:

$$\omega_{0k} = \omega_0 + \delta_3 + \delta_y + \delta_n. \quad (10.9)$$

Входящую в формулу (10.9)  $\delta_3$  рассчитывают как вероятное отклонение в размерной цепи: «гибкое колесо ( $d_k$ ), зазор между телами качения и беговыми дорожками (зазор в подшипнике, табл. 10.1) и наружный диаметр подшипника ( $D$ )». Допуск  $d_k$  назначается по 7 квалитету точности.

Величину  $\delta_y$  рассчитывают по методике, принятой для подшипников качения:

$$\delta_y = 37,2 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{j}{\mu} \cdot \sqrt[3]{P_{ш}^2 \left( \frac{4}{d_{ш}} \mp \frac{1}{R_k} - \frac{1}{r_{ж}} \right)}, \quad (10.10)$$

$$\cos \tau = \left( \mp \frac{1}{R_k} + \frac{1}{r_{ж}} \right) / \left( \frac{4}{d_{ш}} \mp \frac{1}{R_k} - \frac{1}{r_{ж}} \right), \quad (10.11)$$

$$P_{ш} = \frac{3000 \cdot T_2}{z_{ш} \cdot D}, \quad (10.12)$$

где верхние знаки – для наружного кольца, нижнее – для внутреннего;  $R_k$  – радиус дорожки качения, мм;  $r_{ж}$  – радиус желоба, мм;  $P_{ш}$  – нагрузка на наиболее нагруженный шарик подшипника, Н;  $T_2$  – вращающий момент на тихоходном валу, Н·м.

$$\delta_y = \delta_n + \delta_b,$$

где  $\delta_n$  – деформация со стороны наружного кольца,  $\delta_b$  – деформация со стороны внутреннего кольца, рассчитанные по (10.10)–(10.12). При расчетах по (10.10) значений  $\delta_n$  и  $\delta_b$  величинами  $j/\mu$  задаются в зависимости  $\cos \tau$ , полученных расчетом по (10.11) и приведенных в табл. 10.2.



Таблица 10.1

**Параметры гибкого подшипника качения (ГОСТ 23179-78)**

Обозначение подшипника	Номинальные размеры, мм				
	$d$	$D$	$B$	$r$	$d_{ш}$
806	30 <sub>-0,010</sub>	42 <sub>-0,011</sub>	7	0,5	3,969
808	40 <sub>-0,012</sub>	52 <sub>-0,013</sub>	8		3,969
809	45 <sub>-0,012</sub>	62 <sub>-0,013</sub>	9		5,953
812	60 <sub>-0,015</sub>	80 <sub>-0,013</sub>	13		7,144
815	75 <sub>-0,015</sub>	100 <sub>-0,015</sub>	15	1,0	9,128
818	90 <sub>-0,020</sub>	120 <sub>-0,015</sub>	18		11,113
822	110 <sub>-0,020</sub>	150 <sub>-0,018</sub>	24		14,288
824	120 <sub>-0,020</sub>	160 <sub>-0,025</sub>	24		14,288
830	150 <sub>-0,025</sub>	200 <sub>-0,020</sub>	30		19,050
836	180 <sub>-0,025</sub>	240 <sub>-0,030</sub>	35	1,5	22,225
844	220 <sub>-0,030</sub>	300 <sub>-0,035</sub>	45		28,575
848	240 <sub>-0,030</sub>	320 <sub>-0,040</sub>	48	2,5	28,575
860	300 <sub>-0,035</sub>	400 <sub>-0,040</sub>	60		36,513
862	310 <sub>-0,035</sub>	420 <sub>-0,045</sub>	70		36,513
872	360 <sub>-0,040</sub>	840 <sub>-0,045</sub>	72	3,5	44,450



Окончание таблицы 10.1

Радиальный зазор, мм		Число шариков, $z$	Предельная частота вращения, $n$ , мин <sup>-1</sup>
от	до		
0,010	0,024	21	3000
0,012	0,026	23	
0,012	0,029	21	
0,013	0,033	23	
0,014	0,034	21	
0,016	0,040	23	
0,020	0,046	21	1500
0,020	0,046	23	
0,023	0,058	23	
0,024	0,065	23	
0,033	0,083	23	
0,035	0,090	23	1000
0,045	0,105	23	
0,045	0,105	23	
0,055	0,125	23	

Таблица 10.2

**К расчету профиля кулачка генератора волн [58]**

cost	0,8350	0,8389	0,8428	0,8468	0,8507	0,8545
$\frac{j}{\mu}$	1,192	1,190	1,183	1,172	1,170	1,159
cost	0,8584	0,9030	0,9065	0,910	0,9134	0,9269
$\frac{j}{\mu}$	1,155	1,064	1,052	1,045	1,032	0,9960

Износ деталей при эксплуатации рассчитывают по приближенной зависимости [59]:

$$\delta_n = 0,7 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{L_h \cdot n_h \cdot D}, \text{ мм}, \quad (10.13)$$

где  $L_h$  – ресурс работы передачи, ч;  $n_h$  – частота вращения генератора волн, мин<sup>-1</sup>;  $D$  – наружный диаметр гибкого подшипника, мм.

Текущее значение  $\rho_\phi$  (рис. 10.3) определяют по следующей методике:

1. Назначают оптимальный (для заданного передаточного числа  $u$ ) угол давления генератора на цилиндр гибкого колеса (угол  $\beta$ );

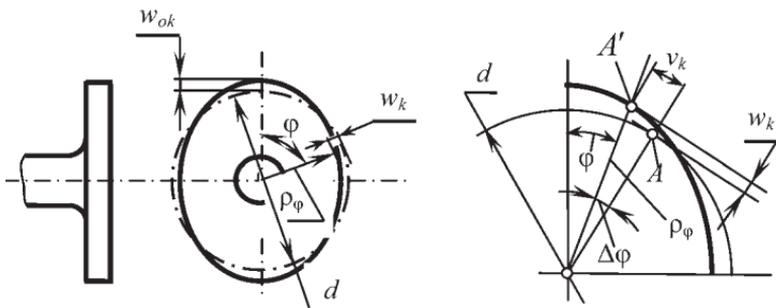


Рис. 10.3. К определению текущих размеров профиля кулачка

2. Находят  $\omega_{ok}$  (формула 10.9);

3. Рассчитывают максимальное приращение радиуса-вектора  $\rho_\varphi$  для угла  $\varphi = 45^\circ$ :  $\Delta\omega_{\max} = \omega_{45^\circ + \Delta\varphi} - \omega_{45^\circ}$ ;

Более точными расчетами установлено, что  $\Delta\omega_{\max} / \omega_{ok} = -0,02$ , поэтому принимают  $\Delta\omega_{\max} = -0,02\omega_{ok}$ ;

4. Для промежуточных углов  $\varphi$  от  $0^\circ$  до  $45^\circ$ , разбивая угол  $\varphi$  с малым шагом, например  $\Delta\varphi = 5^\circ$ , находят  $\omega_k$ :

$$\left. \begin{aligned} \omega_k &= \omega_\varphi + \Delta\omega_{\max} \cdot \frac{\varphi}{45^\circ} \quad \text{— для углов } \varphi \text{ от } 0 \text{ до } 45^\circ, \\ \omega_k &= \omega_\varphi + \Delta\omega_{\max} \cdot \frac{90^\circ - \varphi}{45^\circ} \quad \text{— для } \varphi \text{ от } 45^\circ \text{ до } 90^\circ, \end{aligned} \right\} \quad (10.14)$$

где  $\omega_\varphi$  рассчитывают с учетом табличных значений  $\frac{\omega}{\omega_0}$  (табл. 10.3):

$$\omega_\varphi = \left( \frac{\omega}{\omega_0} \right)_{\text{табл}} \cdot \omega_{ok}. \quad (10.15)$$

В таблице 10.3 принятые обозначения имеют следующий смысл:  $\omega$  и  $v$  – радиальное и окружное перемещения точки срединной поверхности,  $\theta$  – угол поворота нормали срединной поверхности в результате деформации;  $r$  – радиус срединной поверхности до деформации

$$r = \frac{d_k + \delta}{2},$$

(рис. 10.5).

В конструкциях применяют неподвижное (глухое) или подвижное (самоустанавливающееся) закрепление генератора на валу. Подвижное

закрепление компенсирует несоосность генератора, гибкого и жесткого колес, вызванную ошибками монтажа и изготовления, способствует равномерному распределению нагрузки по зонам зацепления и сохранению силового равновесия. Примеры такого конструктивного решения генератора волн приведены, например, в [49, 58].

Для уменьшения трения, изнашивания генератора и внутренней поверхности гибкого колеса между ними размещают тела качения (ролики) или шариковый подшипник (рис. 10.4), (табл. 10.1) с податливыми кольцами.

Таблица 10.3

**К расчету координат профиля кулачка генератора волн**

Ф, градус	β, градус					
	25		30		35	
	$\frac{\omega}{\omega_0}$	$\frac{v}{\omega_0}$	$\frac{\omega}{\omega_0}$	$\frac{v}{\omega_0}$	$\frac{\omega}{\omega_0}$	$\frac{v}{\omega_0}$
0	1,0	0,0	1,0	0,0	1,0	0,0
5	0,98967	-0,08694	0,98835	-0,08700	0,99055	-0,08709
10	0,94802	-0,17153	0,95342	-0,17185	0,96223	-0,17239
15	0,88289	-0,25160	0,89485	-0,25267	0,91384	-0,25438
20	0,79137	-0,32484	0,81179	-0,32722	0,84379	-0,33122
25	0,67338	-0,38896	0,68883	-0,39364	0,75030	-0,40098
30	0,52970	-0,44149	0,56918	-0,44934	0,63043	-0,46137
35	0,36623	-0,48079	0,40381	-0,49217	0,48113	-0,51021
40	0,18992	-0,50515	0,22936	-0,52014	0,30136	-0,54456
45	0,00756	-0,51234	0,03905	-0,53180	0,10004	-0,56203
50	-0,17461	-0,50118	-0,15449	-0,52897	-0,11226	-0,56147
55	-0,35049	-0,48340	-0,34372	-0,50494	-0,32548	-0,54237
60	-0,51466	-0,44559	-0,52203	-0,46712	-0,53009	-0,50503
65	-0,66228	-0,39408	-0,68366	-0,41433	-0,71806	-0,45036
70	-0,78909	-0,33060	-0,82326	-0,34844	-0,88211	-0,38040
75	-0,89144	-0,25708	-0,93635	-0,27092	-1,01600	-0,29731
80	-0,96662	-0,17578	-1,01971	-0,18585	-1,11520	-0,20401
85	-1,01260	-0,08916	-1,07077	-0,09434	-1,17621	-0,10373
90	-1,02801	0,0	-1,08790	0,0	-1,19668	0,0



φ, градус	β, градус		
	25	30	35
	(θ-r)/ω <sub>0</sub>		
0	0,0	0,0	0,0
5	0,21086	0,17919	0,12837
10	0,42492	0,36339	0,26560
15	0,64526	0,55747	0,42030
20	0,87497	0,76629	0,60107
25	1,11707	0,99457	0,81628
30	1,33171	1,24693	1,07410
35	1,47891	1,47083	1,38222
40	1,56250	1,61390	1,66031
45	1,58668	1,68153	1,82837
50	1,55584	1,67934	1,89458
55	1,47507	1,61375	1,86830
60	1,34970	1,49156	1,75945
65	1,18553	1,32011	1,57686
70	0,98848	1,10693	1,33716
75	0,76489	0,86006	1,04646
80	0,52119	0,58768	0,71836
85	0,26403	0,29819	0,36552
90	0,0	0,0	0,0

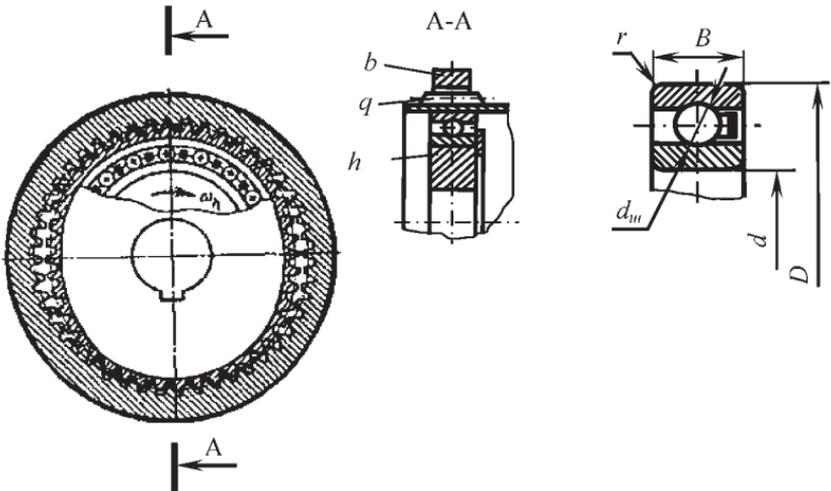


Рис. 10.4. Конструктивная схема генератора волн с гибким подшипником качения

### 10.3.2. Гибкое и жесткое колеса передачи

Конструкция гибкого колеса (рис. 10.5) представляет собой тонкостенный стакан (исполнение I) или тонкостенную цилиндрическую оболочку со свободными торцами (исполнение II). Деформация гибкого колеса в процессе передачи вращательного движения сопровождается осевыми смещениями сечений по длине цилиндра, из-за чего торцы колеса становятся неплоскими, дно стакана деформируется.

Расчетным размером в конструкции гибкого колеса является внутренний диаметр  $d_k$ ; толщину стенки цилиндра под впадиной зубчатого венца находят по формуле:

$$\delta = \psi_{\delta d} \cdot d_k, \quad (10.16)$$

где  $\psi_{\delta d}$  – коэффициент толщины стенки цилиндра,  $\psi_{\delta d} = 0,005 \dots 0,015$ .

Толщину стенки  $\delta_1$  гладкой части цилиндра принимают в пределах  $\delta_1 = (0,5 \dots 0,9) \delta$ .

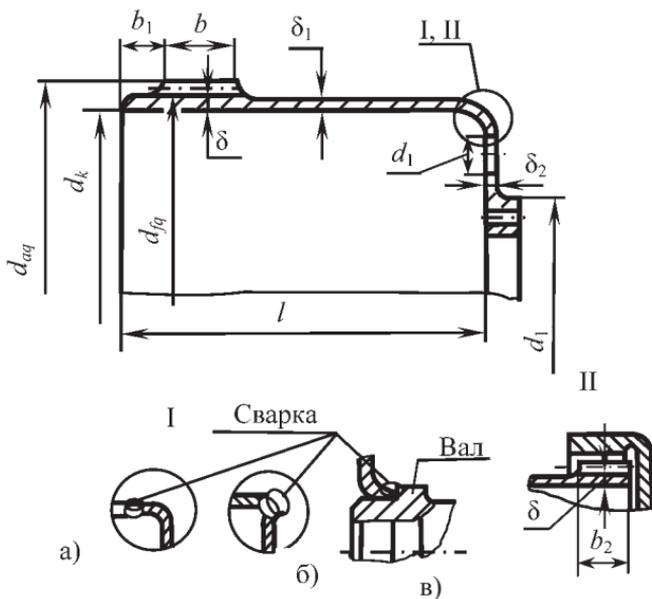


Рис. 10.5. Варианты исполнения элементов конструкции гибкого колеса: I а – соединение дна стакана со стаканом стыковым швом; I б – соединение дна стакана с отбортовкой кромок; II – зубчатое соединение

Ширину зубчатого венца назначают по зависимости:

$$b = b_w = \psi_{bd} \cdot d_k, \quad (10.17)$$

где  $\psi_{bd}$  – коэффициент ширины зубчатого венца, принимаемый в пределах  $\psi_{bd} = 0,08 \dots 0,2$  – для силовых и  $\psi_{bd} = 0,03 \dots 0,08$  – для кинематических передач. Остальные размеры конструктивных элементов назначают по экспериментальным зависимостям:  $l = (0,8 \dots 1) d_g$ ;

$$\delta_2 = \delta_1; \quad d_1 = (0,5 \dots 0,6) \cdot d_k; \quad b_1 = (0,15 \dots 0,25) b.$$

Свободный поясok  $b_1$  выполняется в целях снижения концентрации напряжений на торце зубчатого венца; отверстия  $d_2$  увеличивают податливость dna гибкого колеса и обеспечивают циркуляцию смазки, величина его определяется конструктивно. С целью упрощения технологии изготовления гибкого колеса применяют сварную конструкцию ( $hbc/10/5$ ): а – дно и стакан соединяются стыковым швом; б – с отбортовкой кромок; в – соединение dna с валом при условии, что соединение выполняется внутри размера  $d_1$ .

Гибкие колеса рекомендуется изготавливать из сталей с повышенной вязкостью, с высоким содержанием никеля, например, стали 20ХНЗА, 40ХНМА; для колес средне- и малонагруженных используют более дешевые стали типа 30ХМА, 30ХГСА. Термообработка – улучшение, твердость –  $HRC_3$  28...32.

Жесткие колеса, как правило, проектируют более широкими, чем гибкие, ширина венца у них принимается на 2...4 мм больше, что позволяет снизить требования к осевой фиксации гибкого колеса. Радиальная деформация жесткого колеса под действием нагрузок не должна превышать  $(0,02 \dots 0,05)m$ . Такое условие выполняется, если толщина обода под зубьями составляет  $\delta_b = (0,17 \dots 0,18) d_b$ . Жесткие колеса рекомендуется изготавливать из конструкционных сталей типа 40Х, 40ХН, 30ХГСА с термообработкой до твердости 240...280 НВ.

### 10.3.3. Профиль и размеры зубьев

С учетом особенностей зацепления волновых передач разработано несколько видов профиля зубьев. Однако предпочтение отдается эвольвентному профилю как наиболее технологичному в изготовлении и обеспечивающему удовлетворительные параметры зацепления. Синтез зацепления выполняют, основываясь на анализе относительного движения зубьев гибкого и жесткого колес. При использовании стандартного ( $20^\circ$ ) угла исходного контура инструмента необходимые условия зацепления получают назначением величин коэффициентов смещения или соответствующей модификацией зуборезного инструмента. В волновых передачах целесообразно в гибком колесе использовать только головки зубьев, а в же-



стком – только ножки [59]. В этом случае зубья колеса  $g$  нарезают модифицированным инструментом с уменьшенной на  $(0,5...1,0) \cdot m$  высотой головки зуба, при этом зубья жесткого колеса нарезают стандартным инструментом (долбяком) при соответствующем уменьшении глубины врезания. Такие зубья условно считают зубьями «с широкой впадиной». Зубья, нарезанные немодифицированным инструментом считают зубьями «с узкой впадиной». Зубья с широкой впадиной применяют в ответственных стандартных передачах. Исследование траекторий движения точек середины вершин и впадин зубьев гибкого колеса показывают, что профиль зубьев жесткого колеса должен быть выпуклым, а не вогнутым, как это имеет место у эвольвентных колес с внутренними зубьями. Поэтому такие зубья для волновых передач не будут оптимальными.

Для зубьев с узкой впадиной при угле профиля  $\alpha = 20^\circ$  рекомендуют назначать:

– коэффициент смещения

$$x_g = 3...4; \quad x_b \approx x_g - (m - w_0)/m; \quad (10.18)$$

– высота зуба

$$h_g = (1,5...1,8) \cdot m; \quad (10.19)$$

– глубину захода

$$h_d = (1,3...1,5) \cdot m. \quad (10.20)$$

Для зубьев с широкой впадиной и уменьшенной высотой головки зуба инструмента  $h_{a0}^* = 0,35$  назначают:

– коэффициент смещения гибкого колеса

$$x_g = (-1...3); \quad x_b \approx x_g - (m - w_0)/m; \quad (10.21)$$

– высота зуба

$$h_g = 1,35 \cdot m; \quad (10.22)$$

– глубина захода зубьев в зацеплении

$$h_d = m. \quad (10.23)$$

В приведенных рекомендациях большие значения  $x$  и меньшие значения  $h_g$  следует принимать для больших передаточных чисел  $u \geq 150$ . Для передач с широкой и узкой впадиной рекомендуется принимать  $w_0/m = 1,15...1,3$  (меньше значения для  $u \leq 150$ ). Для всех вариантов геометрии зубьев высота зубьев жесткого колеса ограничивается значениями, полученными по формулам (10.30).

### 10.3.4. Геометрические параметры зубчатых колес

Диаметры зубчатых колес волновой передачи рассчитывают начиная с диаметра впадин.

*Диаметр окружности впадин гибкого колеса определяют по формулам:*



– при нарезании реечным инструментом

$$d_{fg} = m \cdot (z_g - 2 h_{a0}^* + 2x_g), \quad (10.24)$$

где  $h_{a0}^* = 0,35$ ;

– при нарезании долбяком

$$d_{fg} = 2(a_{w0} - 0,5 d_{a0}), \quad (10.25)$$

где  $a_{w0}$  – станочное межосевое расстояние,  $d_{a0}$  – диаметр вершин зубьев долбяка.

*Диаметр окружности впадин жесткого колеса:*

$$d_{fb} = 2(a_{w0} + 0,5 d_{a0}). \quad (10.26)$$

*Диаметр окружности вершин гибкого колеса:*

$$d_{ag} = d_{fg} + 2 h_g \quad (10.27)$$

при соблюдении условия:

$$d_{ag} \leq d_{lb} - 2w_0, \quad (10.28)$$

где  $d_{lb}$  – диаметр окружности граничных точек жесткого колеса:  $d_{lb} = m z_b \cos \alpha / \cos \alpha_{lb}$ ,

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_{lb} &= \operatorname{tg} \alpha_{w0} + (z_0 / z_b) (\operatorname{tg} \alpha_{a0} - \operatorname{tg} \alpha_{w0}), \\ \cos \alpha_{a0} &= m z_0 \cdot \cos \alpha / d_{a0}, \end{aligned} \right\} \quad (10.29)$$

здесь  $d_{a0}$  – фактический диаметр вершин долбяка по режущей кромке.

*Диаметр окружности вершин жесткого колеса:*

$$\left. \begin{aligned} d_{ab} &= d_{fb} - 2 h_b \\ \text{или} \\ d_{ab} &= d_{ag} + 2w_0 + 2 h_d \end{aligned} \right\} \quad (10.30)$$

при условии  $d_{ab} > d_{lg} + 2 w_0$ , где  $d_{lg}$  – диаметр окружности граничных точек гибкого колеса при нарезании реечным инструментом:

$$d_{lg} = m z_g \cdot \cos \alpha / \cos \alpha_{lg},$$

при этом

$$\operatorname{tg} \alpha_{lg} = \operatorname{tg} \alpha - 4(h_{a0}^* - \rho_0^* - x_g) / (z_g \sin 2\alpha), \quad (10.31)$$

где  $\rho_0^* \leq 0,35$  – коэффициент высоты скругленного участка вершины зуба инструментальной рейки.

В формах (10.25 и 10.26) используется межосевое расстояние  $a_{w0}$  в станочном зацеплении заготовки с долбяком, значение которого находят по формулам:

$$a_{w0} = m \cdot (z_b - z_0) \cos \alpha / (2 \cos \alpha_{w0}), \quad (10.32)$$



где

$$\operatorname{inv} a_{w0} = 2 ((x \pm x_0)/(z \pm z_0))\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{inv}\alpha, \quad (10.33)$$

здесь  $x$  – это  $x_g$  либо  $x_b$  – коэффициенты смещений исходного контура;  $z$  – это  $z_g$ , либо  $z_b$  – число зубьев колес;  $x_0$  – коэффициент смещения исходного контура долбяка; знак минус для внутренних зубьев; знак плюс – для внешних зубьев.

Параметры долбяка определяет ГОСТ 10059-80, извлечение из стандарта приведено в таблице 10.4. Ширина зубчатого венца гибкого колеса определяется по зависимости, аналогичной для цилиндрических зубчатых передач:

$$b_g = \Psi_{bd} \cdot d_k, \quad (10.34)$$

где  $\Psi_{bd}$  – коэффициент ширины зубчатого венца, назначаемый в интервале значений  $\Psi_{bd} \approx 0,15...0,2$  (большие значения для больших  $u \geq 150$ );  $d_k$  – внутренний диаметр цилиндра гибкого колеса (рис. 10.5).

Таблица 10.4

**Номинальные размеры зуборезных прямозубых долбяков (извлечение из ГОСТ 10059-80)**

Модуль, мм		Номинальный делительный диаметр долбяка, мм				Коэффициент высоты головки зуба	Коэффициент смещения
ряд		40		64			
1-ый	2-й	число зубьев	диаметр вершин зубьев, мм	число зубьев	диаметр вершин зубьев, мм	$h_{a0}^*$	$x_0$
		$z_0$	$d_{a0}$	$z_0$	$d_{a0}$		
0,25	-	160	40,82	256	64,82	1,5	0,3
-	0,28	140	40,12	228	64,76		
0,3	-	132	40,59	212	64,59		
-	0,35	114	40,05	182	64,85		
0,4	-	100	41,32	160	65,32		
-	0,45	90	41,98	144	66,28		
0,5	-	80	41,65	128	65,65		
-	0,55	72	41,41	116	65,61	1,35	
0,6	-	66	41,58	108	66,78		
-	0,7	56	41,51	90	65,31		
0,8	-	50	42,64	80	66,64		
-	0,90	44	42,57	72	67,77		



## 10.4. Проектный расчет волновой передачи

Работоспособность волновой передачи определяет прочность гибкого колеса, работоспособность гибких подшипников генератора волн, износ зубьев, жесткость генератора и жесткость колеса. Последние два фактора приводят к интерференции зубьев при входе в зацепление и проскакиванию генератора. При правильно назначенных параметрах зацепления, удачно выбранных материалах колес и термообработке, удовлетворительной смазке износ зубьев практически не ограничивает срок службы передачи.

Поэтому основным звеном, определяющим размеры передачи, является гибкое колесо. Вариант конструктивного исполнения колеса, взятый из [59], приведен на рис. 10.5. Расчетными являются размеры  $d_k$ ,  $\delta$  и  $b$ . Другие размеры принимают конструктивно.

Исполнение I (с гибким дном и фланцем) и исполнение II с зубчатым, шлицевым соединением с валом или корпусом обеспечивают осевые перемещения при деформировании гибкого колеса, благодаря чему снижаются напряжения в теле цилиндра гибкого колеса. Варианты а), б), в) – сварные соединения.

При работе зубчатый венец гибкого колеса испытывает напряжения от изгиба генератором, напряжения растяжения и напряжения кручения. Формы и размеры деформирования тела гибкого колеса могут быть различными: по  $\cos 2\varphi$ , по эллипсу, по дугам окружности и др. При этом напряжения изгиба будут меняться по знакопеременному симметричному циклу (при деформировании колеса  $b$  по закону  $\omega = \omega_0 \cos 2\varphi$ ,  $\sigma_{ta}$  – амплитудные значения напряжений имеют место в точках при  $\varphi = 0$  и  $\varphi = 0,5\pi$ ), значения  $\sigma_{ta}$  определяют по формуле:

$$\sigma_{ta} = 1,5 Y_Z \cdot E \cdot \delta \cdot \omega_0 / r^2 = (6E \cdot Y_Z \cdot \delta \cdot \omega_0) / d^2, \quad (10.35)$$

где  $r$  – радиус срединной поверхности тела гибкого колеса

$$r = 0,5 \cdot (d_k + \delta), \text{ здесь } d = d_k + \delta;$$

$Y_Z$  – коэффициент влияния зубьев ( $Y_Z = 1,35 \dots 1,5$  – для зубьев с узкой впадиной,  $Y_Z = 1,2 \dots 1,3$  – для зубьев с широкой впадиной) при  $u \leq 150$  назначают большие величины  $Y_Z$ .

От окружных сил в зацеплении зубчатый венец испытывает напряжения растяжения, меняющиеся по отнулевому циклу, с максимальными значениями при  $\varphi$ , близкими к нулю. Поэтому:

$$\sigma_p \approx 0,9 T_2 / (d_k \cdot b_w \cdot \delta), \quad (10.36)$$

$$\sigma_{pa} = \sigma_{pm} = 0,45 T_2 / (d_k \cdot b_w \cdot \delta). \quad (10.37)$$

Напряжения кручения от действия вращающего момента составляют:

$$\left. \begin{aligned} \tau &= \frac{2T_2}{\pi d^2 \delta}; \\ \tau_a = \tau_m &= 0,5 \cdot \tau. \end{aligned} \right\} \quad (10.38)$$

Пренебрегая другими деформациями гибкого колеса, в силу их малого влияния, рассчитывают внутренний диаметр цилиндра  $d_k$  по приближенной зависимости [59] с учетом окружных напряжений от изгиба и растяжения:

$$d_k = 7,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{(\sigma_{-1} / (K_\sigma \cdot S_\sigma) - 3 \cdot E \cdot Y_Z \cdot \Psi_{\delta d} / u_{hd}) \cdot \Psi_{bd} \cdot \Psi_{\delta d}}}, \quad (10.39)$$

где  $T_2$  – вращающий момент на тихоходном валу, Н·м;  $\sigma_{-1}$  – предел выносливости при знакопеременном цикле нагружения для материала гибкого колеса, МПа;  $K_\sigma$  – коэффициент концентрации напряжений у ножки зуба,  $K_\sigma = 1,8 \dots 2,0$ ;  $S_\sigma$  – коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям,  $S_\sigma = 1,5 \dots 1,7$ ;  $E$  – модуль упругости, для стали  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа;  $\Psi_{\delta d}$  – коэффициент толщины зубчатого венца;  $\Psi_{bd} = \delta / d_k$ , принимают  $\Psi_{\delta d} = 0,012 \dots 0,014$  – для средненагруженных передач (большие значения для больших  $u$ ),  $\Psi_{bd} = 0,015 \dots 0,02$  для высоконагруженных, кратковременно работающих передач.

Полученная величина диаметра  $d_k$  используется при разработке конструкции генератора волн; в кулачковом генераторе этот размер согласуется с диаметром гибкого подшипника (таблица 10.1).

## 10.5. Проверочный расчет волновой передачи

### 10.5.1. Проверочный расчет гибкого колеса

Проверочный расчет гибкого колеса выполняют в форме определения коэффициентов запаса прочности по формулам (10.40).

$$\left. \begin{aligned} S &= \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S] \approx 1,5, \\ S_\sigma &= \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot \sigma_a}, \\ S_\tau &= \frac{\tau_{-1}}{K_\tau \cdot \sigma_a + \Psi_\tau \cdot \tau_m}. \end{aligned} \right\} \quad (10.40)$$

где



В формулах (10.40) приближенные значения  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  можно рассчитывать по зависимостям  $\sigma_{-1} = 0,5 \sigma_B$ ;  $\tau_{-1} = 0,58 \sigma_{-1}$  – для легированных сталей;  $K_\sigma = 1,8...2$ ;  $K_\tau = (0,7...0,8) K_\sigma$ ;  $\psi_\tau \approx 0,1$ .

### 10.5.2. Проверочный расчет зацепления

Прочность зубьев волновой передачи определяют по условиям смятия рабочих поверхностей [103]:

$$\sigma_{см} = \frac{10^4 T_g K}{\Psi_{bd} d_g^3} \leq [\sigma_{см}], \quad (10.41)$$

где  $T_g$  – вращающий на тихоходном валу, Нм;  $K$  – коэффициент режима работы ( $K=1$  при спокойной нагрузке:  $T_{max}/T \leq 1,2$ ;  $K = 1,25$  при умеренной динамической нагрузке:  $T_{max}/T \leq 1,6$ ;  $K = 1,75$  при повышенной динамической нагрузке:  $T_{max}/T \leq 2,5$ ).

При выводе формулы (10.41) (по аналогии со шлицевыми соединениями) предполагалось, что соприкосновение зубьев происходит по плоским поверхностям по глубине захода зубьев, глубина захода меняется линейно от нуля до максимальных значений, распределение нагрузки считалось пропорциональным глубине захода. Эти допущения частично компенсируются назначением допускаемых напряжений  $[\sigma_{см}]$

$$[\sigma_{см}] = 16 \cdot K_u \cdot K_n \cdot K_d, \text{ МПа}, \quad (10.42)$$

где  $K_u$ ,  $K_n$ ,  $K_d$  – соответственно коэффициенты, учитывающие влияние передаточного числа, частоты вращения генератора волн и размеров передачи:  $K_u = (u - 20)/20$ ;  $K_n = \sqrt[3]{1000/n_h}$ ;  $K_d = 1,25$  при  $d \leq 130$  мм;  $K_d = 1$  при  $d > 130$  мм.

Средние значения  $[\sigma_{см}] = 10...20$  МПа для стальных колес.

### 10.6. КПД волновой передачи.

#### Краткие сведения о волновых редукторах

Исследования волновой передачи показали, что основные потери передаваемой мощности приходятся на потери в зубчатом зацеплении и генераторе волн. Установлено, что аналогично обычным цилиндрическим передачам КПД волновой передачи растет с увеличением нагрузки и снижается с увеличением передаточного числа. Положение максимального значения КПД связано с жесткостью звеньев передачи. С увеличением жесткости вследствие снижения искажения формы звеньев, составляющих передачу, максимальное значение КПД сме-



щается в сторону больших нагрузок. При передаточных числах 80...250 в одной ступени КПД передачи находится в пределах 0,9...0,8.

Технические характеристики волновых редукторов назначают по ГОСТ 26218-94 «Редукторы и мотор-редукторы волновые зубчатые. Основные параметры». Стандарт устанавливает для одноступенчатых редукторов и мотор-редукторов общемашиностроительного применения следующие основные параметры:

1. Номинальные внутренние диаметры гибких колес (наружные диаметры гибких подшипников) назначают по ряду  $R_{e10}$  ГОСТ 6636-69 в диапазоне от 50 до 320 мм. Действительные диаметры не должны отличаться от номинальных на 4%.

2. Номинальные крутящие моменты на тихоходных валах для передаточного числа  $u = 100$  и частот вращения быстроходного вала (вала генератора волн)  $1500 \text{ мин}^{-1}$  должны соответствовать ряду: 35; 50; 100; 200; 400; 800; 1600; 3150 Н·м.

3. Номинальные передаточные числа для редукторов назначают из следующих значений:

80; 100; 125; 160; 200; 250; 315 – 1-й ряд;

90; 112; 140; 180; 224; 280 – 2-й ряд.

Значения первого ряда предпочтительнее. Действительные передаточные числа не должны отличаться от номинальных не более чем на 5%.

4. Для тихоходных валов мотор-редукторов при номинальной частоте вращения вала электродвигателя  $1500 \text{ мин}^{-1}$  номинальные частоты их вращения должны соответствовать значениям: 4,5; 6,7; 7,1; 9; 12; 16;  $20 \text{ мин}^{-1}$ .

5. Высоты осей по ГОСТ 24386-80 должны назначаться в диапазоне размеров от 50 до 250 мм.

Пример конструкции редуктора приведен на рис. 10.6.

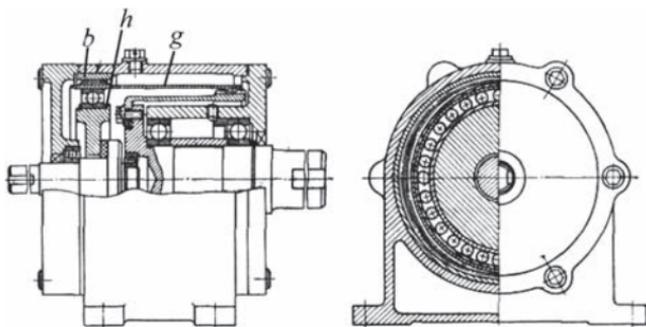


Рис. 10.6. Пример конструкции волнового редуктора:  
 $b$  – жесткое колесо,  $g$  – гибкое колесо,  $h$  – генератор волн

Для смазки деталей редукторов используют индустриальные масла типа И-40А или высококачественные пластичные смазки, используемые для подшипников качения.

## 10.7. Пример расчета волновой передачи

Рассчитать волновой редуктор общего назначения.

### 1. Исходные данные:

- требуемый ресурс  $L_h=10000$  ч;
- частота вращения генератора волн  $n_k=1450$  мин<sup>-1</sup>;
- вращающий момент на тихоходном валу  $T_g = T_2 = 800$  Н·м;
- передаточное число редуктора при неподвижном жестком колесе  $u_{hg} = 100...105$ ;
- нагрузка – постоянная;
- материал гибкого колеса – сталь 38ХГСА;
- твердость после термообработки – 28...32 HRC;
- дробеструйный наклеп,  $K_\sigma = 1,8$ ;
- предел выносливости при знакопеременном цикле нагружения  $\sigma_{-1} = 480$  МПа;
- модуль упругости  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа.

### 2. Проектный расчет передачи

2.1. Передаточное отношение редуктора составляет:  $i_{hg}^e = -z_g / (z_b - z_g)$ , принимаем двухволновой генератор волн, поэтому  $(z_b - z_g) = 2$ , тогда  $z_g = 2 \cdot i_{hg}^e = 2 (100...105)$ ; принимаем  $z_g = 200$ ;  $z_b = 202$ .

2.2. Исходя из рекомендаций по проектированию гибкого колеса, выбираем зубчатый венец колеса с широкой впадиной между зубьями. Окружные напряжения от изгиба зубчатого венца генератором изменяются по знакопеременному симметричному циклу максимальные напряжения будут при  $\varphi = 0$  и  $\varphi = \pi / 2$ . Поэтому по (10.35) имеем:  $\sigma_{ta} = 1,5Y_z \cdot E \cdot \delta \cdot \omega_0 / r^2$ ; принимаем

$$Y_z = 1,2...1,3; \quad \Psi_{bd} = 0,16; \quad \Psi_{\delta d} = 0,012; \quad S_\sigma = 1,7; \quad K_\sigma = 1,9.$$

2.3. Расчетный внутренний диаметр гибкого колеса составит:

$$d_k = 7,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{(\sigma_{-1} / (K_\sigma \cdot S_\sigma) - 3 \cdot E \cdot Y_z \cdot \Psi_{\delta d} / u_{hd}) \cdot \Psi_{bd} \cdot \Psi_{\delta d}}} =$$

$$= 7,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{800}{(480 / (1,8 \cdot 1,7) - 3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,3 \cdot 0,012 / 100) \cdot 0,16 \cdot 0,012}} = 167,8 \text{ мм.}$$



Согласуя полученный  $d_k$  с наружным диаметром гибкого подшипника (табл. 10.1), принимаем для генератора волн 824 подшипник, имеющий внутренний диаметр  $d = 120$  мм, наружный диаметр  $D = 160$  мм, ширину подшипника  $B = 24$  мм; радиус скругления  $r = 1$  мм. Это позволит снизить габариты гибкого колеса.

2.4. Определяем основные размеры гибкого колеса:  $b_w = \psi_{bd} \cdot d_k = 0,16 \cdot 160 \approx 26$  мм – ширина зубчатого венца;  $\delta = \psi_{\delta d} \cdot d_k = 0,012 \cdot 160 = 1,92$  – толщина цилиндрической стенки тела гибкого колеса, принимаем  $\delta = 2$  мм.

2.5. Находим предварительное значение модуля зубьев гибкого колеса из соотношений:

$$d_{fg} = d_k + 2\delta = 160 + 2 \cdot 2 = 164 \text{ мм};$$

$$d_{fg} \approx d_g = m \cdot z_g; m \approx \frac{d_{fg}}{z_g} = \frac{164}{200} = 0,82 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение модуля  $m = 0,8$  мм.

2.6. Геометрические параметры зубьев гибкого колеса.

2.6.1. Принимаем: нарезание зубьев выполняется червячной фрезой с модифицированной по высоте головкой зуба  $h_{a0}^* = 0,35$ ; гибкое колесо будет иметь зубья, высота которых состоит только из ножек, т. е.:  $h_a^* = 0$ , предварительно считается, что  $x_g = 0$ .

2.6.2. Уточняем число зубьев гибкого  $z_g$  и жесткого  $z_b$  колес

$$z_g = \frac{d_{fg}}{m} + 2h_2^* = \frac{164}{0,8} + 2 \cdot 0,35 = 205,7.$$

Принимаем  $z_g = 206$ , тогда  $z_b = z_g + 2 = 206 + 2 = 208$ .

$$i_{gh}^e = \frac{z_g}{z_b - z_g} = \frac{206}{208 - 206} = 103,$$

что соответствует техническому заданию.

2.6.3. Уточняем коэффициент смещения гибкого колеса:

$$x_g = \frac{d_{fg}}{2m} - 0,5z_g + h_{a0}^* = \frac{164}{2 \cdot 0,8} - 0,5 \cdot 206 + 0,35 = -0,15,$$

полученное значение отвечает рекомендуемым ( $x_g = -1 \dots 3$ ).

2.6.4. Определяем высоту зуба и диаметр вершин зубьев гибкого колеса:

$$h_g = (h_f^* + h_{a0}^*) \cdot m = (1 + 0,35) \cdot 0,8 = 1,08 \text{ мм},$$

$$d_{ag} = d_{fg} + 2h_g = 164 + 2 \cdot 1,08 = 166,16 \text{ мм}.$$



2.6.5. Уточняем размер деформирования гибкого колеса:

$$w_0 = 0,5 \cdot (d_b - d_g) = 0,5 \cdot (208 \cdot 0,8 - 206 \cdot 0,8) = 0,8 \text{ мм};$$

$w_0/m = 0,8/0,8 = 1$ , рекомендуется  $w_0/m = 1,15 \dots 1,3$  (меньшие значения для  $u \leq 150$ ). Принимаем для  $u = 103$   $w_0/m = 1,2$ , тогда  $w_0 = 0,96$  мм.

2.7. Выполняем расчет прочности гибкого колеса:

2.7.1. Окружные напряжения изгиба генератором составят:

$$\sigma_{ta} = 1,5 \cdot Y_z \cdot E \cdot \delta \cdot w_0 / r^2 = 1,5 \cdot 1,25 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 2,0 \cdot 0,96 / 81^2 = 115,2 \text{ МПа},$$

где  $r = 0,5 \cdot (d_k + \delta) = 0,5 \cdot (160 + 2,0) = 81$  мм.

2.7.2. Напряжения растяжения от окружных сил в зацеплении

$$\sigma_{pa} = \sigma_{pm} \approx 0,45 \frac{T_2}{d_k \cdot b_w \cdot \delta} = \frac{0,45 \cdot 1000 \cdot 1000}{160 \cdot 26 \cdot 2} = 54 \text{ МПа}.$$

2.7.3. Напряжения кручения

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{T_2}{2\pi \cdot r^2 \cdot \delta} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1000 \cdot 1000}{2 \cdot \pi \cdot 81^2 \cdot 2} = 6,1 \text{ МПа}.$$

Напряжения кручения малы, поэтому их в расчетах можно не учитывать.

2.8. Определяем коэффициент запаса прочности тела гибкого колеса:

$$S_r = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S_r] \approx 1,5,$$

где  $S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{480}{1,9 \cdot 169,2 + 0,15 \cdot 54} = 1,46.$

$$\sigma_a = \sigma_{ta} + \sigma_{pa} = 115,2 + 54 = 169,2 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется (здесь  $K_\sigma = 1,8 \dots 2,0$  – коэффициент концентрации напряжений у ножки зуба).

Рекомендуемые значения коэффициента запаса сопротивления усталости лежат в пределах  $S_\sigma = 1,5 \dots 1,7$ . Полученное значение не превышает рекомендуемые.

### 3. Геометрические параметры жесткого колеса

3.1. Исходными данными для расчета жесткого колеса являются: модуль передачи  $m = 0,8$ ; число зубьев  $z_b = 208$ ; для изготовления зубьев колеса используется долбяк с полной высотой зубьев; высоту зуба принимают уменьшенной на величину модуля. Принимаем долбяк  $d_0 = 64$  мм;  $z_0 = 80$ ;  $d_{a0} = 66,64$  мм;  $h_{a0} = 1,35$ ;  $x_0 = 0,3$ .

3.2. Определяем коэффициент смещения жесткого колеса

$$x_g = x_g - (m - \omega_0) / m = -0,15 - \frac{0,8 - 0,96}{0,8} = 0,05.$$



3.3. Определяем станочный угол зацепления

$$\operatorname{inv} \alpha_{w0} = \frac{2(x - x_0)}{z_g - z_0} \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{inv} \alpha = \frac{2(0,05 - 0,3)}{208 - 80} \operatorname{tg} 20^\circ + \operatorname{inv} 20^\circ = 0,01348;$$

$$\alpha_{w0} = 19^\circ 21' (19,3558^\circ).$$

3.4. Определяем станочное межосевое расстояние

$$a_{w0} = \frac{m(z_g - z_0)}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{w0}} = \frac{0,8 \cdot (208 - 80)}{2} \cdot \frac{\cos 20^\circ}{\cos 19^\circ 21'} = 50,992 \text{ мм.}$$

3.5. Определяем диаметр впадин зубьев жесткого колеса

$$d_{f_0} = 2 \left( \frac{d_{a0}}{2} + a_{w0} \right) = 2 \left( \frac{66,64}{2} + 50,992 \right) = 168,62 \text{ мм.}$$

3.6. Определяем диаметр вершин зубьев жесткого колеса

$$d_{ab} = d_{ag} + 2w_0 - 2m = 166,16 + 2 \cdot 0,96 - 2 \cdot 0,8 = 166,48 \text{ мм.}$$

#### 4. Проверка правильности зацепления по переходным поверхностям (отсутствие интерференции)

4.1. Отсутствие интерференции для гибкого колеса.

Принимаем коэффициент радиуса скругления перехода ножки зуба в тело колеса равным  $\rho_0 = 0,2$ , тогда

$$\operatorname{tg} \alpha_l = \operatorname{tg} \alpha - 4 \frac{h_{a0}^* - \rho_0 - x_g}{z_g \cdot \sin 2\alpha} = \operatorname{tg} 20^\circ - 4 \frac{0,35 - 0,2 - (-0,15)}{206 \cdot \sin 40^\circ} =$$

$$= 0,3549 \text{ или } \alpha_l = 19,54^\circ = 19^\circ 32'.$$

$$d_{lg} = m \cdot z_g \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_l} = 0,8 \cdot 206 \cdot \frac{\cos 20^\circ}{\cos 19,54^\circ} = 164,32 \text{ мм;}$$

условие выполняется, если  $d_{ab} \geq d_{lg} + 2w_0 = 164,32 + 2 \cdot 0,96 = 166,24$ , так как  $166,48 > 166,24$ , то интерференция отсутствует.

4.2. Отсутствие интерференции для жесткого колеса определяется условием:

$$d_{ag} \leq d_{lb} - 2 \cdot w_0;$$

$$\cos \alpha_{a0} = \frac{mz_0}{d_{a0}} \cos \alpha = \frac{0,8 \cdot 80}{66,64} \cos 20^\circ = 0,9025;$$

$$\alpha_{a0} = 25,516^\circ = 25^\circ 31';$$

$$\operatorname{tg} \alpha_l = \operatorname{tg} \alpha_{w0} + \frac{z_0}{z_b} (\operatorname{tg} \alpha_{a0} - \operatorname{tg} \alpha_{w0}) =$$

$$= \operatorname{tg} 19,35^\circ + \frac{80}{208} \times (\operatorname{tg} 25,516 - \operatorname{tg} 19,35^\circ) = 0,3997;$$

$$\alpha_l = 21,786^\circ;$$



$$d_{lb} = mz_b \cdot \frac{\cos \alpha_o}{\cos \alpha_l} = 0,8 \cdot 208 \cdot \frac{\cos 20^\circ}{\cos 21,786^\circ} = 168,392 \text{ мм};$$

$d_{ag} = 166,16 \leq d_{lb} - 2w_0 = 168,392 - 2 \cdot 0,96 = 166,471$  – условие выполняется.

### 5. Проверка прочности зубьев зацепления

Зацепление отработает заданный срок службы, если будет соблюдено условие:  $\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}]$ .

$$\sigma_{см} = \frac{10^4 \cdot T_g \cdot K}{\psi_{bd} \cdot d_g^3} = \frac{10^4 \cdot 800 \cdot 1,0}{0,16 \cdot 164,8^3} = 11,2 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{см}] = 16 \cdot K_u \cdot K_n \cdot K_d = 16 \cdot \frac{u-20}{u} \cdot \sqrt[3]{\frac{1000}{n}} \cdot 1 =$$

$$= 16 \cdot \frac{103-20}{103} \cdot \sqrt[3]{\frac{1000}{1450}} \cdot 1 = 11,4 \text{ МПа};$$

$\sigma_{см} = 11,2 \leq [\sigma_{см}] = 11,4 \text{ МПа}$  – условие прочности соблюдается.

# ГЛАВА 11 ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

## 11.1. Общие сведения

**Фрикционными передачами** называют механизмы для передачи движения от ведущего звена к ведомому за счет сил трения.

В инженерной практике обычно под фрикционными понимают передачи трением с непосредственным контактом между ведущим и ведомым звеньями в отличие от других передач, например, ременных, использующих промежуточную гибкую связь – ремень.

Фрикционная передача в простейшем виде состоит из ведущего и ведомого звеньев (катков, роликов, дисков), передающих движение от одного звена к другому за счет сил трения, возникающих в зоне контакта звеньев благодаря прижатию их друг к другу (рис. 11.1, а, б).

Фрикционные передачи могут быть применены для передачи вращательного движения между параллельными или пересекающимися валами (рис. 11.2, а, б), а также для преобразования вращательного движения в поступательное (рис. 11.2, в, г) и наоборот.

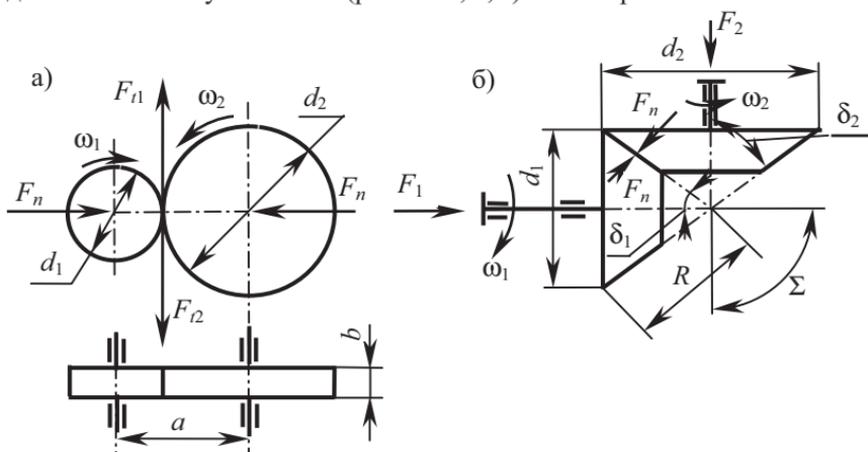


Рис. 11.1. Схемы фрикционных передач:  
а – цилиндрическая; б – коническая

Фрикционные передачи с преобразованием вращательного движения в поступательное очень широко используются в технике. Так, во всех наземных транспортных средствах используется этот принцип (ведущие колеса тепловоза или электровоза и стальные рельсы на железнодорожном транспорте, ведущие колеса автомобиля и полотно дороги в автомобильном транспорте). В металлургической промышлен-

ленности принцип фрикционной передачи (прокатные станы) является основой технологического процесса. В легкой промышленности и приборостроении этот принцип используется также широко (магнитофоны и проигрыватели, различные приборы).

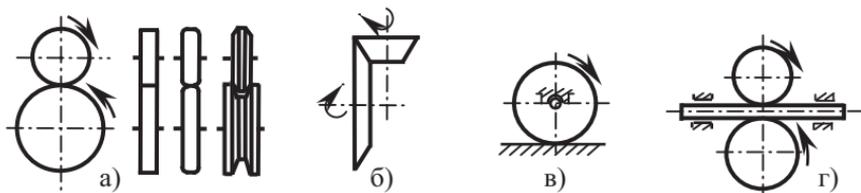


Рис. 11.2. Схемы фрикционных передач с постоянными передаточными отношениями: а, б – между вращающимися валами; в, г – преобразующие вращательное движение в поступательное

На рис. 11.3, 11.4. показано применение фрикционной передачи в приборе для контроля отклонения от эвольвенты у зубчатых колес (эвольвентомер).

В курсе «Детали машин» обычно рассматривают только фрикционные передачи для передачи вращения между валами, а остальные виды в специальных курсах. Так, например, в курсе «Теория автомобиля и трактора» подробно изучается взаимодействие ведущего колеса с полотном дороги. Аналогично поступают и в других курсах.

**Основные достоинства фрикционных передач:** простота конструкции, плавность движения и бесшумность, удобство регулирования частоты вращения ведомого звена.

**Недостатки фрикционных передач:** большие нагрузки на опоры и возможность проскальзывания катков.

Область применения фрикционных передач:  $P \leq 20$  кВт,  $v \leq 50$  м/с.

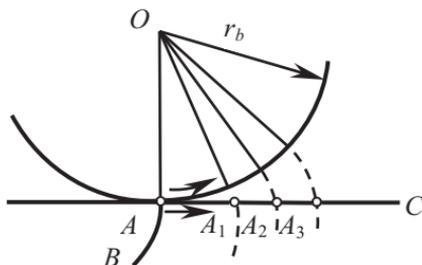


Рис. 11.3. Образование эвольвенты при измерении боковой поверхности на эвольвентомерах

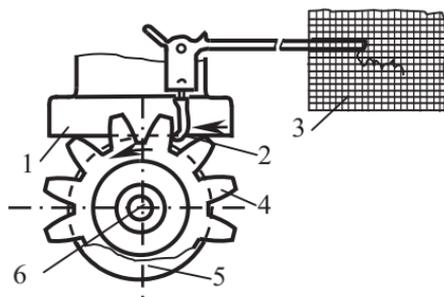


Рис. 11.4. Принципиальная схема работы эвольвентомеров со сменными дисками обката [81]:

1 – линейка; 2 – измерительный наконечник; 3 – регистрирующая лента; 4 – проверяемое зубчатое колесо; 5 – диск; 6 – ось

## 11.2. Кинематика фрикционной передачи

Во фрикционной передаче окружная скорость ведомого катка меньше скорости ведущего за счет их проскальзывания. Влияние проскальзывания катков учитывают посредством коэффициента скольжения  $\epsilon \approx 0,01 \dots 0,05$ .

Во фрикционной передаче с цилиндрическими катками (рис. 11.1, а) передаточное отношение выражается зависимостью:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\epsilon)}, \quad (11.1)$$

где  $n_1$  – частота вращения ведущего катка,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $n_2$  – частота вращения ведомого катка,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $d_1$  – диаметр ведущего катка, мм;  $d_2$  – диаметр ведомого катка, мм;  $\epsilon$  – коэффициент скольжения.

Потери мощности во фрикционной передаче связаны с проскальзыванием катков, трением качения между катками, трением в подшипниках. Обычно коэффициент полезного действия фрикционных передач составляет  $0,9 \dots 0,95$ .

## 11.3. Статика фрикционной передачи

Работоспособность фрикционной передачи основана на использовании сил трения в зоне контакта катков, возникающих за счет сил прижатия катков  $F_n$  (рис. 11.1, а), при этом должно выполняться условие

$$F_t \leq F_{\text{тр}}, \quad (11.2)$$

где  $F_t$  – окружное усилие, Н;  $F_{\text{тр}}$  – сила трения между катками, Н ( $F_{\text{тр}} = F_n \cdot f$ ).

Если условие (11.2) не будет выполняться, то наступит буксование, а передача потеряет работоспособность.

Для уменьшения проскальзывания создают запас сцепления, который принимают

$$K_c = \frac{F_{\text{тр}}}{F_l} > 1. \quad (11.3)$$

В силовых передачах принимают  $K_c = 1,25 \dots 1,5$ , в приборах  $K_c = 3$ .

Сила нажатия катков определяется по формуле

$$F_n = \frac{K_c \cdot F_l}{f}. \quad (11.4)$$

В зависимости от величины коэффициента трения сила нажатия катков может превышать передаваемую окружную силу в 10...25 и более раз.

Сила нажатия в конической передаче определяется по формуле:

$$F_n = \frac{K_c \cdot F_l}{f} \cdot \sin \delta_1, \quad (11.5)$$

где  $\delta_1$  – угол наклона образующей конуса к оси ведущего катка.

Существует несколько способов нажатия катков:

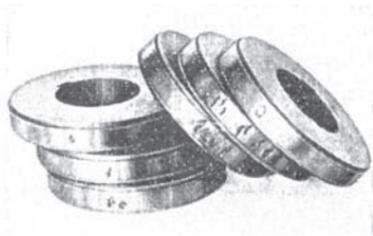
- с помощью специальных пружин;
- центробежными силами;
- автоматический за счет действия передаваемой нагрузки.

## 11.4. Критерии работоспособности

Практика эксплуатации силовых фрикционных передач показала, что разрушение рабочих поверхностей металлических катков, работающих в масле, происходит из-за усталостного выкрашивания. Экспериментально установлено, что долговечность рабочих поверхностей катков, определяемая числом циклов нагружений, пропорциональна напряжениям в зоне контакта тел качения. Выявление такой закономерности осуществляют на специальных испытательных стендах, например, на роликовых испытательных машинах [120] (рис. 11.5).

При работе фрикционной передачи без смазывания происходит изнашивание катков пропорционально напряжениям в зоне контакта и коэффициенту трения.

Если возникает перегрузка передачи, следствием которой является буксование, то происходит задира рабочей поверхности. Поэтому фрикционную передачу не рекомендуют использовать в качестве предохранительного элемента привода.



*Рис. 11.5. Ролики с выкрошившейся после испытания рабочей поверхностью [120]*

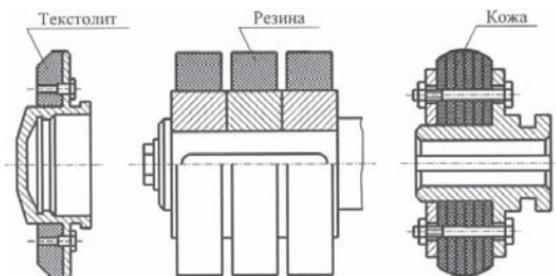
Основными критериями работоспособности фрикционной передачи являются контактная прочность и износостойкость.

### 11.5. Материалы фрикционных пар

Материалы фрикционных пар должны обладать рядом весьма противоречивых качеств: высокими коэффициентами трения и модулем упругости, поверхностной прочностью и износостойкостью, хорошей теплопроводностью.

Для катков при работе в масле часто используют стали ШХ15, 18ХГТ, 18Х2Н2ВА, 65Г и другие с термообработкой рабочих поверхностей до твердости не менее 60 HRC. Это позволяет получить минимальные габариты передачи и высокий коэффициент полезного действия.

Для фрикционных пар, работающих всухую, применяют: чугун по чугуну или по стали. Используют также фрикционные пары из текстолита, резины, кожи, пластмассы по стали (рис. 11.6).



*Рис. 11.6. Конструкция фрикционных катков [45]*

Фрикционные пары сталь-текстолит; сталь-резина; сталь-кожа; сталь-пластмасса имеют более высокий коэффициент трения; работа-

ют с меньшими силами нажатия; менее требовательны к точности изготовления; имеют меньший шум при работе, но КПД их ниже, а габариты больше, чем у стальных катков.

Расчетные коэффициенты трения, наиболее часто применяемые во фрикционных парах, приведены в табл. 11.1.

Таблица 11.1

### Коэффициенты трения фрикционных пар

Материал пар	Условия работы	Коэффициент трения
Закаленная сталь по закаленной стали	В масле	0,04...0,05
То же	Всухую	0,15...0,2
Сталь по текстолиту или фибре	Всухую	0,2...0,3

### 11.6. Основы расчета фрикционной передачи

Основным расчетом фрикционной передачи является расчет на контактную выносливость поверхностей катков по условию:

$$\sigma_n \leq [\sigma_n], \quad (11.6)$$

где  $\sigma_n$  – максимальное напряжение в зоне контакта, МПа;  $[\sigma_n]$  – допускаемое контактное напряжение, МПа.

При начальном касании катков по линии используют известную формулу Герца о контакте двух цилиндров [59, 60] и при  $\mu = 0,3$ :

$$\sigma_n = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{q \cdot E_{\text{пр}}}{\rho_{\text{пр}}}}, \quad (11.7)$$

где  $q = \frac{F_n}{b}$  – распределенная нагрузка в зоне контакта ( $F_n$  – сила нажатия катков,  $b$  – длина зоны контакта);  $E_{\text{пр}}$  – приведенный модуль упругости ( $E_{\text{пр}} = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$ ;  $E_1$  и  $E_2$  – модули упругости ведущего (1) и ведомого (2) катков; при одинаковом материале катков  $E_1 = E_2 = E_{\text{пр}}$ );  $\rho_{\text{пр}}$  – приведенный радиус кривизны.

Значение приведенного радиуса кривизны катков для цилиндрической фрикционной передачи определяют по формуле [45]:

$$\rho_{\text{пр}} = \frac{d_1 \cdot d_2}{2(d_1 + d_2)} = \frac{0,5 \cdot d_1 \cdot u}{u + 1}. \quad (11.8)$$

Для конической фрикционной передачи используют зависимость [45]:



$$\rho_{\text{пр}} = \frac{d_1 \cdot d_2}{2(d_1 \cos \delta_2 + d_2 \cos \delta_1)} \approx \frac{0,5 \cdot d_1 \cdot u}{\sqrt{u^2 + 1}}. \quad (11.9)$$

При проектном расчете задаются материалами катков, шириной катков по опыту проектирования  $\left(\psi_{bd_1} = \frac{b}{d_1}\right)$  и, преобразуя формулу (11.7), определяют диаметр  $d_1$  ведущего катка.

Для цилиндрической фрикционной передачи [45, 51]:

$$d_1 \approx 0,9 \cdot \sqrt[3]{\frac{u+1}{u} \cdot \frac{K_1 \cdot K_c \cdot E_{\text{пр}} \cdot T_1 \cdot 10^3}{f \cdot \psi_{bd_1} \cdot [\sigma_{\text{н}}]^2}}, \quad (11.10)$$

где  $u$  – передаточное число;  $K_1 = 1 \dots 1,3$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактной площадки;  $K_c = 1,25 \dots 1,5$  – коэффициент запаса сцепления;  $E_{\text{пр}}$  – приведенный модуль упругости, МПа;  $T_1$  – вращающий момент на ведущем катке, Н·м;  $f$  – коэффициент трения фрикционной пары;  $\psi_{bd_1}$  – коэффициент ширины катков ( $\psi_{bd_1} = 0,8 \dots 1,2$  для точных закрытых передач;  $\psi_{bd_1} = 0,2 \dots 0,6$  – для открытых передач);  $[\sigma_{\text{н}}]$  – допускаемое контактное напряжение, МПа.

Допускаемое контактное напряжение рекомендуют [60] принимать в зависимости от твердости по Бринеллю поверхностей фрикционных пар:

– металлическая пара при работе в масле

$$[\sigma_{\text{н}}] = (2,5 \dots 3) \cdot HB, \text{ МПа}; \quad (11.11)$$

– металлическая пара при работе всухую

$$[\sigma_{\text{н}}] = (1,2 \dots 1,5) \cdot HB, \text{ МПа}. \quad (11.12)$$

Катки из текстолита при работе без смазки:  $[\sigma_{\text{н}}] = (80 \dots 100)$ , МПа; чугунные катки:  $[\sigma_{\text{н}}] \leq 1,5 \sigma_{\text{вн}}$ , МПа, где  $\sigma_{\text{вн}}$  – предел прочности чугуна при изгибе, МПа.

Аналогично может быть получена зависимость для определения среднего диаметра  $d_{m1}$  ведущего катка конической фрикционной передачи [45]:

$$d_{m1} = 0,9 \cdot \sqrt[3]{\frac{\sqrt{u_2 + 1}}{u} \cdot \frac{K_1 \cdot K_c \cdot E_{\text{пр}} \cdot T_1 \cdot 10^3}{f \cdot \psi_{bd_1} [\sigma_{\text{н}}]^2}} \quad (11.13)$$

После нахождения диаметра ведущего катка определяют длину контактной линии по формуле

$$b = \psi_{bd_1} \cdot d_1 \quad (11.14)$$



Диаметр ведомого катка при отсутствии скольжения находят по зависимости

$$d_2 = d_1 \cdot u. \quad (11.15)$$

Проверочный расчет фрикционной передачи выполняют по формуле (11.7), преобразуя ее к виду

$$\sigma_H = \frac{0,418}{a} \cdot \sqrt{\frac{K_1 \cdot K_c \cdot T_1 \cdot 10^3 \cdot (u+1)^3 \cdot E_{np}}{b \cdot f \cdot u}}, \quad (11.16)$$

где  $a$  – межосевое расстояние передачи  $a = (d_1 + d_2)/2$ .

### 11.7. Краткие сведения о фрикционных вариаторах

Во фрикционной передаче можно получить регулируемое передаточное отношение. Такие передачи называют **вариаторами**.

Простейшим фрикционным вариатором является лобовой вариатор (рис. 11.7). При перемещении ведущего катка по валу в осевом направлении передаточное отношение будет плавно изменяться по мере изменения радиуса  $R$ . Основной характеристикой вариатора является диапазон регулирования

$D = \frac{R_{\max}}{R_{\min}} = \frac{\omega_{\max}}{\omega_{\min}}$ . Обычно  $D \leq 3$ .

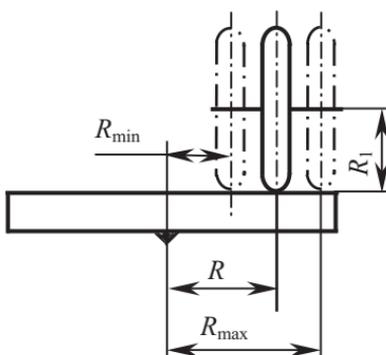


Рис. 11.7. Схема лобового вариатора

Разработано значительное количество фрикционных вариаторов, схемы которых приведены в [80].

Расчет вариаторов представляет отдельное направление и рассматривается в специальной литературе [99].

### Пример.

Рассчитать открытую цилиндрическую фрикционную передачу с гладкими стальными катками (рис. 11.8). Исходные данные: мощность, передаваемая ведущим катком  $P_1 = 3$  кВт; частота вращения ведущего катка  $n_1 = 750$  мин<sup>-1</sup>; передаточное отношение  $u = 3$ . Коэффициент скольжения  $\varepsilon = 0,01$ .

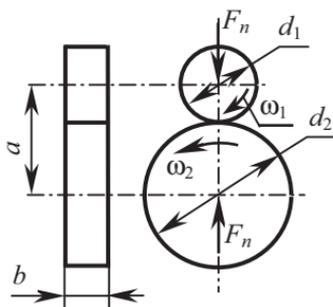


Рис. 11.8 Схема открытой цилиндрической фрикционной передачи

### Решение.

1. Принимаем в качестве материала катков сталь ШХ15 с термообработкой, обеспечивающей твердость рабочих поверхностей (62...65) HRC<sub>3</sub>.

2. Модуль упругости материала катков принимаем  $E_1 = E_2 = 2,15 \cdot 10^5$  МПа.

3. Принимаем значения коэффициентов:

– коэффициент трения между поверхностями контакта катков без смазки (всухую)  $f = 0,15$  (табл. 11.1);

– коэффициент запаса сцепления  $K_c = 1,5$ ;

– коэффициент ширины обода катка  $\psi_{bd_1} = 0,6$ ;

– коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий  $K_1 = 1$ .

4. Допускаемое контактное напряжение при поверхностной твердости катков  $H = 62$  HRC<sub>3</sub>  $\approx 620$  HB и работе всухую находим по формуле (11.12):

$$[\sigma_n] = 1,2 \cdot HB = 1,2 \cdot 620 = 744 \text{ МПа.}$$

5. Определяем вращающий момент на валу ведущего катка

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{3}{750} = 38,2 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

6. Диаметр ведущего катка находим по формуле (11.10):

$$d_1 = 0,9 \cdot \sqrt[3]{\frac{u+1}{u} \cdot \frac{K_1 \cdot K_c \cdot E_{\text{пр}} \cdot T_1 \cdot 10^3}{f \cdot \Psi_{bd1} [\sigma_n]^2}} =$$
$$= 0,9 \cdot \sqrt[3]{\frac{3+1}{3} \cdot \frac{1 \cdot 1,5 \cdot 2,15 \cdot 10^5 \cdot 38,2 \cdot 10^3}{0,15 \cdot 0,6 \cdot 744^2}} = 62,18 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_1 = 63$  мм по ГОСТ 6636-69.

7. Диаметр ведомого катка

$$d_2 = d_1 \cdot u = 63 \cdot 3 = 189 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_2 = 190$  мм по ГОСТ 6636-69.

8. Фактическое передаточное отношение без учета скольжения

$$u_{\text{ф}} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{190}{63} = 3,016.$$

9. Передаточное отношение с учетом скольжения

$$u' = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)} = \frac{190}{63 \cdot (1 - 0,01)} = 3,05.$$

10. Отклонение от заданного передаточного отношения

$$\Delta u = \frac{u - u'}{u} = \frac{3 - 3,05}{3} = -0,016 \text{ или } -1,6 \%, \text{ что допустимо.}$$

11. Рабочая ширина обода ведомого катка

$$b_2 = d_1 \cdot \Psi_{bd1} = 63 \cdot 0,6 = 37,8 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b_2 = 38$  мм по ГОСТ 6636-69.

12. Рабочую ширину обода ведущего катка обычно принимают конструктивно больше на величину  $\Delta = 4 \dots 5$  мм

$$b_1 = b_2 + \Delta = 38 + 4 = 42 \text{ мм.}$$

13. Окружная сила на ведущем катке

$$F_{r1} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2 \cdot 38,2 \cdot 10^3}{63} = 1213, \text{ Н.}$$

14. Необходимая сила нажатия катков

$$F_n = \frac{K_c \cdot F_{r1}}{f} = \frac{1,5 \cdot 1213}{0,15} = 12130, \text{ Н.}$$

Сравнивая результаты пп. 13 14, можно убедиться, что необходимое усилие нажатия катков в 10 раз превосходит окружное усилие.

15. Окружная скорость

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 63 \cdot 750}{60 \cdot 1000} = 2,47 \text{ м/с.}$$

16. Проверка по контактным напряжениям по формуле (11.16) при межосевом расстоянии  $a = (d_1 + d_2)/2 = (63 + 190)/2 = 126,5$  мм:



$$\sigma_{\text{н}} = \frac{0,418}{a} \cdot \sqrt{\frac{K_1 \cdot K_c \cdot T_1 \cdot 10^3 \cdot (u+1)^3 \cdot E_{\text{пр}}}{b \cdot f \cdot u}} =$$

$$= \frac{0,418}{126,5} \cdot \sqrt{\frac{1 \cdot 1,5 \cdot 38,2 \cdot 10^3 (3+1)^3 \cdot 2,15 \cdot 10^5}{38 \cdot 0,15 \cdot 3}} = 709,5 \text{ МПа.}$$

17. Условие контактной прочности выполняется, т. к.  $\sigma_{\text{н}} = 709,5 < [\sigma_{\text{н}}] = 744 \text{ МПа}$ .

### Вопросы для самоконтроля

1. Что представляет собой фрикционная передача?
2. Каковы разновидности фрикционных передач?
3. Каковы преимущества фрикционных передач?
4. Каковы недостатки фрикционных передач?
5. Каковы критерии работоспособности фрикционных передач?
6. Как производят расчет фрикционных передач?
7. Что представляет собой вариатор?

## ГЛАВА 12

### РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

#### 12.1. Общие сведения

Ременная передача относится к передачам трением с гибкой связью. В зависимости от сечения, применяемого в передаче ремня, различают: плоскоремennую (рис. 12.1 а), клиноремennую (рис. 12.1, б), круглоремennую (рис. 12.1, в), поликлиновую (рис. 12.1, г) и вариаторную широким клиновым ремнем. Простейшая передача (рис. 12.1, д) состоит из ведущего и ведомого шкивов, огибаемых ремнем с натяжением и передающего нагрузку силами трения. В передаче необходимо предусматривать натяжное устройство, в ней возможен привод к нескольким ведомым шкивам.

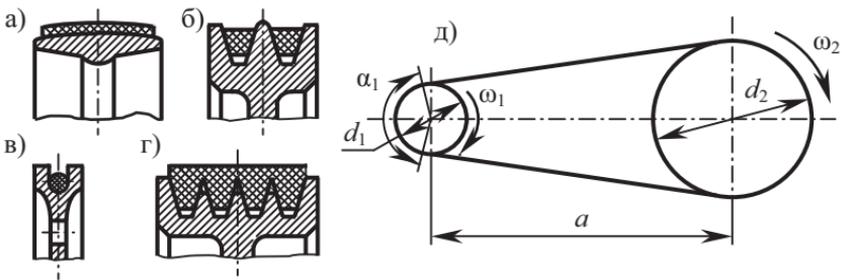


Рис. 12.1. Сечения ремней и схема ременной передачи

В сравнении с зубчатой передачей ременная обладает лучшими амортизирующими свойствами, большей плавностью хода, бесшумностью работы, может служить предохранительным звеном в приводе при перегрузках, обладает возможностью передачи движения на большое расстояние (до 15 м) и меньшей стоимостью. В сравнении с цепной передачей не требует смазки, имеет меньшую материалоемкость и дешевле. Однако ременная передача при равноценной передаваемой нагрузке имеет большие габариты (в несколько раз выше, чем у зубчатых), ограниченную долговечность ремня (особенно в быстроходных передачах); повышенные нагрузки на валы и подшипники от натяжения ремня; непостоянство передаточного отношения из-за неизбежного скольжения ремня. Передачу необходимо предохранять от попадания масел и технологических жидкостей.

Ременные передачи применяют для передачи движения от электродвигателя, когда по конструктивным соображениям межосевое расстояние  $a$  (рис. 12.1, д) должно быть достаточно большим, а передаточное число – не строго постоянным (приводы станков, агрегатов двигателей внутреннего сгорания, машин сельскохозяйственного назначения, транспортеров, дорожных и строительных машин и т. п.).

Мощность, передаваемая ременной передачей, обычно не превышает 50 кВт; в редких случаях достигает нескольких тысяч кВт.

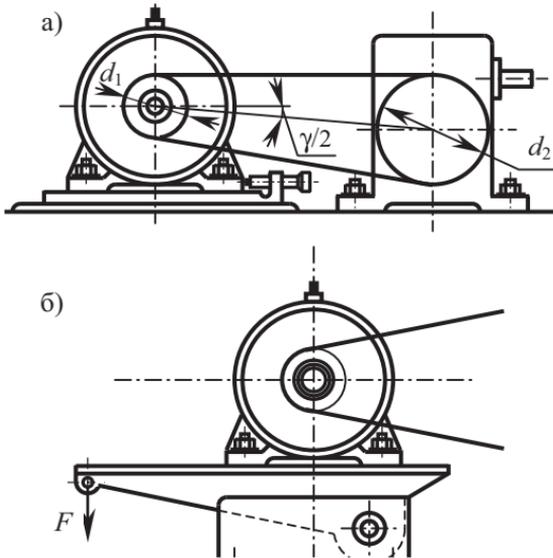


Рис.12.2. Способы натяжения ремней

Скорость ремня в передачах находится в пределах (5...40) м/с. Синтетические тканые ремни толщиной 0,7 мм в плоскоременной передаче могут работать при скоростях до 100 м/с. В процессе эксплуатации ременной передачи ремень вытягивается, сила трения между ремнем и шкивом снижается, по этому обязательным условием работы ременной передачи является натяжение ремня, которое выполняется одним из способов: перемещением одного из шкивов передачи (рис. 12.2, а, б) или натяжным роликом,

позволяющим периодически или автоматически поддерживать требуемое натяжение ремня.

## 12.2. Геометрические зависимости

За расчетный диаметр плоскоременной передачи принимают диаметр наружной поверхности шкива, для клиноременной и круглоременной – диаметр окружности по нейтральной линии ремня. Диаметр ведущего шкива передачи (рис. 12.2, а; 12.3) принято обозначать  $d_1$ , ведомого  $d_2$ ; основными геометрическими параметрами ременной передачи являются межосевое расстояние  $a$ , длина ремня  $L$ , угол обхвата на малом шкиве  $\alpha_1$ , угол между ветвями ремня  $\gamma$ .

Из треугольника  $O_1O_2B$  (рис. 12.3) имеем:  $\sin(\gamma/2) = \Delta/a$ , где  $\Delta = (d_2 - d_1)/2$ .

Ввиду малости угла  $\gamma$  с малой погрешностью можно принять  $\sin(\gamma/2) \approx \gamma/2 = (\Delta/a)$  в радианах. Таким образом,  $\gamma = (2\Delta/a)$  радиан, а угол обхвата на диаметре  $d_1$  составит

$$\alpha_1 = \pi - \gamma = 180^\circ - (2\Delta/a) \cdot 57,296^\circ \approx 180^\circ - (2\Delta/a) \cdot 57,3^\circ.$$

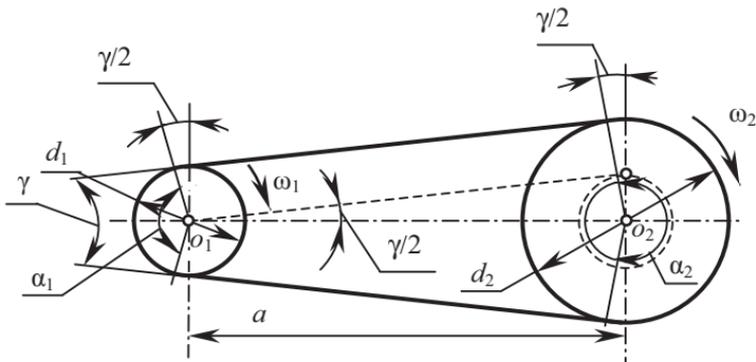


Рис. 12.3. Схема к расчету геометрических параметров передачи

Выпускаемые промышленностью бесконечные (без шивки) ремни имеют стандартные длины  $L$ . При проектировании передачи требуется взаимное согласование предельной длины ремня с другими ее геометрическими параметрами. Теоретическую длину ремня вычисляют как сумму длин дуг на углах  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  обхвата шкивов и прямолинейных участков:

$$L = 2 \cdot a \cdot \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{\pi \cdot (d_2 + d_1)}{2} + \gamma \cdot \frac{(d_2 - d_1)^2}{2} \approx 2 \cdot a + \pi \cdot d_{cp} + \frac{\Delta^2}{a}, \quad (12.1)$$

где  $d_{cp} = \frac{d_1 + d_2}{2}$ ;  $\cos \frac{\gamma}{2} \approx 1 - 0,5 \cdot (0,5 \cdot \gamma)^2$  (разложение в ряд Маклорена с учетом первых двух его членов).

Из формулы (12.1) для принятой длины ремня  $L$  можно определить величину межосевого расстояния:

$$a = 0,25 \cdot \left( L - \pi \cdot d_{cp} + \sqrt{(L - \pi d_{cp})^2 - 8\Delta^2} \right). \quad (12.2)$$

В плоскоремненной передаче рекомендуется назначать межосевое расстояние таким, чтобы угол обхвата на малом шкиве  $\alpha_1 > 150^\circ$ . Клиноременная передача работает даже при угле  $\alpha_1 = 90^\circ$ , увеличивая надежность работы передачи, рекомендуют принимать для нее  $\alpha_1 > 120^\circ$ .

В передачах с автоматическим натяжением ремня межосевое расстояние ограничивается конструкцией привода. Для увеличения долговечности ремня основные параметры передачи рекомендуется принимать с учетом ограничений (табл. 12.1) [21, 80,103].

Таблица 12.1

**Рекомендуемые геометрические и кинематические параметры ременных передач**

Вид передачи	Рекомендуемые параметры				
	$\alpha_1$ не менее	$a$		$u$ , не более	$v$ , м/с, не более
		$a_{\max}$ не более	$a_{\min}$ не менее		
Плоскоремennая обыкновенная*	150°	$2,5(d_1 + d_2)$	$d_1 + d_2$	5...8	20...30
Клиноремennая	120°	$2(d_1 + d_2)$	$0,55(d_1 + d_2) + h$	7...10	30...40

*Примечание.* \* 1. Различают: «обыкновенные плоскоремennые передачи» ( $V \leq 30$  м/с) и «быстроходные»  $V > 30$  м/с. 2.  $h$  – высота сечения ремня.

### 12.3. Кинематика ременной передачи

Движение в ременной передаче осуществляется в результате взаимодействия шкивов и ремня, надетого на них с натяжением. Ведущий шкив на дуге обхвата  $\alpha_1$  за счет сил трения увлекает за собой ремень, который на дуге обхвата  $\alpha_2$  приводит в движение ведомый шкив, преодолевая момент сопротивления в приводе. Ремень обладает массой и упругостью. При работе передачи под нагрузкой (рис. 12.4) натяжение ведущей  $F_1$  и ведомой  $F_2$  ветвей ремня будет различным (далее это рассмотрено подробнее). При обегании ремнем ведущего шкива натяжение его падает, а на ведомом – возрастает. Поэтому на ведущем шкиве ремень укорачивается и проскальзывает относительно шкива, а на ведомом напротив – удлиняется, опережая поверхность шкива.

Исследованиями\*\* было установлено, что эти явления наблюдаются не на всей дуге обхвата, а только на ее части ( $\alpha_{c1}$  и  $\alpha_{c2}$ ), называемой дугой упругого скольжения. На другой части дуги обхвата, распо-

\*\* Первое исследование упругого скольжения ременной передачи принадлежит Н. Е. Жуковскому. Оно было выполнено в 1893 г. на оригинальном приборе, созданном для этих целей.



женной со стороны набегающего обоих шкивов, ремень и шкив находятся в состоянии постоянного сцепления, и при работе без перегрузок скольжение здесь отсутствует.

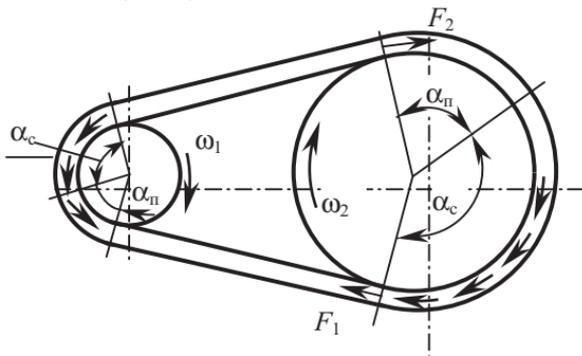


Рис. 12.4. К определению скольжения в ременной передаче

Поэтому окружная скорость каждого шкива равна скорости набегающей ветви ремня

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000}; \quad v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 1000}, \quad (12.3)$$

где  $v_1$  и  $v_2$  соответственно скорости ведущей и ведомой ветвей ремня, м/с;  $d_1$  и  $d_2$  диаметры шкивов, мм;  $n_1$  и  $n_2$  соответственно частоты вращения шкивов,  $\text{мин}^{-1}$ .

При холостом ходе  $F_1 \approx F_2$ , поэтому на этом режиме упругое скольжение и дуга скольжения отсутствуют.

С ростом момента сопротивления (нагрузки) дуга скольжения увеличивается за счет снижения дуги покоя. Когда дуга скольжения сравняется с дугой обхвата (дуга покоя станет равной нулю), наступит буксование.

Исходя из условия постоянства массы ремня, проходящей через выделенное неподвижное относительно шкивов сечение ремня, получим  $\rho = \frac{\rho_0}{1 + \varepsilon}$ , где  $\rho$  – масса единицы длины ремня в нагруженном состоянии,  $\rho_0$  – масса единицы длины ремня без нагрузки,  $\varepsilon$  – относительное удлинение. Из этого условия можно записать:

$$v_1 / (1 + \varepsilon_1) = v_2 / (1 + \varepsilon_2),$$

из которого следует:

$$v_2 = v_1 - \varepsilon_1 \cdot v_2 + \varepsilon_2 \cdot v_1 \approx v_1 \cdot (1 - (\varepsilon_1 - \varepsilon_2)) = v_1 \cdot (1 - \varepsilon),$$

где  $\varepsilon_1$  и  $\varepsilon_2$  – соответственно относительное удлинение ведущей и ведомой ветвей ремня;  $\varepsilon = \varepsilon_1 - \varepsilon_2$ .

Таким образом, вследствие упругого скольжения скорость на ведомом шкиве будет меньше скорости на ведущем шкиве и составит

$$v_2 = (1 - \varepsilon) \cdot v_1. \quad (12.4)$$

Действительное передаточное число с учетом формул (12.3) и (12.4) находят по уравнению:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)}, \quad (12.5)$$

где  $\xi$  – коэффициент скольжения ремня;  $\xi = (v_1 - v_2)/v_1$ . В расчетах используют следующие значения коэффициента скольжения  $\xi$ : для плоских ремней 0,01; для клиновых кордтканевых 0,02; кордшнуровых 0,01 [103].

## 12.4. Силы в ременной передаче

Момент сопротивления в приводе создает окружную силу на ведомом шкиве:

$$F_{r2} = \frac{P_2}{v_2} \cdot 10^3 = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2}, \text{ Н} \quad (12.6)$$

где  $P_2$  – мощность на ведомом шкиве, кВт;  $v_2$  – окружная скорость, м/с;  $T_2$  – вращающий момент, Н·м;  $d_2$  – диаметр ведомого шкива, мм.

Потери энергии имеют место на всех участках передачи от ведущего до ведомого валов передачи. Расчет нагруженности передачи ведут по наибольшей окружной силе на ведомом шкиве. Мощность на ведущем валу привода составит  $P_2/\eta$ , где  $\eta$  – КПД ременной передачи.

Средние значения КПД для обычных передач с открытым плоским ремнем составляет  $\eta = 0,98$ ; для передач с натяжным роликом  $\eta = 0,95$ ; для передач с кордшнуровыми ремнями  $\eta = 0,92 \dots 0,96$ ; для передач с кордтканевыми ремнями  $\eta = 0,87 \dots 0,92$  [21]. Расчет ременной передачи на долговечность выполняют по окружной силе ведущего шкива

$$F_{r1} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_1}, \text{ Н}, \quad (12.7)$$

где  $T_1$  – вращающий момент на ведущем шкиве, Н·м;  $d_1$  – диаметр ведущего шкива, мм.

Потери мощности в ременной передаче относительно невелики, поэтому погрешность расчетов по формуле (12.7) не превышает (5...7%).

Передача движения от ремня к ведомому шкиву происходит за счет сил трения. Для организации процесса движения необходимо предва-



рительное натяжение ремня  $F_0$ . В состоянии покоя или холостого хода каждая ветвь ремня натянута этим усилием (рис. 12.5, а). После приложения рабочей нагрузки  $T_2$  происходит перераспределение натяжения в ветвях ремня: ведущая ветвь дополнительно нагружается до усилия  $F_1$ , а натяжение ведомой ветви уменьшается до  $F_2$  (рис. 12.5, б). Из условия равновесия шкива получают:

$$-T_1 + \frac{F_1 \cdot d_1}{2} - \frac{F_2 \cdot d_1}{2} = 0 \quad \text{или} \quad F_t = F_1 - F_2, \quad (12.8)$$

где  $F_t$  – окружная сила;  $F_1$  – натяжение ведущей ветви;  $F_2$  – натяжение ведомой ветви.

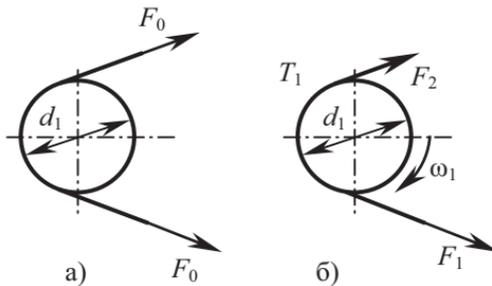


Рис. 12.5. Схема к определению усилий в ветвях ремня: а – при работе без нагрузки; б – при работе с нагрузкой

В рассматриваемый момент времени работы передачи длина ее ремня остается неизменной, поэтому удлинение ведущей ветви будет равно укорочению ведомой, а сумма натяжений будет постоянной, что выражается равенством Ж. Понселе:

$$F_1 + F_2 = 2F_0, \quad (12.9)$$

где  $F_0$  – сила предварительного натяжения, Н.

Экспериментальная проверка равенства Понселе показала, что сумма натяжений ветви ремня несколько больше удвоенного предварительного натяжения и с увеличением скорости ремня сумма возрастает (сказывается влияние центробежных сил). Решая совместно (12.8) и (12.9), получают:

$$F_1 = F_0 + 0,5 \cdot F_t \quad \text{и} \quad F_2 = F_0 - 0,5 \cdot F_t. \quad (12.10)$$

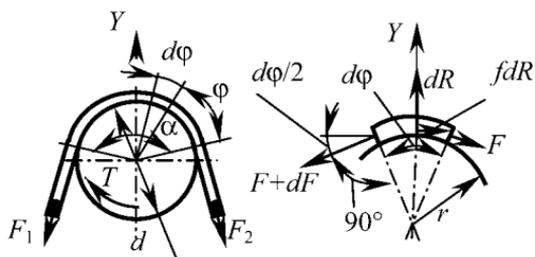
Связь между усилиями в ветвях ремня  $F_1$  и  $F_2$  находят по уравнению Эйлера. Формула Эйлера выведена для гибкой нерастяжимой и невесомой нити, скользящей по неподвижному цилиндру. Ремень как элемент передачи значительно отличается от такой нити: обладает упругой податливостью, массой, скольжение наблюдается не на всей ду-

ге обхвата, при движении вместе со шкивом на ремень действуют центробежные силы. Поэтому формула Эйлера дает для ременной передачи простую, хотя приближенную связь между натяжениями ветвей ремня.

Рассматривая равновесие выделенного на дуге обхвата элемента ремня, ограниченного дугой  $d\varphi$  (рис. 12.6), запишем:  $\Sigma m_0 = 0$ ;  $\Sigma Y = 0$ ; (сумма моментов сил относительно центра шкива и сумма проекций сил на ось  $Y$  равны нулю). Выполнив подстановку сил в полученные уравнения, запишем следующие зависимости:

$$Fr + dRrf - (F+dF) \cdot r = 0; \quad dR - F \sin(d\varphi/2) - (F + dF) \cdot \sin(d\varphi/2) = 0,$$

где  $r = 0,5d$ ;  $f$  – коэффициент трения между поверхностями ремня и шкива;  $R$  – нормальная реакция шкива от давления ремня. Решая совместно эти уравнения и принимая  $\sin(d\varphi/2) \approx d\varphi/2$ , получим:  $\frac{dF}{F} = f \cdot d\varphi$ .



12.6. Схема к определению взаимозависимости усилий в ремне

Интегрируя полученное дифференциальное уравнение и подставляя предельные значения для  $F$ , найдем:

$$F_1/F_2 = e^{f \cdot \alpha_c} = m, \quad (12.11)$$

где  $m = e^{f \cdot \alpha_c}$  ( $\alpha_c$  – часть дуги обхвата, на которой происходит скольжение; дуга скольжения  $\alpha_c = (0,5 \dots 0,7)$ ). Совместное решение уравнений (12.8), (12.9) и (12.11) приводит к следующим зависимостям:

$$F_1 = F_t \frac{m}{m-1}; \quad (12.12)$$

$$F_2 = F_t \frac{1}{m-1}; \quad (12.13)$$

$$F_0 = F_t \frac{m+1}{2(m-1)}. \quad (12.14)$$

Решая совместно (12.7) и (12.14), получим уравнение для анализа нагрузочной способности ременной передачи:

$$T_1 = 10^{-3} \cdot F_0 \cdot d_1 \cdot [(m-1)/(m+1)], \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (12.15)$$

где  $d_1$  – диаметр ведущего шкива, мм;  $F_0$  – усилие начального натяжения, Н.

Из (12.15) следует, что нагрузочная способность ременной передачи зависит от усилия предварительного натяжения ремня  $F_0$ , коэффициента трения  $f$ , и угла обхвата  $\alpha$  (точнее – от угла скольжения  $\alpha_c$ ). С ростом предварительного натяжения ремня нагрузочная способность ременной передачи растет, но увеличивается вытяжка ремня, снижается его долговечность. Это обстоятельство вынуждает совершенствовать конструкцию ремня и использовать более прочные материалы. Например, в конструкциях плоских ремней применяют в настоящее время капроновые ткани просвечивающегося переплетения, пропитанные полиамидом С-6. Такие ремни имеют высокие статические модули упругости при растяжении (1195...1370) МПа и удовлетворительные коэффициенты трения [21]. Исследованиями ременных передач установлено, что, независимо от скорости и диаметра ведущего шкива, тяговая способность ремней с увеличением  $P_0$  растет только до его определенного значения. Затем наступает снижение тяговой способности ремней. Это объясняется падением коэффициента трения с ростом давления на дуге обхвата шкива ремнем [21].

Коэффициент трения  $f$  между поверхностями контакта ремня и шкива – переменный параметр и зависит от многих факторов: упругой деформации ремня, температуры, угла обхвата и др. Диапазон его изменений для одного и того же ремня, работающего в различных условиях, велик и составляет от 0,18 до 0,55 и более. Средние, расчетные значения принимают 0,2...0,35. Многочисленные исследования ременных передач показали, что повышение нагрузочной способности за счет увеличения коэффициента трения большого эффекта не дает из-за роста потерь на трение и перегрева ремня [10]. Более эффективным оказывается применение клиновой формы ремня. Этот эффект можно установить из следующего.

На выделенный в произвольном сечении дуги скольжения элемент ремня вследствие его натяжения действует усилие  $dR$  (рис. 12.7). При этом сила трения в окружном направлении составит:  $dF_f = 2 \cdot f \cdot 0,5 \cdot dF_n = dF_n \cdot f$ . Из условия равновесия сил, действующих в направлении оси  $Y$ , имеем  $dF_n \cdot \sin(\alpha/2) = dR$ . Подставляя полученное выражение в предыдущую формулу, найдем

$$dF_f = dR \cdot f / \sin(\alpha/2) = dR \cdot f',$$

где  $f'$  – приведенный коэффициент трения,  $f' = f / \sin(\alpha/2)$ . Стандартные ремни имеют  $\alpha = 40^\circ$ , поэтому для таких ремней  $f' \approx 3f$ . Та-



ким образом, в клиноременной передаче силы трения между ремнем и шкивом в три раза выше, чем в передаче с плоским ремнем.

Повышение тяговой способности передач путем увеличения угла обхвата ремня достигается применением в них натяжных роликов.

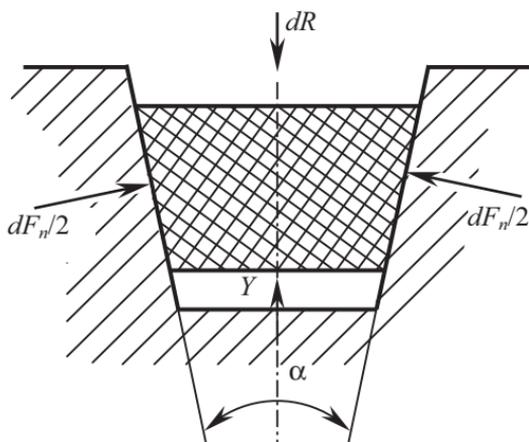


Рис. 12.7. К определению приведенного коэффициента трения для клинового ремня

При работе передачи в движущемся ремне помимо сил предварительного натяжения ( $F_0$ ), сил от передаваемого окружного усилия ( $F_t$ ) действуют еще центробежные силы. Наличие их в передаче связано с движением ремня по криволинейной траектории. Эти силы оказывают влияние на все элементы движущегося ремня. Для выявления закономерностей их влияния на работу передачи выделим на дуге обхвата элемент ремня длиной  $dl = 0,5 \cdot d \cdot d\phi$ , взаимодействующий со шкивом диаметром  $d$  (рис. 12.8). При движении ремня со скоростью  $v$  на каждый его элемент массой  $dm$ , расположенный в пределах угла обхвата, действуют элементарные центробежные силы  $dC$ , которые по законам механики выражаются зависимостью:  $dC = (dm) \cdot v^2 / (0,5 \cdot d)$ ; применительно к анализируемому случаю, выражая в этой формуле элементарную массу как  $dm = 0,5 \cdot d \cdot A \cdot \rho \cdot (d\phi)$ , получим:

$$dC = A \cdot \rho \cdot v^2 \cdot d\phi,$$

где  $A$  – площадь поперечного сечения ремня ( $A = b \cdot \delta$ );  $\rho$  – плотность материала ремня.

Из условия равновесия элемента ремня ( $\sum Y = 0$ ), принимая  $\sin(d\varphi/2) \approx d\varphi/2$ , найдем  $dC = 2 \cdot F_{ц} \cdot \sin(d\varphi/2) \approx F_{ц} \cdot d\varphi = A \cdot \rho \cdot v^2 \cdot d\varphi$ , откуда  $F_{ц} = A \cdot \rho \cdot v^2$ . Учитывая принятые размерности величин, входящих в полученную формулу, запишем:

$$F_{ц} = A \cdot \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6} = b \cdot g \cdot v^2 \cdot 10^{-3}, \quad (12.16)$$

где  $F_{ц}$  – усилия в ремне от действия центробежных сил, Н;  $\rho$  – плотность материала ремня,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $g$  – поверхностная плотность материала ремня,  $\text{кг}/\text{м}^2$ ;  $b$  – ширина плоского ремня, мм;  $v$  – скорость ремня, м/с.

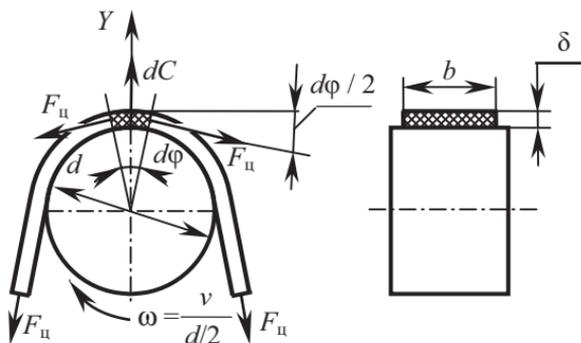


Рис. 12.8. Схема к определению усилий в ремне от действия центробежных сил

Из (12.16) следует, что натяжение ремня от действия центробежных сил не зависит от кривизны рассматриваемого элемента ремня. На него оказывают влияние плотность материала, площадь поперечного сечения и значительное влияние оказывает скорость ремня. Скоростные показатели ременных передач постоянно растут, так как это влияет на снижение массы и габаритов передачи при заданных силовых показателях. Поэтому в современных передачах с плоским ремнем применяют материалы с невысокой поверхностной плотностью материала тягового слоя  $g = (0,75...6,9) \text{ кг}/\text{м}^2$ ; толщина ремня в быстроходных передачах составляет от 0,5 мм до 4 мм. Например, в плоскоремненной передаче при скоростях выше 25 м/с применяют капроновый ремень толщиной 0,5 мм просвечивающего переплетения, масса 1 м которого составляет 0,07 кг [21]. Натяжение от действия центробежных сил дополнительно растягивает ремень и снижает прижатие ремня к шкиву силами предварительного

натяжения. Поэтому натяжение ремня на холостом ходу с учетом действия центробежных сил находят по формуле:

$$F_x = F_0 + \chi \cdot F_{ц}, \quad (12.17)$$

где  $\chi$  – коэффициент, учитывающий снижение сил прижатия ремня к шкиву, он зависит от жесткости ремня и деталей передачи; в расчетах принимается из условия  $0 \leq \chi \leq 1$ . Для передач с традиционными ремнями невысокой жесткости (статический модуль упругости (200...350) МПа) принимают в запас тяговой способности  $\chi = 0$ ; при автоматическом натяжении ремня  $\chi = 1$  [80]. Входящее  $F_0$  в уравнение (12.17) определяют в зависимости от конструктивных показателей передачи по уравнению (12.14). Натяжение ремня в простых передачах выполняют при неработающей передаче, «в покое». Поэтому величину натяжения в покое находят по формуле

$$F_0 = 0,5(F_1 + F_2) - \chi \cdot F_{ц}, \quad (12.18)$$

а проверяют по стреле прогиба ремня в соответствии с инструкцией по эксплуатации передачи.

При работе на вал передачи действует результирующая сила  $F_a$  (рис. 12.9), которую рассчитывают по уравнению:

$$F_a = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos \alpha_1} - 2 \cdot F_{ц} \cdot \sin(\alpha_1/2) \quad (12.19)$$

Из формулы (12.19) получают зависимость для приближенных расчетов:  $F_a \approx 2F_0 \cos(\gamma/2)$ .

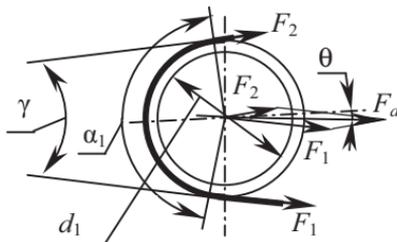


Рис. 12.9. Схема к расчету сил в передаче, действующих на вал

В передачах без регулирования натяжения ремня (в этих передачах требуется запас натяжения за счет дополнительного растяжения ремня) максимальные силы на вал рекомендуется увеличивать в 1,5 раза для плоскоремненной и в 1,3 раза для клиноремненной передачи. Поэтому усилия на вал рассчитывают с увеличением запаса прочности по формуле:  $F_a \approx 3F_0 \cos(\gamma/2)$  [80]. Из полученного следует, что усилия на

вал от ременной передачи примерно в два-три раза превышают усилия предварительного натяжения ремня и это является существенным недостатком этих передач.

Вектор силы  $F_a$  отклоняется от линии центров в сторону ведущей ветви на малом шкиве и в сторону ведомой ветви на большом шкиве на угол  $\theta$ , величина которого может быть найдена по следующей зависимости:  $\theta = \arctg[F_t \cos(\alpha_1/2)/F_a]$ .

## 12.5. Расчетные напряжения в ремне

В процессе передачи движения и нагрузки от ведущего шкива к ведомому ремень испытывает деформации растяжения и изгиба. Ремни имеют сложную конструкцию и неоднородны по сечению. Однако при расчетах полагают, что они имеют сплошное сечение и к материалу ремней применим закон Гука. Расчет выполняют по номинальным напряжениям, относя силы ко всей площади поперечного сечения. Напряжения от передаваемой окружной силы принято называть «полезными». Полезные напряжения с учетом (12.7) определяют по формуле:

$$\sigma_t = \frac{F_{t1}}{A} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{A \cdot d_1}, \text{ МПа}, \quad (12.20)$$

где  $F_t$  – окружная сила ведущего шкива, Н;  $A$  – площадь поперечного сечения,  $\text{мм}^2$ .

Для плоского ремня  $A = b \delta$  (рис. 12.8), где  $b$  и  $\delta$  – соответственно ширина и толщина ремня, мм.

Для клиноременной передачи  $A = A_1 z$ ,  $\text{мм}^2$ , где  $A_1$  – площадь сечения одного ремня,  $\text{мм}^2$ ;  $z$  – число ремней в передаче.

Для поликлинового ремня  $A = A_{10} z/10$ ,  $\text{мм}^2$ , где  $A_{10}$  – площадь поперечного сечения ремня с десятью ребрами;  $z$  – число ребер.

Центробежные силы (12.16) растягивают ремень и создают напряжения, величину которых находят по зависимости:

$$\sigma_{ц} = \frac{F_{ц}}{A} = 10^{-6} \cdot \rho \cdot v^2, \text{ МПа} \quad (12.21)$$

Уравнения (12.12, 12.13) и (12.7) позволяют определить напряжения в ведущей и ведомой ветвях ремня передачи (рис. 12.6)

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} + \frac{F_{ц}}{A} = \frac{F_t}{A} \cdot \frac{m}{m-1} + \frac{10^{-6} \cdot A \cdot \rho \cdot v^2}{A} = \sigma_t \cdot \frac{m}{m-1} + \sigma_{ц}, \quad (12.22)$$

$$\sigma_2 = \frac{F_2}{A} + \frac{F_{ц}}{A} = \frac{F_t}{A} \cdot \frac{1}{m-1} + \frac{10^{-6} \cdot A \cdot \rho \cdot v^2}{A} = \sigma_t \cdot \frac{1}{m-1} + \sigma_{ц}. \quad (12.23)$$



Для обеспечения работы ременной передачи необходимо предварительное натяжение ремня  $F_0$ , которое определяется по уравнению (12.14). Соответствующие напряжения  $\sigma_0$  рассчитывают по формуле:

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A}, \text{ МПа}, \quad (12.24)$$

где  $F_0$ , Н;  $A$  – площадь поперечного сечения ремня, мм<sup>2</sup>.

Участки ремня, которые охватывают шкивы (рис. 12.10), подвержены деформациям изгиба. В соответствии с принятым допущением о справедливости закона Гука для материала ремня  $\sigma_{\text{и}} = \varepsilon \cdot E$ , где  $\varepsilon$  – относительная деформация рассматриваемого слоя ремня;  $E$  – приведенный модуль упругости ремня. Для прорезиненных ремней  $E = (200 \dots 300)$  МПа, для ремней из синтетических материалов  $E = 600$  МПа, для клиновых кордтканевых  $E = (250 \dots 400)$  МПа, для клиновых кордшнуровых  $E = (500 \dots 600)$  МПа [10, 103];  $E_{\text{и}}$  – модуль упругости при чистом изгибе (без растяжения) для клиновых кордтканевых составляет (17...20) МПа, для кордшнуровых (9...12) МПа. [99]. Из курса сопротивления материалов относительная деформация при изгибе  $\varepsilon = y/r$ , где  $y$  – расстояние от нейтрального до рассматриваемого слоя;  $r$  – радиус кривизны нейтрального слоя. Для плоского ремня  $y_{\text{max}} = \delta/2$ . Поскольку  $\delta$  много меньше диаметра  $d$ , то принимают  $r \approx d/2$ . Тогда

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{y}{r} \cdot E = E \cdot \delta/d. \quad (12.25)$$

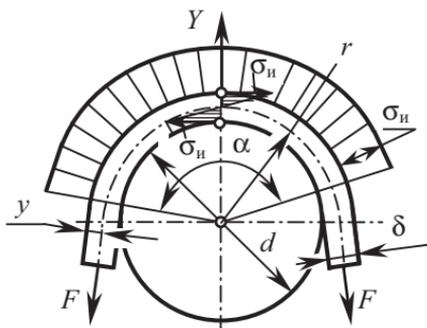


Рис. 12.10. Схема к расчету напряжений от изгиба ремня

Из (12.25) следует, что  $\sigma_{\text{и}}$  зависит от отношения  $\delta/d$ . Чем меньше это отношение, тем меньше изгибные напряжения; наибольшие изгибные напряжения будут в сечении ремня при огибании малого шкива.

Используя уравнения (12.21, 12.22, 12.23, 12.25), строят эпюру напряжений по длине ремня (рис. 12.11). Наибольшие напряжения имеют место в точке набегания ведущей ветви ремня на малый шкив. Они составляют:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{\text{н1}} = \frac{m}{m-1} \cdot \sigma_t + \sigma_{\text{ц}} + \sigma_{\text{н1}} = 2 \frac{m}{m+1} \cdot \sigma_0 + \sigma_{\text{ц}} + \sigma_{\text{н1}}. \quad (12.26)$$

Важное значение для изучения работы ременной передачи с точки зрения рационального использования возможностей ремня при оптимальном его предварительном натяжении имеет уравнение (12.15)

$$F_0 = F_t \frac{m+1}{2(m-1)},$$

из которого

$$F_t = F_0 \frac{2 \cdot (m-1)}{(m+1)} = 2 \cdot \psi \cdot F_0,$$

переходя к напряжениям, получаем:

$$\sigma_t = \sigma_0 \frac{2 \cdot (m-1)}{(m+1)} = 2 \cdot \psi \cdot \sigma_0, \quad (12.27)$$

где  $\psi$  – коэффициент тяги:  $\psi = F_t / (2 \cdot F_0) = \frac{\sigma_t}{2 \cdot \sigma_0} = \frac{m-1}{m+1}$ .

Уравнение (12.27) является основой разработанных методик испытаний ременных передач на тяговую способность [21].

## 12.6. Критерии работоспособности ременной передачи

Из рис. 12.11 видно, что в процессе передачи вращательного движения и преобразования вращающего момента каждый элементарный отрезок длины ремня подвергается воздействию переменных напряжений. Переменные напряжения приводят к усталостным повреждениям ремня: разлохмачиванию боковых граней ремня и нарушению покрытия рабочих поверхностей [21]. Испытаниями ремней длительного предела усталости у них не обнаружено [10, 21], поэтому кривые усталости описывают уравнениями вида:

$$N_E \cdot \sigma_{\max}^m = C, \quad (12.28)$$

где  $m$  и  $C$  – постоянные, получаемые опытным путем для различных конструкций ремней;  $\sigma_{\max}$  – максимальные напряжения (12.26);  $N_E$  – эквивалентное число циклов изменения напряжений за срок службы ремня.

Для плоских прорезиненных ремней с  $\sigma_0$  1,2 МПа при  $u = 1$  показатель кривой выносливости  $m = 5 \dots 6$ ,  $C = (60 \dots 70)$  МПа; для клиновых



кордтканевых ремней  $m = 9...11$ ,  $C = 21$  МПа; для клиновых кордшнуровых ремней  $m = 6...11$ ,  $C = 30$  МПа [10].

Входящее в уравнение (12.26) напряжения  $\sigma_1$  связаны с «полезными» напряжениями  $\sigma$ , которые в свою очередь зависят от параметра  $m$  (12.22). Напряжения  $\sigma_i$  зависят также от  $F_i$  – тягового усилия. Таким образом, на возможности реализации момента сопротивления в передаче влияют текущее значение коэффициента трения, угла скольжения и величина предварительного натяжения ремня. Зависимости между ними носят сложный характер. Поэтому их получают экспериментальным путем в виде кривых скольжения и КПД передачи. Результаты испытаний представляют в координатах: коэффициент тяги  $\psi$  – относительное скольжение  $\xi = (1 - u_{xx}n_2/n_1) \cdot 100\%$ , где  $u_{xx}$  – передаточное число передачи на холостом ходу;  $n_2$  и  $n_1$  – соответственно частоты вращения ведомого и ведущего шкивов под нагрузкой. Испытания проводят при постоянной величине  $F_0$  и постепенном увеличении  $F_1$  с замером  $n_1$  и  $n_2$ . В типовых условиях испытаний, например, в испытаниях плоскоремненных передач принимают: скорость ремня на холостом ходу 10 м/с, диаметры ведомого и ведущего шкивов равными ( $d_1 = d_2$ ,  $\alpha = 180^\circ$ ),  $h/d = 1/25$  для традиционных материалов и  $h/d = 1/100$  для синтетических материалов ( $h/d$  – отношение толщины сечения ремня к диаметру шкива) [103].

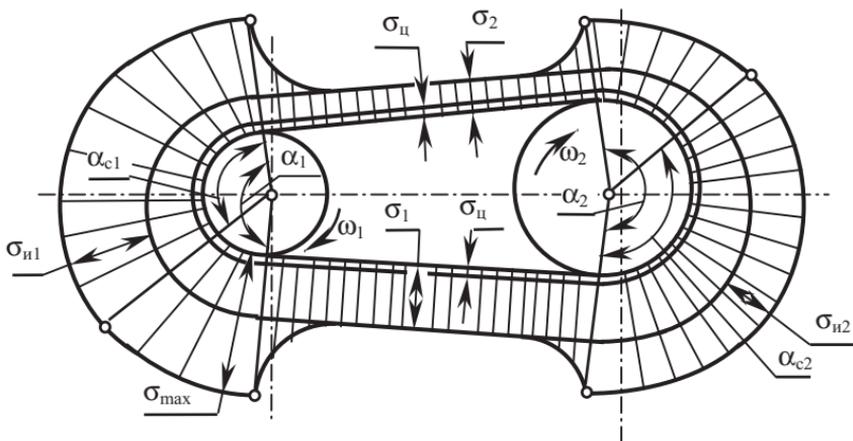


Рис. 12.11. Эюра суммарных номинальных напряжений в ремне

На рис. 12.12 приведен пример кривых скольжения и КПД передачи [80]. График характеризует работу ременной передачи в диапазоне

нагрузок от холостого хода (когда  $\xi$ ,  $F_t$  и  $\psi$  равны нулю) до предельной нагрузки, когда  $\psi = \psi_{\max}$ . С ростом момента сопротивления (с ростом  $F_t$ ) увеличивается коэффициент тяги, растет и коэффициент скольжения. До некоторого критического значения  $\psi = \psi_0$  наблюдается упругое скольжение ремня на дуге скольжения и зависимость между  $\psi$  и  $\xi$  близка к прямо пропорциональной. Дальнейшее увеличение нагрузки сопровождается более высокими темпами роста  $\xi$  в сравнении с темпами роста  $\psi$ . Отношение  $\psi_{\max}/\psi_0$  характеризует возможности перегрузки передачи. Увеличение нагрузки свыше допустимых критических значений приводит к буксованию ремня по шкиву, что сопровождается потерей скорости, нагревом и износом ремня. Средние критические значения коэффициента тяги  $\psi_0$  по экспериментальным данным составляют: для прорезиненных и кожаных ремней  $\psi_0 \approx 0,6$ ; для хлопчатобумажных  $\psi_0 \approx 0,5$ ; для синтетических  $\psi_0 \approx 0,45..0,5$ ;  $\psi_0 \approx 0,6..0,75$  – для клиновых ремней [10, 103]. КПД передачи на участке упругого скольжения (до  $\psi_0$ ) растет из-за снижения влияния потерь холостого хода, достигая максимума около  $\psi_0$ . При дальнейшем росте коэффициента тяги до  $\psi_{\max}$  КПД падает за счет потери скорости ремня при буксовании.

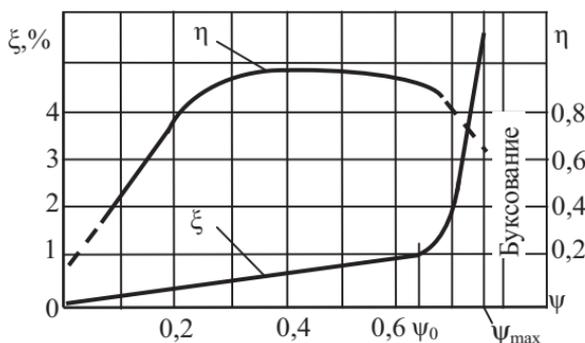


Рис. 12.12. Кривые скольжения и КПД передачи

Продолжительность работы ремня за весь срок службы передачи оценивают эквивалентным числом циклов изменения напряжений по формуле:

$$N_E = 3600x z_{\text{ш}} L_h (1/\zeta) = 3600v z_{\text{ш}} L_h / (\zeta_i L), \quad (12.29)$$

где  $x$  – частота пробегов ремня ( $x = v/L$ ,  $\text{с}^{-1}$ ;  $L$  – длина ремня, м);  $z_{\text{ш}}$  – число шкивов в передаче;  $L_h$  – ресурс работы ремня, ч;  $\zeta_i$  – коэффици-

ент, учитывающий разную степень изгиба ремня на малом и большом шкивах (при  $u = 1$   $\zeta_i = 1$ , с ростом  $u$  влияние изгиба на большом шкиве снижается при этом  $\zeta_i$  приближается к значению  $z_{ш}$ ).

В соответствии с ГОСТ 23831-79 изготовитель гарантирует безотказную работу ремней из ткани с основой и утком из комбинированных нитей, работающих в качестве тяговых элементов плоскоремennых передач, в течение 4,5 месяца.

## 12.7. Плоскоремennая передача

Плоскоремennая передача в механическом приводе применяется для снижения частоты вращения и соответствующего увеличения вращающего момента. В большинстве случаев в такой передаче имеется один ведомый вал, а оси ведущего и ведомого валов параллельны; валы передачи вращаются в одну сторону (открытая передача). Передаточное число передачи обычно не превышает 5; при использовании натяжения ремня автоматически перемещающимся роликом передаточное число  $u$  может возрасти до 10. По скорости движения ремня различают передачи обыкновенные ( $v \leq 30$  м/с) и быстроходные ( $v > 30$  м/с) [80]. Здесь рассматриваем обыкновенные плоскоремennые передачи. С расчетом и конструированием быстроходных передач и передач с натяжным роликом следует ознакомиться в [21, 80].

### 12.7.1. Основные технические данные ремней и шкивов

В обыкновенных плоскоремennых передачах применяют конечные и бесконечные (без сшивки) ремни.

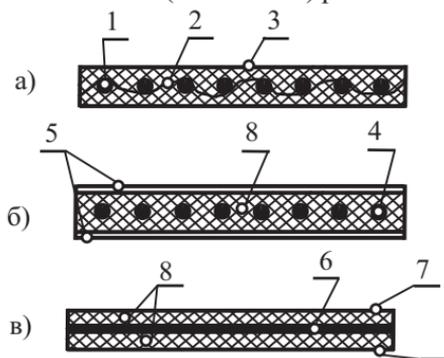


Рис. 12.13. Схема поперечного сечения плоских приводных ремней:

а – прорезиненный ремень (1 – уток; 2 – основа; 3 – обкладка); б – кордшнуровый ремень (4 – кордшнур; 5 – обкладка из диагонально закраенной ткани); в – кордтканевый ремень (6 – вискозная ткань; 7 – обкладка; 8 – резина)

Ремни в промышленности изготавливают в соответствии с ГОСТ 23831-79 «Ремни плоские приводные резино-тканевые». Конечные рем-

ни изготавливают шириной от 20 до 1200 мм, длиной от 8 до 200 м. По согласованию изготовителя с потребителем стандарт допускает изготовление бесконечных ремней. По ГОСТ 23831-79 конечные и бесконечные ремни состоят из тканевого каркаса – корда нарезной конструкции, включающего от 3 до 6 прокладок и наружных резиновых обкладок толщиной 1,0; 1,5; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0 (рис. 12.13, а). Ремни общего назначения изготавливают как с наружными обкладками (одной или двумя), так и без обкладок. Каркас ремней изготавливают из тканей с основой и утком из комбинированных нитей (полиэфир/хлопок) БКНЛ-65 и БКНЛ-62-2 ГОСТ 19700-74, такие ткани обеспечивают прочность по основе 65 Н/(мм ширины). Ремни с прокладками на основе тканей из комбинированных нитей выполняют с резиновыми прослойками или без них. Толщина прокладок с резиновыми прослойками составляет 1,5 мм, без резиновых прослоек соответственно 1,2 мм. Применяют также ткани с основой и утком из синтетических нитей ТА-150 ГОСТ 18215-80; ТК-150; ТК-200-2 в соответствии с нормативно-технической документацией завода-изготовителя с прочностью по основе 200 Н/(мм ширины) и ТА-300, ТК-300 ГОСТ 18215-80 с прочностью по основе 300 Н/(мм ширины). Если прокладки в ремне изготавливают из синтетических тканей, то обязательно ставят резиновые прокладки толщиной 1,3; 1,4; 1,5 мм. Ширина стандартных ремней ГОСТ 23831-79 и число прокладок в ремне приведены в таблице 12.2.

Таблица 12.2

### Ширина ремней и число прокладок z

Ширина ремней, мм	Количество прокладок при прочности ширины прокладки, Н/мм			
	55	150	200	300
20, 25, 32, 40	3...5	–	–	–
50, 63, 71	3 ...5	–	–	3
80, 90, 100, 112	3...6	3...4	–	–
125, 140, 160	3...6	3...4	3...4	–
180, 200, 224, 250	3...6	3...4	3...4	3
280, 315	3...6	3...4	3...6	3
355, 400, 450, 500, 560	3...6	3...5	3...6	–
700	–	3...5	3...6	3...4
750, 800, 900, 1000, 1100, 1200	–	3...4	3...6	3...6

*Примечание.* 1. Предельные отклонения ширины ремней в мм составляют: до 63 включительно  $\pm 2,0$ ; свыше 63 до 125 включительно  $\pm 3,0$ ; свыше 125 до 250 включительно  $\pm 4,0$ ; свыше 250 до 750 включительно  $\pm 5,0$ . Для ремней свыше 750 до 1200 мм отклонения ширины не должны превышать  $\pm 1,5\%$  от ширины ремня. 2. Ширина ремней от 20 до 500 включительно соответствуют ГОСТ Р 50440-92.



Расчетная толщина такого ремня определяется по формуле:

$$h = z \delta_{\text{п}} + z_0 \cdot \delta_0, \quad (12.30)$$

где  $h$  – расчетная толщина ремня,  $z$  – число прокладок в ремне;  $\delta_{\text{п}}$  – толщина одной прокладки;  $\delta_0$  – толщина одной обкладки;  $z_0$  – число обкладок.

Бесконечные ремни кордшнуровой и кордтканевой конструкции применяют в приводах со скоростью движения ремня 15...40 м/с.

Такие ремни изготавливают Волжский и Красноярский заводы резинотехнических изделий в соответствии с ТУ 38-105514-84. Кордшнуровые ремни (рис. 12.13, б) состоят из тягового сердечника на основе синтетических волокон диаметром 1,1 мм, расположенных в слое резины по винтовой линии. Для обеспечения дополнительной прочности конструкции наружные и внутренние поверхности ремня обертывают диагонально раскроенной тканью ОТ-40. Временное сопротивление при растяжении ремня составляет 300 Н/(мм ширины). Бесконечные кордтканевые ремни (рис. 12. 13, в) имеют несущий слой в виде обрезиненной кордной вискозной ткани марок *A* или *B* по ТУ 6-06-1179-80; с наружной и внутренней сторон на несущий слой наносят обкладки из диагонально закроенной ткани.

Из зарубежных аналогичных ремней известны ремни Швейцарской фирмы «Хабасит» с несущим слоем из нейлоновой ленты, покрытой тонким слоем эластомера, обеспечивающим высокий коэффициент трения с поверхностью шкива (0,5...0,6). Статический модуль упругости такого ремня толщиной 0,7 мм составляет 371,5 МПа, а удельная разрушающая нагрузка при растяжении 280 Н/(мм ширины).

Такие ремни реализуют допускаемую удельную окружную силу 2,0...6,5 Н/(мм ширины) при  $\sigma_0 = 3$  МПа и  $d_1 = 100$  мм [ 21].

В таблице 12.3 приведены размеры кордшнуровых и кордтканевых ремней отечественного производства.

В технической документации условное обозначение ремня содержит буквенные и цифровые индексы, указывающие вид ремня, его ширину в миллиметрах, количество тканевых прокладок каркаса, сокращенное наименование ткани, расчетную толщину наружных резиновых обкладок в миллиметрах, класс обкладочной резины и обозначение стандарта. Например, ремень общего назначения шириной 80 мм с тремя прокладками из ткани ТА-150 с односторонней резиновой обкладкой толщиной 2,0 мм из резины класса *B* обозначается: «Ремень 80-3-ТА-150-2,0-*B* ГОСТ 23831-79».



Таблица 12.3

## Размеры плоских приводных ремней в мм

Ремни	Длина по внутренней стороне ремня	Ширина	Толщина
Корд-шнуровые	500, 560, 630, 800	25, 32, 40	2,2... 3,1
	900, 950, 1000, 1120, 1250	50, 63, 71, 80, 90	3,5... 5,5
	1400, 1600, 1800, 2000	100, 112, 125, 140, 160	6,0
	2240, 2500, 2800, 3550, 4000, 4500, 5000	180, 200, 224, 250	6,0
Корд-тканевые	2800, 3550, 4000	25, 32, 40, 45	3,5
	4500, 5000, 5600	50	3,5

*Примечание.* Таблица составлена с учетом ГОСТ Р 50440-92 «Ремни плоские приводные и соответствующие шкивы. Ширины», ГОСТ Р 50441-92 «Ремни плоские приводные. Длины» и с учетом данных из [80].

## 12.7.2. Расчет плоскоременной передачи

Результатом расчета передачи является определение оптимальных размеров малого, большого шкивов, геометрических размеров передачи, выбор типа ремня, ширины, числа прокладок, срока службы ремня и усилий, действующих со стороны передачи на валы.

Проектный расчет. Задача проектного расчета ременной передачи состоит в определении предварительного значения диаметра меньшего шкива, ширины ремня и выбора его конструкции. С ростом диаметров шкивов передачи увеличиваются ее тяговая способность и КПД, снижаются максимальные напряжения в ведущей ветви ремня, повышается его долговечность, снижается ширина, но растут габариты передачи. Для открытых передач диаметр меньшего шкива в расчетной практике находят по формуле [103, 97]

$$d_1 \approx 60(T_1)^{1/3}, \text{ мм}, \quad (12.31)$$

где  $T_1$  – вращающий момент на быстроходном валу, Н·м.

Имеются и другие рекомендации, учитывающие современные материалы и тенденции конструирования передач [80]. Диаметр меньшего шкива передачи определяют

$$d_1 \approx C(T_1)^{1/2}, \text{ мм}, \quad (12.32)$$

где  $C$  – коэффициент, учитывающий тип ремня и его материал:

- для материала БКНЛ -65, БКНЛ-62-2  $C = (15...20)$ ;
- для материала ТА-150, ТК-150, ТК-200-2  $C = (7,5...10)$ ;
- для материала ТА-300, ТК-300  $C = (5,5...7,5)$ .



Найденное по (12.31) либо по (12.32) значение диаметра шкива позволяет вычислить скорость ремня по уравнению (12.3) и уточнить размеры шкивов передачи по формуле (12.5) исходя из скорости и числа прокладок в конструкции ремня (табл. 12.4 и 12.5) по ГОСТ23831-79. Затем предварительно назначают величину межосевого расстояния  $a \approx 2,0 \cdot (d_1 + d_2)$  (табл. 12.1) и рассчитывают длину ремня  $L$  и угол обхвата  $\alpha_1$ . Полученную длину ремня согласуют со стандартным значением (табл. 12.3) и по нему корректируют межосевое расстояние  $a$ .

Таблица 12.4

**Минимальные диаметры шкивов для бесконечных ремней**

Скорость ремня до, м/с	$d_{\min}$ (мм) при числе прокладок $z$							
	3	4	5	6	7	8	9	10
5	80	112	160	250	360	400	500	630
10	100	125	180	280	400	450	560	710
15	112	160	200	320	450	560	630	800
20	125	180	225	360	500	630	710	900
25	140	200	250	400	500	710	800	1000
30	160	225	280	450	600	800	900	1120

Таблица 12.5

**Минимальные диаметры шкивов для конечных ремней [80]**

Скорости ремня, м/с	$d_{\min}$ (мм) при толщине ремня $h$ , мм									
	2,2	2,5	2,8	3,1	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6
15	71	80	90	100	112	125	140	160	180	200
40	125	140	160	180	200	220	240	280	320	360

Расчет ширины ремня  $b$  или количества прокладок  $z$  в его сечении базируется на показателях тяговой способности передачи и допускаемой удельной окружной силы ремня  $[p]$ :

$$b = \frac{F_t}{[p]}, \text{ мм}; \quad (12.33)$$

где  $F_t$  – окружная сила, Н (12.6);  $[p]$  – допускаемая удельная окружная сила, передаваемая единицей ширины ремня (Н/(мм ширины)).

Максимально допустимые рабочие нагрузки на одну прокладку изготавливаемых в соответствии с ГОСТ 23831-79 ремней принимают по (табл. 12.6).

Для ремня, имеющего  $z$  рабочих прокладок в сечении, максимально допустимая удельная рабочая нагрузка  $p_0$  составит:

$$p_0 = p_{01}z, \text{ Н/(мм ширины)}, \quad (12.34)$$

где  $p_{01}$  – номинальная окружная сила, передаваемая единицей ширины одной прокладки в Н/(мм ширины);  $z$  – число прокладок.

Таблица 12.6

**Максимально допустимая рабочая нагрузка прокладки, Н/(мм ширины)**

Номинальная прочность прокладки	55	150	200	300
Максимально допустимая рабочая нагрузка прокладки приводных ремней ( $p_{01}$ )	3,0	10,0	13,0	20,0

Номинальная окружная сила бесконечных кордтканевых и кордшнуровых ремней толщиной  $h = 3,5$  мм при стендовых испытаниях с углом обхвата  $\alpha = 180^\circ$  и скоростью  $v = 20$  м/с составила  $p_0 = 6 \dots 6,5$  Н/(мм ширины) [80].

Допускаемую окружную силу, которую передает единица ширины работающего в передаче ремня, рассчитывают по формуле:

$$[p] = p_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v / C_p, \text{ Н/(мм ширины)}, \quad (12.35)$$

где  $C_\alpha$ ,  $C_v$ , и  $C_p$  – коэффициенты, учитывающие отличие реальных условий работы от базовых.  $C_\alpha$  – коэффициент влияния угла обхвата на тяговую способность передачи; снижение угла обхвата приводит к снижению тяговой способности. Для ремней с наружными резиновыми обкладками в диапазоне  $\alpha = 150^\circ \dots 180^\circ$   $C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - \alpha)$ ; для ремней без резиновых обкладок в этих же пределах углов  $\alpha$   $C_\alpha = 1 - 0,004 \cdot (180^\circ - \alpha)$ .  $C_v$  – коэффициент влияния центробежных сил (скоростной коэффициент):

$$C_v = 1 + 10^{-3} \cdot (v_0^2 - v^2) / g / p_0, \quad (12.36)$$

где  $g$  – плотность ремня; для конечных ремней (ГОСТ 23831-79),  $g = g_0 z + 1,15 \delta_0$  ( $g_0$  – поверхностная плотность прокладки, кг/м<sup>2</sup> (табл. 12.7, поверхностная плотность резиновых обкладок  $g_{об} = 1,15$  кг/м<sup>2</sup>));  $\delta_0$  – суммарная толщина обкладок, мм);  $v_0$  – базовая скорость ремня, м/с (например,  $v_0 = 10$  м/с или  $v_0 = 20$  м/с);  $v$  – скорость ремня при эксплуатации передачи, м/с.

При упрощенных расчетах

$$C_v = 1 - c_v \cdot (0,01 \cdot v^2 - 1),$$

где  $c_v$  – коэффициент, учитывающий материал ремня и скорость передачи: для среднескоростных из традиционных материалов  $c_v = 0,04$ ; быстроходных прорезиненных  $c_v = 0,03$ ; быстроходных хлопчатобумажных  $c_v = 0,02$ ; быстроходных синтетических  $c_v = 0,01$ .

$C_p$  – коэффициент, учитывающий режим и сменность работы передачи (табл. 12.8).



Динамические процессы, сопровождающие работу машины и привода двигателя, существенно влияют на работу ремня в приводе. Чем выше неравномерность вращения вала двигателя (при пуске и номинальном режиме) и выше неравномерность рабочих процессов технологической машины, тем более неблагоприятными будут условия работы передачи. Условно по этим признакам двигатели отнесены к группам А, Б, В, а рабочие машины – I, II, III, IV.

Таблица 12.7

**Поверхностная плотность тканевых прорезиненных ремней  $g_0$**

Наименование ткани	Конструкция ремня	Масса 1 м <sup>2</sup> прокладки ремня, кг
БКНЛ -65, БКНЛ-62-2	Без резиновой прослойки	0,9
БКНЛ -65, БКНЛ-62-2	С резиновой прослойкой	1,3
ТА-150, ТК-150	С резиновой прослойкой	1,3
ТК-200-2	То же	1,4
ТА-300, ТК-300	То же	1,5

Таблица 12.8

**Коэффициент учета режима работы привода  $C_p$**

Рабочие машины	Двигатели приводные								
	А			Б			В		
	Продолжительность работы, смен								
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
I	1	1,1	1,4	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6
II	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6	1,3	1,5	1,7
III	1,2	1,3	1,6	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,9
IV	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,8	1,5	1,7	2,0

**Приводные двигатели.**

*Группа А:* электрический однофазный, трехфазный с пуском через автотрансформатор, постоянного тока шунтовый, четырехцилиндровый и более двигатель внутреннего сгорания (ДВС), турбина.

*Группа Б:* электрический переменного тока с высоким пусковым моментом, двухцилиндровый или трехцилиндровый ДВС.

*Группа В:* электрический переменного тока короткозамкнутый с прямым пуском, постоянного тока серийный, одноцилиндровый ДВС.

**Рабочие машины.**

*Группа I:* легкие электрические генераторы, насосы, компрессоры центробежные и ротационные; ленточные конвейеры; станки токарные, сверлильные; веялки, сепараторы, легкие грохоты.



Группа II: электрические генераторы, поршневые насосы; компрессоры с тремя цилиндрами и более; вентиляторы и воздуходувки; цепные конвейеры, элеваторы; станки фрезерные, револьверные; дисковые пилы, прядильные, бумажные, пищевые машины.

Группа III: одно-, двухцилиндровые поршневые насосы и компрессоры, тяжелые вентиляторы и воздуходувки; конвейеры винтовые, скребковые; станки строгальные, долбежные; ткацкие машины.

Группа IV: подъемники, элеваторы, драги, прессы, ножницы, молоты, мельницы, дробилки, лесопильные рамы.

Вычисленную по (12.33) ширину ремня  $b$  уточняют ГОСТ Р 50440-92, и по ней устанавливают ширину обода шкива ( $B$ ) (таблица 12.9). Принятая ширина обода является исходной величиной для разработки конструкций шкивов привода передачи.

Таблица 12.9

**Ширина шкивов плоскоремennых передач, мм**

$b$	16	20	25	32	40	50	63	71	80	90	112
$B$	20	25	32	40	50	63	71	80	90	100	125
$b$	125	140	160	180	200	250	280	355	400	450	500
$B$	140	160	180	200	224	280	315	400	450	500	560

Проверочный расчет. Расчет позволяет установить, насколько удачно были приняты предыдущие конструкторские решения, и принять соответствующие поправки в конструкцию для обеспечения требований технического задания на проектирование передачи.

Ременная передача в течение заданного срока службы должна сохранять работоспособность на всех режимах работы от пуска до остановки. Поэтому до проектирования необходимо задать условия и способ предварительного натяжения ремня. Теоретическую величину силы предварительного натяжения рассчитывают по (12.14). Учитывая, что в процессе пуска и возможных перегрузках на номинальных режимах работы буксование должно отсутствовать, а натяжение выполняют при остановленной передаче, силу предварительного натяжения ремня находят по формуле (12.18) с поправками на возможные перегрузки и центробежные силы:

$$F_{0n} = F_t \frac{m+1}{2(m-1)} \cdot \frac{\Psi_0}{\Psi_{\max}} \cdot \frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}} - \chi \cdot F_{\text{ц}}, \quad (12.37)$$

где  $F_{0n}$  – усилие, с которым выполняют натяжение ремня в остановленной передаче;  $T_{\max}$  – максимальный пусковой момент двигателя;  $T_{\text{ном}}$  – номинальный момент при работе двигателя ( $T_{\max}/T_{\text{ном}}$  – техническая характеристика двигателя);  $\Psi_0$  и  $\Psi_{\max}$  – параметры тяговой характеристики передачи (рис. 12.12);  $\chi$  – коэффициент, учитывающий

прижатие ремня к шкиву под действием  $F_{ц}$ ;  $F_{ц}$  – центробежная сила, которую рассчитывают по (12.16) для ремня принятой конструкции.

Для вновь проектируемой передачи  $\psi_0$  и  $\psi_{max}$  не известны, поэтому их назначают по опыту эксплуатации аналогичных передач с принятой конструкцией ремня: для ремней с наружными резиновыми обкладками принимают  $m_0 = 3$ , для ремней без обкладок  $m_0 = 2$  [10, 21, 80, 103] ( $\psi_0 = (m_0 - 1)/(m_0 + 1)$ );  $\psi_{max}$  – предельный коэффициент тяги;  $\psi_{max} = (1,3...1,5)$ ,  $\psi_0$  – меньшие значения – для ремней с внешними резиновыми обкладками); ( $0 \leq \chi \leq 1$ : при невысокой жесткости ремней  $\chi = 0$ , для передач с автоматическим натяжением  $\chi = 1$ ).

Конструкция ремня (рис. 12.13) включает тканевые прокладки (с резиновой прослойкой или без нее) и внешние резиновые обкладки (две, одна или без обкладок). Расчетную толщину ремня (12.30) определяют для ремней, изготавливаемых в соответствии с ГОСТ 23831-79, с учетом данных табл. 12.10.

Таблица 12.10

**Расчетная толщина тканевой прокладки ремня**

Номинальная прочность прокладки по основе, Н/(мм ширины)	Толщина (расчетная) тканевой прокладки, мм		
	Нити прокладки		
	комбинированные	синтетические в основе и утке	комбинированные
	Для ремней с резиновой прослойкой		Для ремней без резиновой прослойки
55	1,2	–	1,00
150	–	1,30	–
200	–	1,40	–
300	–	1,50	–

*Примечание.* Расчетная толщина наружных резиновых обкладок составляет: 1,0; 1,5; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0.

После уточнения конструкции ремня и его площади поперечного сечения по (12.26) рассчитывают номинальные максимальные напряжения в поперечном сечении ремня и по (12.28), (12.29) определяют ресурс работы ремня.

**Пример.** Рассчитать открытую передачу плоским ремнем к вентилятору, потребляющему мощность  $P_2 = 5,4$  кВт при  $580 \text{ мин}^{-1}$  с приводом от асинхронного двигателя мощностью 5,5 кВт при частоте вращения  $n_1 = 1445 \text{ мин}^{-1}$  с пуском через автотрансформатор. Пусковой момент  $T_{max} = 1,2T_{ном}$ . Нагрузка неререверсивная, эксплуатация передачи в две смены. Натяжение ремня – передвижением двигателя по салазкам.



## Решение.

1. Проектный расчет.

1.1. Для передачи выберем прорезиненный ремень с каркасом из комбинированных нитей БКНЛ-65 с одной резиновой обкладкой (табл. 12.2, 12.10).

1.2. По формуле (12.32) для принятого материала ремня находим предварительно диаметр малого шкива

$$d'_1 = (15...20) \cdot \sqrt{9550 \frac{P_1}{n_1}} = (15...20) \cdot \sqrt{9550 \frac{5,5}{1445}} = (90..120) \text{ мм},$$

по табл. 12.4 принимаем стандартное значение  $d'_1 = 140$  мм (принят больший размер диаметра с целью улучшения условий работы передачи).

1.3. Скорость ремня составит:

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 140 \cdot 1445}{60 \cdot 1000} \approx 10,6 \text{ м/с}.$$

1.4. Расчетный диаметр ведомого шкива

$$d_2 = d_1 \cdot u \cdot (1 - \varepsilon) = 140 \cdot 2,49 \cdot (1 - 0,01) = 345 \text{ мм},$$

где  $u = n_1/n_2 = 1445/580 = 2,49$ ; принимаем стандартное значение диаметра шкива  $d_2 = 360$  мм.

1.5. Фактическое передаточное число

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)} = \frac{360}{140 \cdot (1 - 0,01)} = 2,6$$

(отличается от первоначального на 4 %).

1.6. Окружная сила

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 36,35}{140} = 519,3 \text{ Н},$$

$$(T_1 = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{5,5}{1445} = 36,35 \text{ Н} \cdot \text{м}).$$

1.7. Предварительное значение межосевого расстояния

$$a' = K_a \cdot (d_1 + d_2) = 2 \cdot (140 + 360) = 1000 \text{ мм}$$

(принимаем  $K_a = 2$  по табл. 12.1).

1.8. Расчетная длина ремня

$$\begin{aligned} L &= 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} = \\ &= 2 \cdot 1000 + \frac{3,14}{2} \cdot (140 + 360) + \frac{(360 - 140)^2}{4 \cdot 1000} = 2797,5 \text{ мм}. \end{aligned}$$



По табл. 12.3 принимаем  $L = 2800$  мм и уточняем значение межосевого расстояния  $a$ :

$$a = \frac{1}{8} \cdot \left[ 2 \cdot L - \pi \cdot (d_2 + d_1) + \sqrt{[2 \cdot L - \pi \cdot (d_1 + d_2)]^2 - 8 \cdot (d_2 - d_1)^2} \right] = \\ = \frac{1}{8} \cdot [2 \cdot 2800 - 3,14 \cdot (360 + 140) + \\ + \sqrt{[2 \cdot 2800 - 3,14 \cdot (140 + 360)]^2 - 8 \cdot (360 - 140)^2}] = 1001 \text{ мм}.$$

1.9. Устанавливаем предельные значения межосевого расстояния при эксплуатации передачи:

$$a_{\min} = 0,97 \cdot a = 0,97 \cdot 1001 = 971 \text{ мм};$$

$$a_{\max} = 1,05 \cdot a = 1,05 \cdot 1001 = 1051 \text{ мм}.$$

1.10. Угол обхвата на ведущем шкиве

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57,3^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57,3^\circ \cdot \frac{360 - 140}{1001} = 167,4^\circ > [\alpha_1] = 150^\circ.$$

1.11. Частота пробегов ремня

$$v = \frac{1000 \cdot V_1}{L} = \frac{1000 \cdot 10,6}{2800} = 3,78 \text{ с}^{-1} \leq [v] = 5 \text{ с}^{-1}.$$

1.12. По табл. 12.10 находим расчетную толщину выбранного ремня:

$$h = z \cdot \delta_n + z_0 \cdot \delta_0 = 3 \cdot 1,2 + 1 \cdot 2,0 = 5,6 \text{ мм},$$

где  $\delta_n$  – толщиной тканевой прокладки из комбинированных нитей  $\delta_n = 1,2$  мм;  $z_0$  – количество наружных обкладок, принимаем  $z_0 = 1$ ;  $\delta_0$  – толщина обкладки,  $\delta_0 = 2,0$  мм.

1.13. Допускаемая удельная окружная сила:

$$[p] = p_0 C_\alpha C_v / C_p = 9 \cdot 0,962 \cdot 0,993 / 1,2 = 7,66 \text{ Н/(мм ширины)},$$

где  $p_0 = p_{01} z = 3 \cdot 3 = 9$  Н/(мм ширины),  $p_{01} = 3$  Н/(мм ширины) по табл. 12.6;

$$C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - \alpha_1) = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - 167,4^\circ) = 0,962;$$

$$C_v = 1 + 10^{-3} (v_0^2 - v^2) g / p_0 = 1 + 10^{-3} (10^2 - 10,6^2) 5,05 / 9 = 0,993,$$

где  $g$  – поверхностная плотность ремня,  $g_0$  – поверхностная плотность тканевых прорезиненных прокладок (табл. 12.7),  $1,15$  кг/(м<sup>2</sup> ширины) – поверхностная плотность резины:

$$g = g_0 \cdot z + 1,15 \cdot z_0 = 1,3 \cdot 3 + 1,15 \cdot 1 = 5,05 \text{ кг/(м}^2 \text{ ширины)};$$

$C_p$  – коэффициент режима работы,  $C_p = 1,2$  назначаем по табл. 12.8 для заданных рабочей машины и приводного двигателя.

1.14. Центробежные силы в передаче:

$$F_{ц} = 10^{-3} \cdot b \cdot g \cdot v^2 = 10^{-3} \cdot 71 \cdot 5,05 \cdot 10,6^2 = 40,3 \text{ Н}.$$



1.15. Предварительная расчетная ширина ремня:

$$b' = \frac{F_t}{[p]} = \frac{519,3}{7,66} \approx 68 \text{ мм.}$$

Принимаем по табл. 12.9 стандартную ширину ремня  $b = 71 \text{ мм}$ .

1.16. Расчетная площадь ремня  $A = h \cdot b = 5,6 \cdot 71 = 397,6 \text{ мм}^2$ .

2. Проверочный расчет.

2.1. Предварительное натяжение ремня в покое при заданных условиях работы передачи:

$$\begin{aligned} F_{0n} &= F_t \frac{m+1}{2(m-1)} \cdot \frac{\Psi_{\max}}{\Psi_0} \cdot \frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}} - \chi \cdot F_{ц} = \\ &= 519,3 \frac{3+1}{2(3-1)} \cdot \frac{1}{1,3} \cdot 1,2 - 0 \cdot 40,3 \approx 479 \text{ Н,} \end{aligned}$$

где  $(\Psi_{\max}/\Psi_0) = 1,3$  – ремень с обкладками;  $\chi = 0$  – ремень из материалов с малой жесткостью.

2.2. Максимальные напряжения в ремне:

$$\sigma_{\max} + \sigma_{н1} = \frac{m}{m-1} \cdot \sigma_t + \sigma_{ц} + \sigma_{н1} = \frac{3}{3-1} \cdot 1,31 + 0,1 + 2,8 \approx 4,21 \text{ МПа,}$$

где  $\sigma_t = F_t/A = 519,3/397,6 \approx 1,31 \text{ МПа}$ ;  $\sigma_{ц} = F_{ц}/A = 40,3/397,6 \approx 0,1 \text{ МПа}$ ;

$\sigma_{н1} = E_{н} \delta/d_1 = 70 \cdot 5,6/140 = 2,8 \text{ МПа}$  (модуль упругости материала ремня при изгибе  $E_{н} = 60 \dots 100 \text{ МПа}$ ).

2.3. Расчетная долговечность ремня:

$$L_h = \frac{N_G \cdot (\sigma_{\text{lim}} / \sigma_{\max})^m}{3600 \cdot v \cdot z_{цн}} = \frac{10^7 \cdot (6/4,21)^5}{3600 \cdot 3,78 \cdot 2} = 2160 \text{ часов.}$$

2.4. Усилия, действующие на вал передачи:

$$\begin{aligned} F_a &= \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos \alpha_1} - 2 \cdot F_{ц} \cdot \sin(\alpha_1/2) = \\ &= \sqrt{779^2 + 260^2 - 2 \cdot 779 \cdot 260 \cdot \cos 167,4^\circ} - \\ &\quad - 2 \cdot 40,3 \cdot \sin(167,3/2) \approx 954,2 \text{ Н,} \end{aligned}$$

где  $F_1 = F_t \frac{m}{m-1} = 519,3 \cdot \frac{3}{3-1} = 779 \text{ Н}$ ;  $F_2 = F_t \frac{1}{m-1} = 519,3 \cdot \frac{1}{3-1} \approx 260 \text{ Н}$ .

2.5. Угол между вектором результирующей силы и осью центров передачи:

$$\begin{aligned} \theta &= \arctg [F_t \cdot \cos(\alpha_1/2) / F_a] = \\ &= \arctg [519,3 \cdot \cos(167,4/2) / 954,2] = 3,4^\circ. \end{aligned}$$



$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos \alpha_1} - 2 \cdot F_u \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} =$$

$$= \sqrt{695^2 + 328^2 - 2 \cdot 695 \cdot 328 \cdot \cos 168^\circ} - 2 \cdot 58 \cdot \sin \frac{168^\circ}{2} = 903 \text{ Н} .$$

3. Основные выводы из расчета передачи:

- расчетная долговечность передачи для заданных условий работы составляет 2160 часов. По ГОСТ 23831-79 ресурс работы ремней из ткани с основой и утком из комбинированных нитей установлен 4,5 месяца, или 2268 часов;
- предварительное натяжение ремня должно быть не более 479 Н;
- со стороны передачи на валы при работе действует усилие 954,2 Н.

## 12.8. Клиноременные и поликлиновые передачи

Клиновой эффект, рассмотренный выше, повышает технические возможности клиноременной передачи. Относительно плоскоремненной такая передача обладает повышенной тяговой способностью при меньшем натяжении ремня, допускает меньшие углы обхвата на шкивах, меньшие межосевые расстояния, позволяет реализовывать большие передаточные числа, вызывает меньшие силы, действующие на валы и опоры. Замена плоской конструкции ремня на клиновую привела к значительному увеличению толщины ремня, к дополнительным затратам энергии на изгиб и поперечную деформацию сечения ремня, к радиальному и тангенциальному скольжению рабочих поверхностей ремня относительно поверхностей шкива. Эти явления снижают КПД передачи, увеличивают непостоянство мгновенного передаточного числа, увеличивают динамические процессы в системе привода. При использовании нескольких ремней в одной передаче в результате различий геометрических размеров, структуры материалов, их упругих свойств появляются различия в натяжении ремней, что вызывает неравномерность распределения нагрузки между ремнями и снижает их долговечность.

Передачи клиновыми ремнями широко применяют в сельхозмашиностроении, автотракторостроении, двигателестроении, станкостроении и других отраслях машиностроения. Они просты и надежны в эксплуатации. Их используют в передачах с мощностью, не превышающей 200 кВт, и со скоростью ремня не более 30 м/с.

Передачи поликлиновым ремнем являются определенным развитием клиновых передач и обладают всеми их преимуществами. Поликлиновой ремень более тонкий и соответственно более гибкий, чем клиновой, допускает применение шкивов меньших размеров, поэтому

передачи в заданных габаритах могут иметь большие передаточные числа. При равных передаваемых мощностях ширина поликлинового ремня значительно меньше комплекта нормальных клиновых ремней. Клиновые и поликлиновые ремни изготавливают бесконечными. Монтаж и демонтаж таких ремней удобнее выполнять, если шкивы на валах располагать консольно. В случае отсутствия натяжного ролика в передаче один из валов передачи должен быть подвижным. Поликлиновую передачу часто используют как открытую, скорость ремня в ней не превышает 40 м/с, а мощность 1000 кВт.

### 12.8.1. Конструкция, характеристики и размеры ремней

Бесконечные клиновые (рис. 12.14) и поликлиновые (рис. 12.15) ремни состоят из несущего слоя 1 на основе материалов из химических волокон (кордшнур или кордная ткань), резины 3 и оберточной ткани 2, свулканизированных в одно изделие. Промышленность в соответствии с ГОСТ 1284.2-89 в зависимости от применяемых материалов и техно логии изготовления выпускает клиновые ремни пяти классов (0; I; II; III; IV).

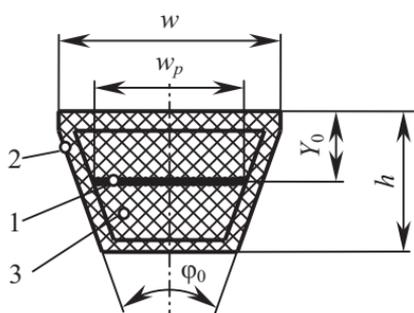


Рис. 12.14. Конструкция клинового ремня: 1 – кордшнур; 2 – обертка; 3 – резина

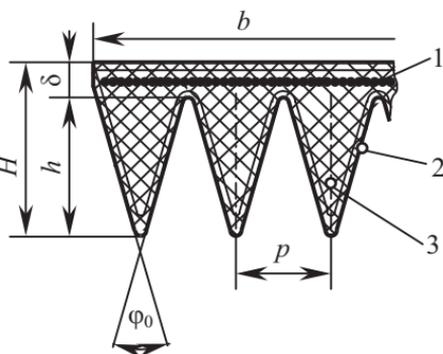


Рис. 12.15. Конструкция поликлинового ремня: 1 – кордшнур; 2 – обертка; 3 – резина

В клиновом ремне нагрузку несет корд из синтетических шнуров, навитых по спирали в один слой. Корд завулканизирован в резиновую массу и расположен в продольном направлении на нейтральной линии, благодаря чему он разгружен от напряжений изгиба. Снаружи ремни защищены оберткой из диагонально раскроенной ткани. В поликлиновых ремнях корд расположен в тонкой плоской части сечения ремня,

сверху он закрыт несколькими слоями диагонально раскроенной ткани. Ребра ремня защищены оберткой. Шнуры корда изготавливают из полиэфирных и полиамидных (менее прочных) волокон с модулем упругости при растяжении  $E = 300...600$  МПа, для высоконагруженных передач с малыми габаритами применяют ремни с кордом из кевлара.

Ремни с кордом из кевлара имеют высокую прочность (модуль упругости при растяжении близок к  $E = 2500$  МПа), и они практически не вытягиваются. Промышленность выпускает клиновые ремни трех типов: нормального сечения с отношением расчетной ширины по нейтральной линии к высоте  $w_p/h \approx 1,4$ ; узкие с  $w_p/h \approx 1,06...1,1$  и широкие с  $w_p/h \approx 2...4,5$ . Размеры нормальных и узких ремней приведены в табл. 12.11, поликлиновых – в табл. 12.12.

Таблица 12.11

**Клиновые ремни нормальных и узких сечений**

Тип ремня	Обозначение сечения	Размеры сечения, мм				Площадь сечения, мм <sup>2</sup>	Предельные длины, мм	Масса 1 м длины, кг/м	Минимальный диаметр шкивов, мм	Момент, Н·м
		$w_p$	$w$	$h$	$y_0$					
Нормального сечения*	Z	8,5	10	6	2,1	47	400...3150	0,06	63	< 30
	A	11	13	8	2,8	81	560...4500	0,10	90	15...60
	B	14	17	11	4,4	138	630...6300	0,18	125	50...150
	C	19	22	14	4,8	230	1800...1000 0	0,30	200	120...600
	D	27	32	19	6,9	476	3150...1500 0	0,60	315	450...2400
	E	32	38	23,5	8,3	691	4500...1800 0	0,90	500	1600...6000
Узкого сечения*	SPZ	8,5	10	8	2,0	56	630...3550	0,07	63	< 150
	SPA	11	13	10	2,8	98	800...4500	0,12	90	90...400
	SPB	14	17	13	3,5	159	1250...8000	0,20	140	300...2000
	SPC	19	22	18	4,8	278	2000...8000	0,37	224	> 1500

Примечание. \*Ремни нормального сечения соответствуют ГОСТ 1241.1-89; узкого – РТМ38-49545-79 и ТУ 38-1051611-84.



## Поликлиновые ремни: размеры и технические параметры

Обозначение сечения	Размеры сечения, мм				ния при 10 ребрах,	Предельные длины, мм	ны при 10 ребрах,	Число ребер		Диаметры шкивов, мм		Момент, Н·м
	$p$	$H$	$h$	$\delta$	$A_{10}$			$L$	$q$			
								$d_{\min}$	$d_{\max}$	$T_6(T_1)$		
К	2,4	4,0	2,35	1,0	72,5	400...2000	0,09	2...36	36	40	500	< 40
Л	4,8	9,5	4,85	2,4	356	1250...4000	0,45	4...20	50	80	800	18..400
М	9,5	16,7	10,35	3,5	1137	2000...4000	1,6	4..20	50	180	1000	>180

*Примечание.* Размеры поликлиновых ремней соответствуют ТУ 38-105763-84.

При взаимодействии ремня со шкивом со стороны ведущей ветви ремень входит в канавку шкива максимально растянутым, в процессе движения его положение в радиальном направлении остается практически неизменным. Со стороны ведомой ветви деформация ремня от входа на шкив к выходу увеличивается, поэтому ремень перемещается в радиальном и тангенциальном направлениях. От этого силы трения в контактирующих поверхностях ремня со шкивом на ведомом и ведущем шкиве будут различными. Эти явления приводят к неравномерному распределению нагрузки по виткам корда; чем шире ремень, тем выше неравномерность нагрузки по корду. Узкие ремни менее чувствительны к этим процессам, поэтому они в сравнении с нормальными при одинаковых площадях сечений допускают более высокое натяжение и способны передавать в 1,5...2 раза большую мощность при скорости ремня 40...50 м/с.

Широкие клиновые ремни используют для вариаторов.

Промышленность выпускает также многопрофильные клиновые ремни (рис. 12.16, табл. 12.13). Эти ремни состоят из двух – четырех узких или нормальных клиновых ремней, соединенных между собой тканевым слоем. Такие ремни используют как комплект подобранных по длине клиновых ремней, работающих совместно в одной передаче.

Все клиновые ремни, кроме широких вариаторных, выполняют с углом клина  $40^\circ$  в недеформированном состоянии. Исходными размерами, по которым в привод выбирается клиновой ремень промышленного изготовления, являются расчетная ширина  $w_p$  и расчетная длина  $L$  по нейтральному слою. Расчетные длины ремней назначают по нормальному ряду чисел. Для клиновых ремней нормального сечения по

R20 либо по R40; для узких и поликлиновых – по R20. Пределы длин приведены в табл. 12.11; 12.12 и 12.13.

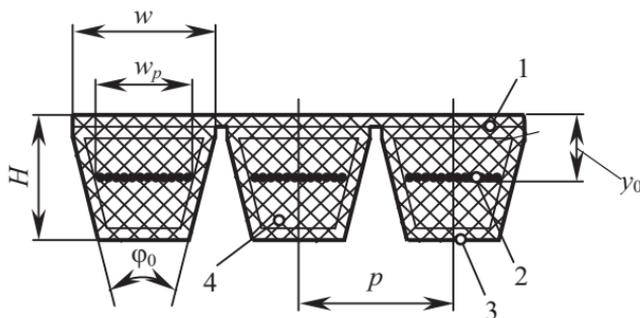


Рис. 12.16. Конструкция многопрофильного клинового ремня:  
1 – резиноканевая пластина; 2 – кордшнур; 3 – обертка; 4 – резина

Таблица 12.13

### Клиновые многопрофильные ремни

Обозначение сечения	Размеры сечения, мм			Предельные расчетные длины L, мм
	$w_p$	$w$	$H$	
R/O	8,5	9,3	7,5	1000...2500
R/A	11,0	12,3	10,0	1000...4000
R/Б	14,0	16,3	12,5	1000...6300
R/В	19,0	21,3	15,5	1000...10000
R/Г	27,0	31,3	21,0	1000...14000
R/УО	8,5	9,27	9,5	1000...3550
R/УА	11,0	12,27	13,0	1000...4000
R/УБ	13,0	16,27	15,0	1250...4000
R/УВ	18,0	21,27	20,0	2000...4000

Для двигателей автомобилей, тракторов и комбайнов применяют ремни вентиляторные клиновые в соответствии с ГОСТ 5813-93.

Заводы-изготовители комплектуют ремни по группам в пределах допуска на длину ремня. Комплект ремней, входящих в одну передачу, составляют из ремней одной группы. При работе ремней комплектами в случае отказа одного из ремней снимают весь комплект. Ремни, бывшие в употреблении, подбирают в отдельные комплекты.

Критериями отказа и предельного состояния ремней считают обрыв, трещины глубиной до несущего слоя, расслоение более чем на  $\frac{1}{3}$  длины и невозможность компенсации удлинения в приводе машины.

Средний ресурс ремней установлен ГОСТ1284.2-89 и приведен в табл. 12.14.

Таблица 12.14

### Ресурс ремней в эксплуатации

Наименование показателя		Ресурс ремня в часах для классов ремней			
		I	II	III	IV
1. Для самоходных и прицепных сельхозмашин, $T_p$ , не менее:	в простых контурах	800	850	1500	1700
	в сложных контурах	450	500	750	800
2. Для промышленного оборудования и стационарных сельхозмашин в среднем режиме работы, $T_{p(ср)}$		2000	2500	2700	3700

При легких, тяжелых и очень тяжелых режимах работы на промышленном оборудовании и стационарных сельхозмашинах расчетный ресурс ремней  $T_p$  вычисляют по формуле:

$$T_p = T_{p(ср)} \cdot K_1 \cdot K_2, \quad (12.38)$$

где  $K_1$  – коэффициент режима работы,  $K_1 = 2,5$  – для легкого режима работы;  $K_1 = 1$  – для среднего режима работы;  $K_1 = 0,5$  – для тяжелого режима работы и стационарных сельскохозяйственных машин;  $K_1 = 0,25$  – для очень тяжелого режима работы, перекрестных и полуперекрестных передач и двух шкивных передач с натяжным роликом вне контура;  $K_2$  – коэффициент, учитывающий климатические условия эксплуатации;  $K_2 = 1$  – для центральных и других зон, кроме районов с холодным и очень холодным климатом;  $K_2 = 0,75$  – для районов с холодным и очень холодным климатом.

### 12.8.2. Расчет клиноременной передачи

Результатом расчета является определение конструкции ремня, его сечения, числа ремней или ребер, геометрических размеров передачи, ее конструкции и обеспечение требуемого срока службы.

Вследствие сложности процессов передачи усилий от рабочих поверхностей ведущего шкива к ремню и от ремня к рабочим поверхностям ведомого шкива расчет выполняют по углу обхвата  $\alpha_{с1}$  на ведущем шкиве с учетом приведенного коэффициента трения  $f' = f / \sin(0,5\varphi)$  с действительным коэффициентом трения для ремней с оберткой  $f = 0,25 \dots 0,3$  и без обертки  $f = 0,55 \dots 0,6$ . В результате совме-



стного решения уравнений (12.26), (12.28), (12.29) с учетом уравнений (12.12), (12.21), (12.25) получаем выражение для допустимого полезного напряжения, удовлетворяющего условиям прочности и тяговой способности ремня [80,103]:

$$\sigma_t = \frac{m-1}{m} \cdot \left( \frac{C}{(N_E)^{1/g}} - 2 \cdot \frac{E \cdot y}{d_1} - 10^{-6} \cdot \rho \cdot v^2 \right). \quad (12.39)$$

В расчетах передач клиновыми ремнями используют рекомендации ИСО: ресурс ремня до разрушения принимают  $L_h = 24000$  часов,  $m = 5$  ( $\psi = 0,67$ ). Для «исходной передачи» [98, 103] с ремнями нормального сечения, двумя шкивами  $z_{ш} = 2$  при  $u = 1$ ;  $\alpha = 180^\circ$  уравнение (12.39) приводится к виду

$$\sigma_{t0} = \frac{5,55}{v^{0,09}} - 6 \cdot \frac{w_p^{1,57}}{d_e} - 10^{-3} v^2, \quad (12.40)$$

где  $\sigma_{t0}$  – исходное полезное напряжение, МПа;  $v$  – частота пробегов,  $c^{-1}$ ;  $v$  – скорость ремня, м/с;  $w_p$  – расчетная ширина ремня, мм;  $d_e$  – эквивалентный диаметр в мм

$$d_e = d_1 \cdot \kappa_{ш}, \quad (12.41)$$

где  $\kappa_{ш}$  – коэффициент, учитывающий разную степень изгиба на малом и большом шкивах:

$$\kappa_{ш} = \left\{ 2 \cdot \left[ 0,5 \cdot \left( 1 + \left( \frac{u+1}{2 \cdot u} \right)^{11,1} \right) \right]^{0,09} - 1 \right\}^{-1}. \quad (12.42)$$

Для узких ремней полезное напряжение в МПа находят по зависимости:

$$\sigma_{t0} = (27,1 - 5,11 \cdot \lg v) \cdot w_p^{-0,42} - 49 \cdot \frac{w_p}{d_e} - 1,2 \cdot 10^{-3} \cdot v^2 \quad (12.43)$$

(обозначения и размерности величин в формуле аналогичны (12.39)).

Для поликлиновой полезное напряжение исходной передачи с  $z_{ш} = 2$  при  $u = 1$ ;  $\alpha = 180^\circ$ ;  $L_h = 24000$  ч,  $m = 5$  ( $\psi = 0,67$ ) и длиной ремня  $L_0$  (табл. 12.15) находят по формуле:

$$\sigma_{t0} = \frac{a_1}{v^{0,09}} - \frac{a_2}{d_e} - a_3 \cdot v^2, \quad (12.44)$$

где  $a_1, a_2, a_3$  – коэффициенты, учитывающие конструкцию и сечение ремня;  $v$  – частота пробегов,  $c^{-1}$ ;  $d_e$  – эквивалентный диаметр, мм;  $v$  – скорость ремня, м/с.



Значение коэффициентов  $a_1, a_2, a_3$  и длины ремня  $L_0$ 

Параметры	Сечение ремней		
	К	Л	М
Исходная длина ремня $L_0$ , мм	710	1600	2240
Коэффициент $a_1$	8,8	6,18	6,83
Коэффициент $a_2$	146	247	600
Коэффициент $a_3$	$10,4 \cdot 10^{-4}$	$11,0 \cdot 10^{-4}$	$11,0 \cdot 10^{-4}$

Для заданных условий работы допускаемое полезное напряжение в МПа для клиноременных передач находят по формуле:

$$[\sigma]_l = \sigma_{\pi 0} \cdot C_{\alpha} / C_p, \quad (12.45)$$

где  $\sigma_{\pi 0}$  – исходное полезное напряжение, МПа – для ремней нормального сечения определяют по формуле (12.39); для узких клиновых ремней – по (12.42).

$C_{\alpha}$  – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата на тяговую способность передачи, для нормальных и узких клиновых ремней при  $\alpha = 150^\circ \dots 180^\circ$

$$C_{\alpha} = 1 - 0,0025 \cdot (180^\circ - \alpha). \quad (12.46)$$

На всем диапазоне углов обхвата по [80] для всех типов клиноременных передач более точно  $C_{\alpha}$  определяют по зависимости:

$$C_{\alpha} = (e^{\omega} - 1)m_0 / (e^{\omega_0}(m_0 - 1)), \quad (12.47)$$

где  $\omega$  – показатель степени:  $\omega = (\ln m_0) \cdot (\alpha_1 / 180^\circ)$ ,  $\alpha_1$  – угол обхвата в градусах;  $m_0$  – параметр, соответствующий оптимальному значению коэффициента тяги (рис. 12.12), для рассматриваемых передач  $m_0 = 5$ ,  $\psi = 0,67$ ;

$C_p$  – коэффициент режима работы, учитывающий возможные кратковременные перегрузки сверх учебного  $\psi = 0,67$ , его значения приведены в табл. 12.8.

Для заданных условий работы допускаемое полезное напряжение в МПа для передач с поликлиновым ремнем находят по формуле:

$$[\sigma]_l = \sigma_{\pi 0} \cdot C_{\alpha} \cdot C_L / C_p, \quad (12.48)$$

где  $\sigma_{\pi 0}$  – полезное напряжение исходной передачи (12.44);  $C_L$  – коэффициент, учитывающий влияние длины ремня на его долговечность

$$C_L = 1 + 2,4 \cdot [(L / L_0)^{0,09} - 1], \quad (12.49)$$

где  $L$  – выбранная длина ремня по табл. 12.11...12.13, а  $L_0$  – исходная длина ремня по табл. 12.15.

Обычно ременная передача включает в себя несколько ремней, подобранных по длине в комплект. Из-за разной в пределах допуска длины ремней, отличий механических характеристик их материалов рас-

пределение нагрузки между отдельными ремнями комплекта будет различной. В расчетах это учитывают коэффициентом распределения нагрузки по ремням –  $C_z$ . В начале полагают равномерное распределение нагрузки по ремням ( $C_z = 1$ ), после предварительного расчета числа ремней ( $z'$ ) вносят соответствующую поправку: при  $z' = 2...3$  принимают  $C_z = 0,95$ ; при  $z' = 4...6$   $C_z = 0,9$ ; при  $z' > 6$   $C_z = 0,75$  [80]. Затем расчет повторяют, уточняя число ремней,

$$z = F_t / (C_z A_1 [\sigma]_t), \quad (12.50)$$

где  $z$  – расчетное число ремней в передаче;  $F_t$  – окружное усилие в Н по (12.7);  $A_1$  – площадь сечения ремня по табл. 12.11;  $[\sigma]_t$  – допускаемое полезное напряжение в МПа по (12.48).

Для поликлиновой передачи число ребер ремня рассчитывают относительно ремня с 10 ребрами:

$$z = F_t \cdot 10 / (A_{10} [\sigma]_t), \quad (12.51)$$

где  $A_{10}$  – площадь сечения ремня с 10 ребрами (табл. 12.12);  $[\sigma]_t$  определяют по (12.48).

Выявленные показатели условий работы передачи позволяют уточнить коэффициент тяги относительно ранее принятого  $\psi = 0,67$  и вычислить по нему параметр  $m$ .

$$\psi = \psi_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L / C_p = 0,67 \cdot C_\alpha \cdot C_L / C_p, \quad (12.52)$$

где  $C_L = 1$  для клиновых ремней, для поликлиновых находят по (12.49).

$$\psi = (1 + \psi) / (1 - \psi). \quad (12.53)$$

**Проектный расчет.** Задача проектного расчета состоит в определении вариантов основных геометрических параметров передачи с целью выявления ее оптимальной конструкции, обеспечивающей заданный срок службы. Решение задачи имеет высокую степень неопределенности. Практикой выработана следующая последовательность таких расчетов.

1. По табл. 12.11 и 12.12, исходя из величины момента на быстром (ведущем) шкиве, назначают сечение ремня и минимальное значение диаметра ведущего шкива передачи  $d_{\min}$ . Выбранное значение диаметра согласуют с практическими [80] рекомендациями:

$$d_1 = C \cdot \sqrt[3]{T_1}, \quad (12.54)$$

где  $d_1$  – расчетный диаметр шкива в мм;  $T_1$  – вращающий момент на ведущем валу передачи, Н·м;  $C$  – коэффициент, учитывающий тип ремня,  $C = 38...42$  – для ремней нормального сечения,  $C = 30$  – для узких клиновых и поликлиновых ремней.



Под расчетным диаметром шкива понимают диаметр цилиндра по центру корда, по которому располагается нейтральный слой ремня; для поликлиновых ремней этот диаметр больше наружного диаметра шкива на величину  $2\delta$  (табл. 12.12), (по шкиву  $2\Delta$ ). Диаметры шкивов меньше  $d_{\min}$  применять не рекомендуется из-за резкого снижения долговечности, тяговой способности и КПД передачи.

Из возможных при выборе по вращающему моменту вариантов сечения ремня предпочтение следует отдавать меньшему по площади и высоте сечению, так как у таких ремней напряжение изгиба меньше, а ресурс ремней и КПД передачи выше. При одинаковых показателях по долговечности и КПД при меньшем сечении габариты передачи меньше, но число ремней в передаче возрастает. Выбранное сечение позволяет установить (табл. 2.11–12.13) размеры сечения ремня ( $w_p, w, h, y_0$ , например, для нормальных и узких клиновых ремней).

2. По принятому значению  $d_1$  находят по формуле (12.5) диаметр  $d$ , принимая  $\xi = 0,01$  для клиновых и поликлиновых ремней. Полученные значения  $d_1$  и  $d_2$  округляют в большую сторону до значений по ряду  $R 20$ , уточняют передаточное число  $u$ .

3. По формулам (12.3) рассчитывают скорость ремня передачи  $v$ , м/с.

4. По (12.41) определяют эквивалентный диаметр передачи  $d_e$ .

5. Величины рекомендуемых минимального и наибольшего межосевых расстояний передачи определяют по формулам табл. 12.1 с учетом данных табл. 12.11–12.13 о высоте сечения ремня. По принятой величине межосевого расстояния рассчитывают по (12.1) предварительное значение длины ремня  $L$  и назначают его стандартное значение по ГОСТ1284.2-89 (табл. 12.11, 12.12.12.13.).

Окончательное значение межосевого расстояния  $a$  определяют по формуле (12.2) для назначенной стандартной длины ремня  $L$ . В конструкции передачи для свободного надевания ремней на шкивы и подтягивания их для компенсации вытяжки при работе необходимо предусматривать возможность уменьшения межосевого расстояния на  $0,01L$  и увеличения на  $0,025L$ , для клиновых ремней, и для поликлиновых – уменьшение на  $0,013L$  и увеличение на  $0,02L$ . Определяют угол между ветвями ремня и угол обхвата малого шкива.

6. Назначенная длина ремня  $L$  и его расчетная скорость  $v$  в м/с позволяют определить частоту пробегов ремня:  $\nu = v/L$ , с<sup>-1</sup> ( $L$  – длина ремня, м).

7. Для принятого типа ремня и его сечения по соответствующим формулам (12.45) и (12.48) рассчитывают допускаемое полезное напряжение  $[\sigma]_r$ .

8. Число ремней передачи  $z$  рассчитывают по формуле (12.50). Выбранные ремни должны относиться к одной группе.

9. По выполненному расчету предварительно назначают основные размеры шкивов.

Проверочный расчет. Данные проектного расчета позволяют уточнить показатели тяговой способности передачи и на этом основании выполнить расчет максимальных напряжений в ремне, усилий предварительного натяжения и оценить количество комплектов ремней, обеспечивающих заданный срок службы передачи.

1. Коэффициент тяги при расчете всех типов клиноременных передач первоначально принимают  $\psi_0 = 0,67$  (соответственно  $m_0 = 5$ ). Найденные по формулам (12.52) и (12.53) значения показателей ( $\psi$  и  $m$ ) позволяют уточнить по (12.13)–(12.15) суммарные усилия в ремнях  $F_1$ ,  $F_2$ , и суммарные усилия  $F_0$ , необходимые для реализации вращающего момента на ведущем шкиве  $T_1$ .

2. Силу предварительного натяжения ремней в покое рассчитывают по (12.18):  $F_0 = 0,5(F_1 + F_2) - \chi F_{ц}$ , в которой  $F_{ц}$  следует находить с учетом данных табл. 12.11 и 12.12. по формуле:

$$F_{ц} = z \cdot q \cdot v^2, \text{ Н}, \quad (12.55)$$

где  $z$  – число ремней,  $q$  – масса 1 м длины ремня, кг/м.;  $v$  – скорость ремня, м/с.

3. По (12.26) рассчитаем максимальные напряжения в ремне  $\sigma_{\max}$  и по (12.28) оценим эквивалентное число циклов напряжений, которое выдержит ремень для заданных условий работы.

4. По табл. 12.14 и формуле (12.38) с учетом формулы (12.29) определим число циклов нагружений по среднему гарантийному сроку службы ремня и примем решение о конструктивном исполнении ременной передачи.

5. Силу, действующую на вал передачи, определим по (12.19).

## 12.9. Шкивы ременных передач

Шкивы ременных передач обычно изготавливают литыми из чугуна. Для быстрходных передач применяют облегченные шкивы из легких сплавов, неметаллические или стальные. Неметаллические шкивы (из пластмасс) имеют малую массу и повышенный коэффициент трения между ремнем и шкивом, но плохо проводят теплоту и обладают невысокой износостойкостью. *Шкивы передач подвергают балансировке*. Величина дисбаланса зависит от скорости ремня и не должна превышать следующих величин:

Скорость ремня $v$ , м/с	5...10	10,1...15	15,1...20	> 20
Дисбаланс, г/м	6	3	2	1





**Шкивы плоскоременных передач.** Обод шкива плоскоременной передачи выполняют либо цилиндрическим (рис. 12.17, а), либо выпуклым (рис. 12.17, б). В целях предотвращения сползания ремня в осевом направлении выпуклость наружной поверхности шкива выполняют только на шкиве большего диаметра. Диаметры шкивов назначают из расчета ременной передачи.

Ширину шкива  $B$  и стрелу выпуклости  $h$  для плоскоременных передач выбирают в зависимости от ширины ремней. Примеры назначения размеров шкивов приведены в табл. 12.16 [21].

Таблица 12.16

**Основные размеры шкивов плоскоременных передач, мм**

Ширина ремня $b$	Ширина шкива		Наружный диаметр шкива $d$	Стрела выпуклости $h$
	$B$	предельные отклонения		
10	16	±1	40; 45; 50; 56; 63; 71	0,3
16	20			
20	25	±1,5	80; 90; 100; 112	0,4
25	32			
32	40	±1,5	160; 180	0,5
40	50		200; 224	0,6
50	63		250; 280	0,8
63	71	±3,0	315; 355	1,0
71	80		свыше 355 по R20	

**Шкивы клиноременных передач.** Шкивы клиноременной передачи выполняют с канавками клиновидной формы (рис. 12.17, в). Размеры профиля канавок шкивов определяет типоразмер ремней, размеры стандартизованы.

В табл. 12.17 приведены размеры профиля канавок шкивов ремней нормальных сечений ГОСТ 1284.2-89. Для обеспечения долговечности работы ремней биение рабочих поверхностей относительно посадочной поверхности шкива на вал не должно превышать 0,2 мм при рабочем диаметре до 100 мм. Для других диаметров шкивов биение следует находить методом линейной интерполяции. У каждой канавки шкива контролируемые размерами являются: угол канавки шкива (допускаемое отклонение  $\pm 30'$ ), расчетный диаметр и глубина канавки под расчетной шириной. Ремень при работе не должен выступать за пределы наружного диаметра шкива, так как в этом случае кромки канавок разрушают ремень.

Расчетным диаметром шкива является диаметр окружности расположения центров тяжести поперечных сечений ремня или нейтрального слоя. Все размеры, определяющие форму шкива, выбирают по соответствующим стандартам в зависимости от размеров поперечного сечения ремня

Таблица 12.17

**Размеры профиля канавок шкивов ремней  
нормальных сечений, мм**

Сечение ремня	$w_p$	$b_{\min}$	$h_{\min}$	$e$		$f$		$r$	$d_p$ для угла канавки, $\alpha$		
				Номинал	Пред. откл.	Номинал	Пред. откл.		34°	36°	38°
									не более	не менее	
Z	8,5	2,5	7,0	12,0	$\pm 0,3$	8,0	$\pm 1,0$	0,5	80		80
A	11,0	3,3	8,7	15,0	$\pm 0,3$	10,0	$+2,0$ $-1,0$	1,0	118	–	118
B	14,0	4,2	10,8	19,0	$\pm 0,4$	12,5	$+2,0$ $-1,0$	1,0	190	–	190
C	19,0	5,7	14,3	25,5	$\pm 0,5$	17,0	$+2,0$ $-1,0$	1,5	315	–	315
D	27,0	8,1	19,9	37,0	$\pm 0,6$	24,0	$+3,0$ $-1,0$	2,0	–	475	475
E	32,0	9,6	23,4	44,5	$\pm 0,7$	29,0	$+4,0$ $-1,0$	2,0	–	600	600
EO	42,0	12,5	30,5	58,0	$\pm 0,8$	38,0	$+5,0$ $-1,0$	2,5	–	–	800

**Пример.** Рассчитать открытую передачу клиновым ремнем к вентилятору, потребляющему мощность  $P_2 = 5,4$  кВт при  $580 \text{ мин}^{-1}$  с приводом от асинхронного двигателя мощностью  $5,5$  кВт при частоте вращения  $n_1 = 1445 \text{ мин}^{-1}$  с пуском через автотрансформатор. Пусковой момент  $T_{\max} = 1,2T_{\text{ном}}$ . Нагрузка, не реверсивная, эксплуатация передачи в две смены. Натяжение ремня – передвижением двигателя по салазкам.

**Решение.**

1. Проектный расчет.

1. Вращающий момент на ведущем валу

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{5,5}{1445} = 36,35 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. По табл. 12.18 предварительно назначаем ремень нормального сечения A.



## Технические параметры ремня нормального сечения А

$w_p$	$w$	$h$	$y_0$	$A_1$	$L$	$q$	$d_{\min}$	$T_0 (T_1)$
мм				мм <sup>2</sup>	мм	кг/м	мм	Н·м
11	13	8	2,8	81	560...4500	0,10	90	15...60

3. Минимально допустимый диаметр меньшего шкива:  $d_{\min} = 90$  мм (табл. 12.11).

4. Расчетный диаметр меньшего шкива:

$$d_1 = C \cdot \sqrt[3]{T_1} = (38...42) \cdot \sqrt[3]{36,35} = 126...139 \text{ мм.}$$

Расчетная величина  $d_1 > d_{\min} = 90$  мм. Принимаем размер диаметра шкива  $d_1 = 140$  мм из ряда R20.

5. Расчетный диаметр ведомого шкива

$$d_2 = u \cdot d_1 \cdot (1 - \varepsilon) = 2,49 \cdot 140 \cdot (1 - 0,01) = 345 \text{ мм,}$$

где  $u = n_1/n_2 = 1445/580 = 2,49$ ; принимаем размер диаметра шкива  $d_2 = 355$  мм из ряда R20.

6. Фактическое передаточное число:

$$u_{\phi} = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)} = \frac{355}{140 \cdot (1 - 0,01)} = 2,56.$$

Фактическое передаточное число  $u_{\phi} = 2,56$  отличается от заданного  $u = 2,5$  менее чем на 2,4 %, что допустимо.

7. Скорость ремня:

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 140 \cdot 1445}{60 \cdot 1000} = 10,6 < [V] = 30 \text{ м/с.}$$

8. Находим эквивалентный диаметр передачи в мм

$$d_e = d_1 \cdot \kappa_{\Pi} = 140 \cdot 1,134 = 158,73 \text{ мм,}$$

где  $\kappa_{\Pi}$  – коэффициент, учитывающий разную степень изгиба на малом и большом шкивах:

$$\begin{aligned} \kappa_{\Pi} &= \left\{ 2 \cdot \left[ 0,5 \cdot \left( 1 + \left( \frac{u+1}{2 \cdot u} \right)^{11,1} \right) \right]^{0,09} - 1 \right\}^{-1} \\ &= \left\{ 2 \cdot \left[ 0,5 \cdot \left( 1 + \left( \frac{2,56+1}{2 \cdot 2,56} \right)^{11,1} \right) \right]^{0,09} - 1 \right\}^{-1} = 1,134. \end{aligned}$$

9. Межосевое расстояние

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + h = 0,55(140 + 355) + 8 \approx 280 \text{ мм;}$$

$$a_{\max} = 2(d_1 + d_2) = 2(140 + 355) = 990 \text{ мм.}$$



Так как необходимо иметь  $a > a_{\min}$ , то предварительно принимаем из ряда R10  $a = 315$  мм.

10. Расчетная длина ремня (12.1)

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} =$$

$$= 2 \cdot 315 + \frac{3,14}{2} \cdot (140 + 355) + \frac{(355 - 140)^2}{4 \cdot 315} \approx 1444 \text{ мм.}$$

Принимаем по ГОСТ 1284.1-89 ремень длиной  $L = 1400$  мм.

11. Уточняем значение межосевого расстояния  $a$  при  $L = 1400$  мм.

$$a = \frac{1}{8} \cdot \left[ 2 \cdot L - \pi \cdot (d_2 + d_1) + \sqrt{[2 \cdot L - \pi \cdot (d_2 + d_1)]^2 - 8 \cdot (d_2 - d_1)^2} \right] =$$

$$= \frac{1}{8} \cdot [2 \cdot 1400 - 3,14 \cdot (355 + 140) +$$

$$+ \sqrt{[2 \cdot 1400 - 3,14 \cdot (355 + 140)]^2 - 8 \cdot (355 - 140)^2}] \approx 291 \text{ мм.}$$

Наибольшее и наименьшее предельные значения межосевого расстояния с учетом монтажа и вытяжки ремня:

$$a_{\max} = a + 0,025L = 291 + 0,025 \cdot 1400 = 326 \text{ мм;}$$

$$a_{\min} = a + 0,01L = 291 - 0,01 \cdot 1400 = 277 \text{ мм.}$$

12. Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57,3^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57,3^\circ \cdot \frac{355 - 140}{291} \approx 138^\circ > [\alpha_1] = 120^\circ.$$

13. Частота пробегов ремня

$$\nu = \frac{1000 \cdot V}{L} = \frac{1000 \cdot 10,6}{1400} \approx 7,57 \text{ с}^{-1} \leq [\nu] = 20 \text{ с}^{-1}.$$

14. Окружная сила

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 36,35}{140} = 519,3 \text{ Н.}$$

15. Допускаемое полезное напряжение в МПа для клиноременных передач находят по формуле:

$$[\sigma]_t = \sigma_{t0} C_\alpha / C_p = 2,88 \cdot 0,886 / 1,2 \approx 2,13 \text{ МПа,}$$

где  $\sigma_{t0}$  – исходное полезное напряжение (12.40) составляет

$$\sigma_{t0} = \frac{5,55}{\nu^{0,09}} - 6 \cdot \frac{w_p^{1,57}}{d_e} - 10^{-3} \cdot \nu^2 = \frac{5,55}{7,57^{0,09}} - 6 \cdot \frac{11^{1,57}}{158,73} - 10^{-3} \cdot 10,6^2 =$$

$$= 2,88 \text{ МПа}$$

( $\nu$  – частота пробегов,  $\nu = 7,57 \text{ с}^{-1}$ ;  $\nu$  – скорость ремня,  $\nu = 10,6 \text{ м/с}$ ;  $w_p$  – расчетная ширина ремня,  $w_p = 11 \text{ мм}$ ;  $d_e$  – эквивалентный диаметр  $d_e = 158,73 \text{ мм}$ );



$C_\alpha$  определяем по (12.47) для всех типов клиноременных передач на всем диапазоне углов обхвата

$$C_\alpha = (e^{\omega} - 1)m_0 / (e^{\omega}(m_0 - 1)) = (e^{1,2339} - 1)5 / (e^{1,2339}(5 - 1)) = 0,886$$

( $\omega = (\ln m_0) \cdot (\alpha_1 / 180^\circ) = (\ln 5) \cdot (138^\circ / 180^\circ) = 1,2339$ );  $C_p = 1,2$  по табл. 12.8.

16. Расчетное число ремней в передаче определяем по (12.50), предварительно при  $C_z = 1$  имеем:

$$z' = F_t / (C_z A_1 [\sigma]_t) = 519,3 / (1 \cdot 81 \cdot 2,13) \approx 3;$$

с учетом коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ремням число ремней в передаче составит:  $z = z' / C_z = 3 / 0,95 \approx 3,2$ ;

где  $F_t$  – окружное усилие, по (12.7)  $F_t = 519,3$  Н;  $A_1$  – площадь сечения ремня, по табл. 12.11 для принятого сечения  $A_1 = 81$  мм<sup>2</sup>;  $[\sigma]_t$  – допускаемое полезное напряжение в МПа по (12.48).

17. Предварительно сохраним число ремней в передаче  $z = 3$ . Основные размеры шкива для принятого сечения и расчетного диаметра такие: ширина шкива  $M = 55$  мм, наружный диаметр  $d = 146,6$  мм, угол профиля канавки  $\varphi = 34^\circ$ .

## 2. Проверочный расчет.

1. По (12.52) определяем коэффициент тяги для предварительно рассчитанной клиновой передачи:

$$\psi = 0,67 \cdot C_\alpha \cdot C_L / C_p = 0,67 \cdot 0,886 \cdot 1 / 1,2 \approx 0,495,$$

где  $C_\alpha = 0,886$ ;  $C_p = 1,2$  (пункт 12 проектного расчета);  $C_L = 1$  для клиновых ремней.

2. По (12.53) определяем  $e^{\psi \alpha_1} = m = (1 + \psi) / (1 - \psi) = (1 + 0,495) / (1 - 0,495) = 2,96$ .

3. Определяем по (12.12) ... (12.14) усилия натяжения ветвей комплекта ремней и усилие предварительного натяжения, обеспечивающих передачу вращающего момента:

$$F_1 = F_t \frac{m}{m-1} = 519,3 \frac{2,96}{2,96-1} \approx 784,2 \text{ Н};$$

$$F_2 = F_t \frac{1}{m-1} = 519,3 \frac{1}{2,96-1} \approx 265 \text{ Н};$$

$$F_0 = F_t \frac{m+1}{2(m-1)} = 519,3 \frac{2,96+1}{2(2,96-1)} \approx 524,6 \text{ Н}.$$

4. Силу натяжения ремня в покое устанавливаем по (12.18), учитывая влияние центробежных сил при работе передачи:

$$F_0 = 0,5(F_1 + F_2) - \chi \cdot F_{ц} = 0,5(784,2 + 265) - 0,5 \cdot 33,7 \approx 507,8 \text{ Н},$$



где  $F_{ц}$  – центробежная сила,  $F_{ц} = z \cdot q \cdot v^2 = 3 \cdot 0,10 \cdot (10,6)^2 = 33,7$  Н; коэффициент  $\chi$  зависит от способа натяжения и относительной жесткости ремня и деталей, учитывая способ натяжения ремня в передаче, примем  $\chi = 0,5$  ( $\chi = 1$  при автоматическом натяжении).

5. Максимальное значение средних условных напряжений определяем по формуле (12.26)

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{н1} = 3,37 + (1,7 \dots 2,86) = (5,07 \dots 6,23) \text{ МПа},$$

где  $\sigma_1$  – растягивающие напряжения в ведущей ветви ремня;  $\sigma_{н1}$  – напряжения изгиба в ремне при обегании ведущего шкива,  $\sigma_{ц}$  – напряжения от центробежных сил:

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A \cdot z} + \frac{F_{ц}}{A \cdot z} = \frac{784,2}{81 \cdot 3} + \frac{0,1 \cdot 10,6^2}{81} = 3,23 + 0,14 = 3,37 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{ц} = \frac{F_{ц}}{A} = \frac{qv^2}{A} = \frac{0,1 \cdot 10,6^2}{81} = 0,14 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{н1} = \frac{h}{d_1} \cdot C_2 = (8/140) \cdot (30 \dots 50) = (1,71 \dots 2,86) \text{ МПа},$$

где  $h$  и  $d_1$  – соответственно высота сечения ремня и диаметр ведущего шкива, мм;  $C_2$  – приведенный модуль упругости ремня, МПа ((30...50) МПа для кордшнуровых ремней и (40...50) МПа для кордтканевых [98]).

6. Для полученного уровня максимальных напряжений по уравнению выносливости (12.28) и уравнению числа циклов нагружений (12.29) определим долговечность ремня

$$L_h = \frac{(C/\sigma_{\max})^m}{3600 \cdot v \cdot z_{ш}} = \frac{(30/(5,07 \dots 6,23))^{11}}{3600 \cdot 7,57 \cdot 2} = 5712 \dots 592 \text{ часа}.$$

Полученные результаты расчетов показывают высокий уровень рассеяния долговечности ремня, поэтому такая оценка является сугубо ориентировочной.

7. Средний ресурс ремней, установленный ГОСТ1284.2-89, рассчитаем по табл. 12.14 и формуле (12.38)

$$T_p = T_{p(\text{ср})} \cdot K_1 \cdot K_2 = (2000 \dots 3700) \cdot (1 \dots 2,5) \cdot 1 = (2000 \dots 9250) \text{ часов},$$

где  $K_1$  – коэффициент режима работы,  $K_1 = 2,5$  – для легкого режима работы;  $K_1 = 1$  – для среднего режима работы (эти режимы соответствуют условиям задачи);  $K_2$  – коэффициент, учитывающий климатические условия эксплуатации, при работе в помещении  $K_2 = 1$ .

8. Усилие, действующее на вал от передачи найдем, по зависимости (12.19)



$$F_a = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos \alpha_1} - 2 \cdot F_{ц} \cdot \sin(\alpha_1/2) =$$

$$= \sqrt{784^2 + 265^2 - 2 \cdot 784 \cdot 265 \cdot \cos 138^\circ} - 2 \cdot 33,7 \cdot \sin(138^\circ/2) = 934 \text{ Н.}$$

2.5. Угол между вектором результирующей силы и осью центров передачи:

$$\theta = \arctg[F_t \cdot \cos(\alpha_1/2) / F_a] = \arctg[519,3 \cdot \cos(138/2) / 934] = 11,27^\circ.$$

9. Сопоставляя результаты расчета долговечности ремня, можно сделать следующие выводы.

- Один комплект назначенных в передачу ремней IV класса для заданных условий работы может отработать около 3152 часов.
- Сила натяжения ремня в покое составляет 507,8 Н; в эксплуатации необходим контроль натяжения.
- Для разработки сравнительных вариантов конструкции привода следует рассчитать передачу с четырьмя ремнями нормального сечения, узким клиновым и поликлиновым ремнями.

### Вопросы для самоконтроля

1. Принцип действия ременных передач. Типы ремней.
2. Преимущества и недостатки ременных передач, области их применения.
3. Геометрические зависимости в передаче.
4. Усилия в ветвях ремня.
5. Номинальное напряжение в ремне, расчет.
6. Критерии работоспособности. Кривая скольжения.
7. Расчет плоскоремной передачи.
8. Клиноремная передача. Конструкции ремней.
9. Расчет клиноремной передачи.



## ГЛАВА 13

### ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

#### 13.1 Общие сведения

Цепная передача представляет собой механизм для передачи механической энергии между параллельными валами, с закрепленными на них зубчатыми колесами (звездочками), которые охвачены бесконечной цепью (рис. 13.1).

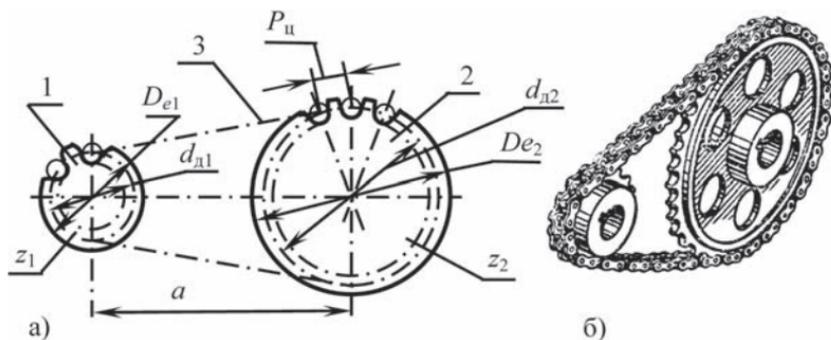


Рис 13.1. Цепная передача: а – схема цепной передачи:

1 – ведущая звездочка; 2 – ведомая звездочка; 3 – цепь; б – общий вид

Цепь – это гибкое изделие, состоящее из отдельных шарнирно соединенных жестких звеньев.

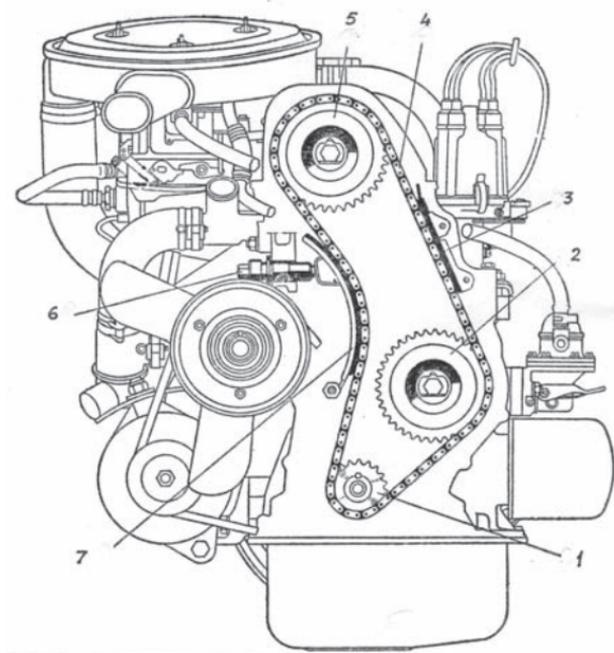
Цепную передачу относят к передачам зацеплением с гибкой связью. Наличие зацепления обеспечивает такой передаче ряд преимуществ по сравнению с ременной передачей.

Цепные передачи получили наибольшее распространение в сельскохозяйственном машиностроении, горнорудном оборудовании, подъемно-транспортных устройствах, полиграфических машинах, нефтебуровом оборудовании, автомобилях, мотоциклах, мотороллерах, велосипедах. В настоящее время невозможно себе представить дорожные велосипеды, а в особенности спортивные велосипеды без цепных передач.

Цепные передачи могут работать в широком диапазоне:  $P \leq 5000$  кВт;  $V \leq 35$  м/с;  $u \leq 10$ . Но наиболее распространены цепные передачи с параметрами:  $P \leq 100$  кВт;  $V \leq 15$  м/с;  $u \leq 7$ .

Часто цепные передачи имеют дополнительные элементы в виде натяжных и смазочных устройств, защитных кожухов (картеров) и др.

В качестве примера на рис. 13.2, 13.3 показано применение цепных передач в двигателе внутреннего сгорания и в нефтяной промышленности.

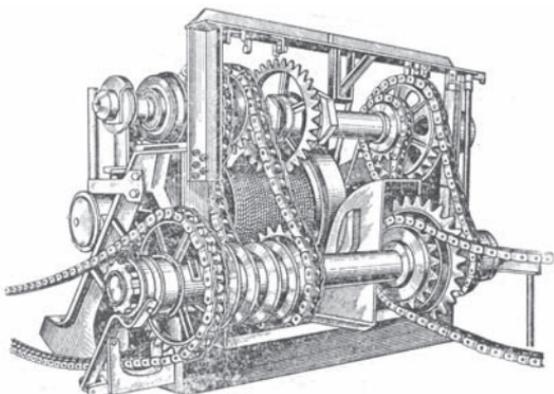


*Рис. 13.2. Цепной привод распределительного вала и вала масляного насоса семейства двигателей внутреннего сгорания ВАЗ:*

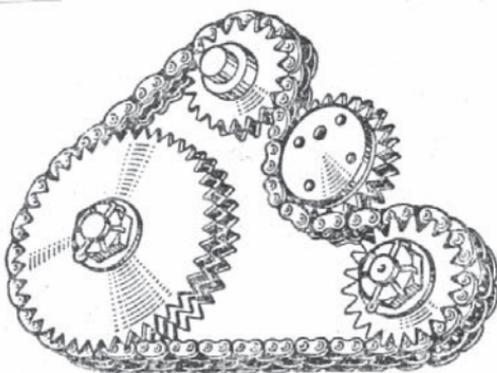
*1 – ведущая звездочка; 2 – ведомая звездочка вала масляного насоса; 3 – успокоитель; 4 – цепь; 5 – ведомая звездочка распределительного вала; 6 – натяжное устройство; 7 – башмак натяжного устройства*

#### **Достоинства** цепных передач:

1) отсутствие проскальзывания (по сравнению с ременными передачами); 2) возможность работы при значительном межосевом расстоянии (до 8 м); 3) компактность (по сравнению с ременными передачами); 4) способность передавать большие мощности; 5) высокий КПД, достигающий до 0,98; 6) малые силы, действующие на валы; 7) возможность передачи движения нескольким ведомым валам (рис. 13.2; 13.4); 8) легкость замены цепи.



*Рис. 13.3. Цепные передачи четырехскоростной лебедки, применяемой в нефтяной промышленности [20]*



*Рис. 13.4. Цепь, огибающая несколько звездочек [20]*

**Недостатки** цепных передач: 1) удлинение цепи из-за износа шарниров; 2) непостоянство скорости движения цепи, что особенно проявляется при малых числах зубьев звездочек; 3) шум при работе; 4) необходимость точной сборки (параллельность валов, установка ведущей и ведомой звездочек в одной плоскости); 5) необходимость регулировки и смазывания.

### **13.2. Элементы цепных передач**

**Цепи.** В общем машиностроении цепи цепных передач называют приводными. Приводные цепи могут быть: роликковые, втулочные (ГОСТ 13568-97) и зубчатые (ГОСТ 13552-81).

Главной геометрической характеристикой приводной цепи является ее шаг  $P_{ц}$  – расстояние между осями двух ближайших шарниров. Основная силовая характеристика приводной цепи – разрушающая нагрузка, которая устанавливается опытным путем.

Роликовые цепи состоят из внутренних и наружных звеньев (рис. 13.5, а, б), внутреннее звено образуется из двух внутренних пластин 1 (рис. 13.5, а), в отверстия которых запрессованы две втулки 3 с надежностью на них роликами 2. Наружное звено также образуется из двух, но наружных пластин 4 (рис. 13.5, б), в отверстия которых запрессованы два валика 5. При сборке цепи внутренние звенья и наружные чередуются, образуя гибкое изделие – цепь (рис. 13.6). Соединение цепи в бесконечную последовательность звеньев осуществляют при помощи соединительного звена (рис. 13.5, г) с пружинным замком или путем расклепывания валиков выступающих из наружных пластин.

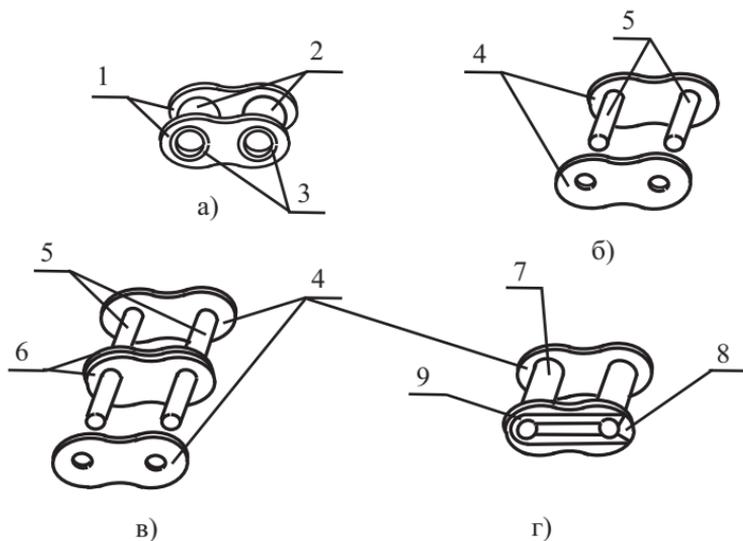


Рис. 13.5. Типы звеньев: а – внутреннее звено; б – наружное звено; в – наружное звено двухрядное; г – соединительное звено с пружинным замком. Элементы звеньев: 1 – внутренняя пластина; 2 – ролик; 3 – втулка; 4 – наружная пластина; 5 – валик; 6 – промежуточная пластина; 7 – соединительный валик; 8 – съемная пластина; 9 – пружинный замок

Для соединения звеньев цепи в бесконечную последовательность применяют также переходные звенья одинарные (рис. 13.6) и двойные в зависимости от необходимого количества звеньев в цепи.

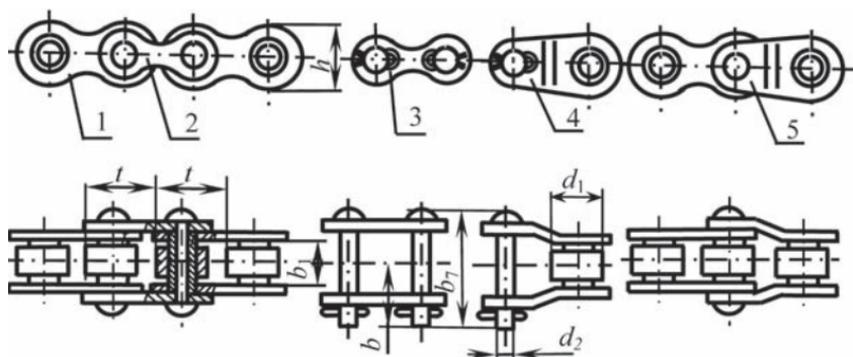


Рис. 13.6. Приводная роликотая однорядная цепь типа ПР:  
 1 – внутреннее звено; 2 – наружное звено; 3 – соединительное звено;  
 4 – переходное звено; 5 – двойное переходное звено

**Втулочные приводные цепи** по конструкции аналогичны роликотым, но не имеют роликов, что удешевляет цепь, но увеличивает ее износ.

Приводные цепи стандартизованы (ГОСТ 13568-97, ИСО 606-94). Указанный стандарт устанавливает параметры, размеры и требования к приводным цепям следующих типов:

- ПР – роликотые однорядные;
- 2 ПР – роликотые двухрядные;
- 3 ПР – роликотые трехрядные;
- 4 ПР – роликотые четырехрядные;
- ПВ – втулочные однорядные;
- 2 ПВ – втулочные двухрядные;
- ПРИ – роликотые с изогнутыми пластинами.

Основные параметры приводных роликотых однорядных цепей по ГОСТ 13568-97 (ИСО 606-94) приведены в табл. 13.1.

В межгосударственный стандарт ГОСТ 13568-97 включены положения международного стандарта ИСО 606-94 по цепям, применяемым в большинстве стран мира с унификацией размеров. Поэтому шаг приводных цепей задан величиной кратной или дольной от дюйма ( $1'' = 25,4$  мм) и при переводе в метрическую систему мер величина шага получается дробной. Так, например:  $0,5 \cdot 1'' = 0,5 \cdot 25,4 = 12,7$  мм;  $0,75 \cdot 1'' = 0,75 \cdot 25,4 = 19,05$  мм;  $1,25 \cdot 1'' = 1,25 \cdot 25,4 = 31,75$  мм и т. д.

Таблица 13.1

**Цепи приводные однорядные типа ПР по ГОСТ 13568-97**  
**Размеры в миллиметрах**

Типоразмер цепи	Шаг цепи $t$	$b_1$ , не менее	$d_2$	$d_1, d_4$	$h$ , не более	$b_7$ , не более	$b$ , не более	Разрушающая нагрузка, кН, не менее	Масса 1 м цепи (расчетная), кг
ПР-12,7-10-1	12,7	2,40	3,66	7,75	10,0	10,5	6,3	10,0	0,30
ПР-12,7-9	12,7	3,30	3,66	7,75	10,0	12	7	9,0	0,35
ПР-12,7-18,2-1	12,7	5,40	4,45	8,51	11,8	19	10	18,2	0,65
ПР-12,7-18,2	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	11	18,2	0,75
ПР-15,875-23-1	15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20	11	23,0	0,80
ПР-15,875-23	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	23,0	1,00
ПР-19,05-31,8	19,05	12,70	5,94	11,91	18,2	33	18	31,8	1,90
ПР-25,4-60	25,4	15,88	7,92	15,88	24,2	39	22	60,0	2,60
ПР-31,75-89	31,75	19,05	9,53	19,05	30,2	46	24	89,0	3,80
ПР-38,1-127	38,1	25,40	11,10	22,23	36,2	58	30	127,0	5,50
ПР-44,45-172,4	44,45	25,40	12,70	25,40	42,4	62	34	172,4	7,50
ПР-50,8-227	50,8	31,75	14,27	28,58	48,3	72	38	227,0	9,7

Обозначение шага цепи в ГОСТ 13568-97 (ИСО 606-94) дано двойко:  $t$  – шаг цепи, как расстояние между одноименными поверхностями соседних роликов;  $p$  – шаг цепи, как расстояние между осями соседних шарниров. Очевидно, что для новой цепи можно полагать  $t = p$ .

ГОСТ 13568-97 (ИСО 606-94) устанавливает также параметры и размеры к приводным роликовым цепям двух-, трех- и четырехрядным. С увеличением числа рядов при одном и том же шаге цепи нагрузочная способность цепи возрастает почти пропорционально числу рядов. На рис. 13.7. показана приводная роликовая двухрядная цепь.

Кроме указанных приводных роликовых цепей применяют роликовые цепи с изогнутыми пластинами (рис. 13.8).

Приводные роликовые цепи с изогнутыми пластинами находят применение в строительных и дорожных машинах, работающих в тяжелых условиях. За счет более высокой осевой податливости такие цепи лучше работают при ударных нагрузках.

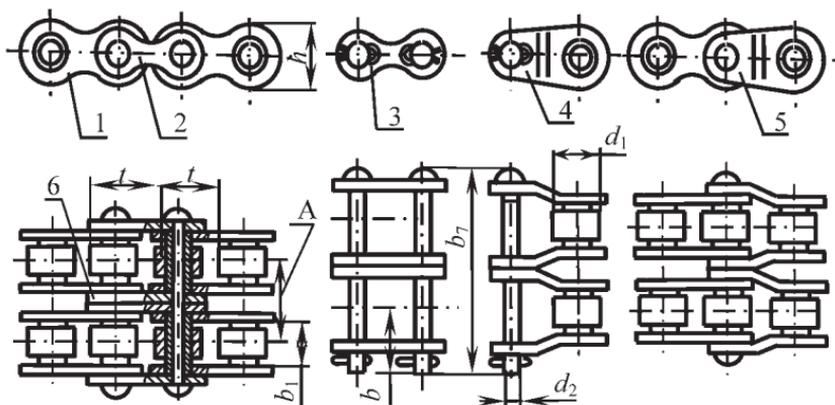


Рис. 13.7. Цепь приводная роликотая двухрядная:  
 1 – внутреннее звено; 2 – наружное звено; 3 – соединительное звено;  
 4 – переходное звено; 5 – двойное переходное звено;  
 6 – промежуточная пластина

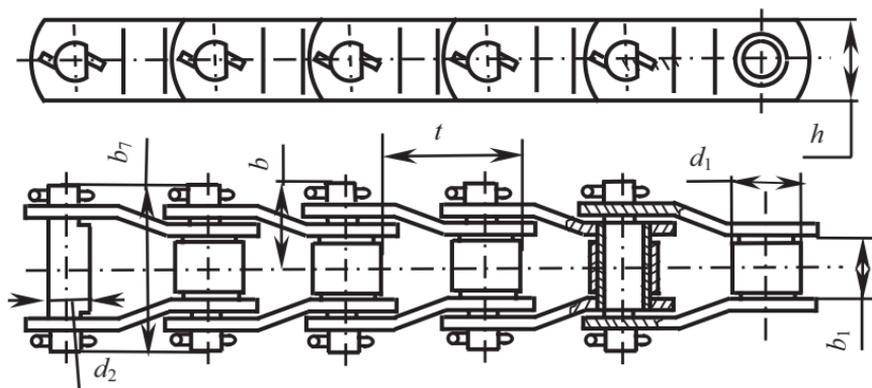


Рис. 13.8. Цепь приводная роликотая с изогнутыми пластинами (тип ПРИ)

Наряду с роликотыми цепями в машиностроении применяют также втулочные однорядные и двухрядные цепи.

Условное обозначение приводных цепей по ГОСТ 13568-97.

Цепь приводная роликотая однорядная шага 31,75 мм, с расстоянием между внутренними пластинами  $b_1 = 19,05$  и разрушающей нагрузкой 89 кН:

Цепь ПР-31,75-89 ГОСТ 13568-97.

Цепь приводная роликотая двухрядная шага 31,75 мм с разрушающей нагрузкой 177 кН:

*Цепь 2ПР-31,75-177 ГОСТ 13568-97.*

Цепь приводная роликотая с изогнутыми пластинами шага 78,1 мм с разрушающей нагрузкой 360 кН:

*Цепь ПРИ-78,1-360 ГОСТ 13568-97.*

**Зубчатые цепи** по ГОСТ 13552-81 обеспечивают плавную работу с меньшим шумом, имеют большую допустимую скорость и более высокую прочность, чем роликотые.

Зубчатая цепь (рис. 13.9) состоит из рабочих 1 и направляющих пластин 2, которые соединены между собой сегментными призмами.

Рабочая пластина имеет сложную форму с двумя зубьями и двумя фасонными отверстиями для соединительных призм. Направляющая пластина не имеет выреза в середине и, входя в соответствующий паз звездочки, предохраняет цепь от смещения вдоль оси звездочки во время работы.

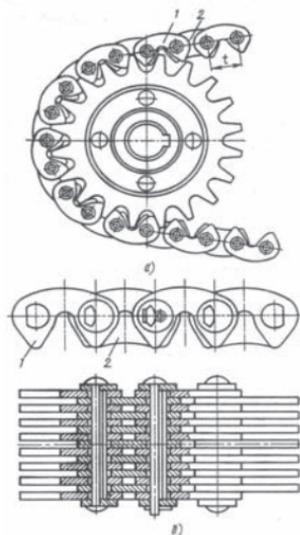


Рис. 13.9. Зубчатая цепь

Рабочие пластины – валики и втулки – выполняют из сталей 15, 20, 15Х, 12ХН3А, 18ХГТ и других с последующей цементацией и закалкой до твердости, не менее 59,5 HRC, для цепей с шагом до 15,875 мм и не менее 48,5 HRC, для остальных (ГОСТ 13568-97).

Зубчатые цепи более сложны в изготовлении и тяжелее по сравнению с роликотыми цепями. Поэтому они вытесняются более технологичными высокоточными (прецизионными) роликотыми и втулочными цепями, которые в настоящее время не уступают зубчатым по шумовым характеристикам. Зубчатые цепи применяют, в основном, как запасные части к оборудованию, спроектированному в прежние годы [49, 60, 80]. Поэтому здесь они не рассматриваются, а вопросы, связанные с их расчетом, можно найти в [20, 46, 103].

### 13.2.2. Материалы и термическая обработка деталей цепей

Пластины цепей изготавливают из сталей 40, 45, 50, 40Х, 40ХН, 30ХН3А с последующей закалкой и отпуском, до твердости не менее 32 HRC. Детали шарниров – валики и втулки – выполняют из сталей 15, 20, 15Х, 12ХН3А, 18ХГТ и других с последующей цементацией и закалкой до твердости, не менее 59,5 HRC, для цепей с шагом до 15,875 мм и не менее 48,5 HRC, для остальных (ГОСТ 13568-97).

### 13.2.3. Звездочки цепных передач

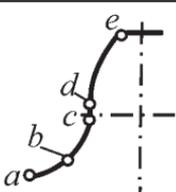
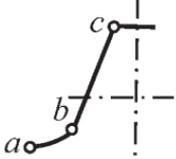
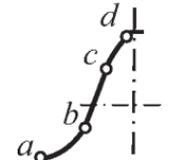
Звездочки цепных передач аналогичны зубчатым колесам. Они также имеют ступицу, диск и зубчатый венец. По конструктивному исполнению звездочки не стандартизованы.

Основным элементом звездочки является зубчатый венец. От правильно рассчитанного и выполненного профиля зубьев звездочек зависит качество работы цепной передачи. Форма профиля зубьев звездочек должна обеспечивать надежность сцепления звездочек с цепью, износостойкость зубьев и шарниров цепи.

Профилирование зубьев звездочек по боковой поверхности выполняют по ГОСТ 591-69 и ГОСТ 592-81. Согласно указанным стандартам профиль зуба звездочки может быть: вогнуто-выпуклый, прямолинейный, прямолинейно-выпуклый (табл. 13.2). Считают [80], что вогнуто-выпуклый профиль зуба имеет преимущества перед остальными по нагруженности сопряжения ролик цепи – зуб звездочки, так как в зоне вогнутого участка этого профиля напряжения меньше, чем в контакте с другими профилями. Однако этот профиль уступает другим профилям по силе удара шарнира цепи при входе в зацепление.

Таблица 13.2

Основные профили зубьев звездочек [80]

Профили зуба	Эскиз	Боковой профиль зуба
1. Вогнуто-выпуклый (ГОСТ 591-69)		Образуется из четырех участков: впадины <i>ab</i> , вогнутого профиля <i>bc</i> , очень незначительного по величине прямолинейного участка <i>cd</i> и головки зуба <i>de</i>
2. Прямолинейный (ГОСТ 592-81)		Образуется из двух участков: впадины <i>ab</i> и рабочей части <i>bc</i> с прямолинейным профилем зуба
3. Прямолинейно-выпуклый (ГОСТ 592-81)		Образуется из трех участков: впадины <i>ab</i> , рабочей части <i>bc</i> с прямолинейным профилем и головки зуба <i>cd</i>



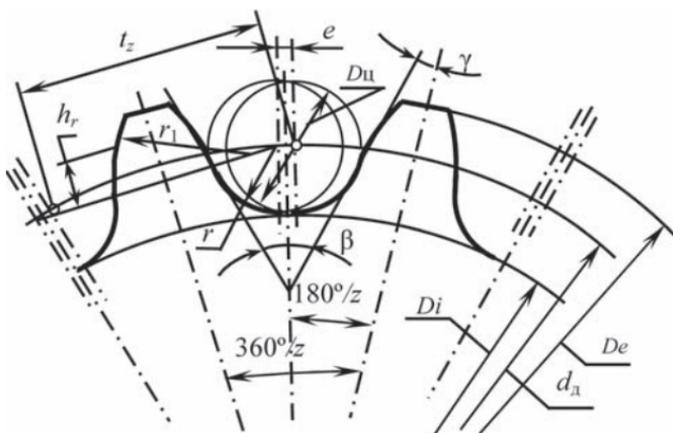


Рис. 13.12. Профиль зубьев одноходовых звездочек с геометрической характеристикой зацепления  $\lambda \leq 2,2$ . Тип 1 по ГОСТ 592-81

Таблица 13.3

**Основные зависимости для расчета и построения профиля зубьев звездочек по ГОСТ 591-69**

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула
1	2	3
1. Шаг цепи	$t$	Размеры выбирают по ГОСТ 13568-97, ГОСТ 21834-76
2. Диаметр элемента зацепления цепей: втулочных $D_{ц} = d_4$ роликовых $D_{ц} = d_1$	$D_{ц}$	
3. Геометрическая характеристика зацепления	$\lambda$	$\lambda = \frac{t}{D_{ц}}$
4. Число зубьев звездочки	$z$	—
5. Диаметр делительной окружности	$d_d$	$d_d = t \cdot \operatorname{cosec} \frac{180^\circ}{z} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$
6. Диаметр окружности выступов	$D_e$	$D_e = t \left( K + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} \right)$

1	2	3					
7. Коэффициент высоты зуба	K	$\lambda$	от 1,40	от 1,50	от 1,60	от 1,70	от 1,80
			до 1,50	до 1,60	до 1,70	до 1,80	до 2,00
		K	0,480	0,532	0,555	0,575	0,565
8. Диаметр окружности впадин	$D_i$	$D_i = d_d - 2r$					
9. Наибольшая хорда (для контроля звездочек с нечетным числом зубьев)	$L_x$	$L_x = d_d \cdot \cos \frac{90^\circ}{z} - 2r$ (рис. 13.10)					
		$L_x = d_d \cdot \cos \frac{95^\circ}{z} - 2r$ (рис. 13.11)					
10. Радиус впадины	$r$	$r = 0,5025 D_{ц} + 0,05$ , мм					
11. Радиус сопряжения	$r_1$	$r_1 = 0,8 D_{ц} + r = 1,3025 D_{ц} + 0,05$ , мм					
12. Радиус головки зуба	$r_2$	$r_2 = D_{ц}(1,24 \cos \varphi + 0,8 \cos \beta - 1,3025) - 0,05$ , мм					
13. Половина угла впадины	$\alpha$	$\alpha = 55^\circ - \frac{60^\circ}{z}$					
14. Угол сопряжения	$\beta$	$\beta = 18^\circ - \frac{56^\circ}{z}$					
15. Половина угла зуба	$\varphi$	$\varphi = 17^\circ - \frac{64^\circ}{z} = 90^\circ - \frac{180^\circ}{z} - (\alpha + \beta)$					
16. Прямой участок профиля	FG	$FG = D_{ц}(1,24 \sin \varphi - 0,8 \sin \beta)$					
17. Расстояние от центра дуги впадины до центра дуги головки зуба	OO <sub>2</sub>	$OO_2 = 1,24 D_{ц}$					
18. Смещение центров дуг впадин	$e$	$e = 0,03t$					
19. Координаты точки	$X_1$	$X_1 = 0,8 D_{ц} \cdot \sin \alpha$					
	$Y_1$	$Y_1 = 0,8 D_{ц} \cdot \cos \alpha$					
20. Координаты точки	$X_2$	$X_2 = 1,24 D_{ц} \cdot \cos \frac{180^\circ}{z}$					
	$Y_2$	$Y_2 = 1,24 D_{ц} \cdot \sin \frac{180^\circ}{z}$					

Конструктивно звездочки могут быть выполнены различно: за одно целое со ступицей (рис. 13.13, а), или составными при значительных диаметрах (рис. 13.13, б)

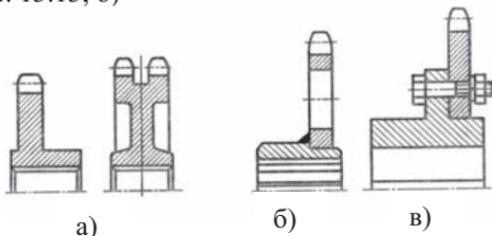


Рис. 13.13 Конструкции звездочек:

*а – за одно целое со ступицей; б – составная – диск со ступицей соединен сваркой; в – составная – диск со ступицей соединен болтами*

### 13.2.4. Материалы и термическая обработка звездочек

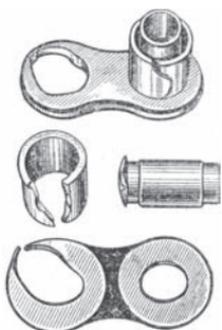
Износостойкость зубьев звездочек также важна, как износостойкость приводных цепей. Материалами звездочек обычно являются стали 35, 45, 40Х, 40ХН, 50Г2, 30ХГСА с поверхностной или объемной закалкой до твердости 45...55 HRC, или стали 15, 20Х с последующей цементацией и закалкой.

Применяют также звездочки с зубчатыми венцами из полиамидов и комбинированные звездочки с эластичным элементом между ступицей и ободом. Это позволяет при  $P \leq 5$  кВт и  $V \leq 8$  м/с существенно снизить динамические нагрузки и шум при работе цепной передачи.

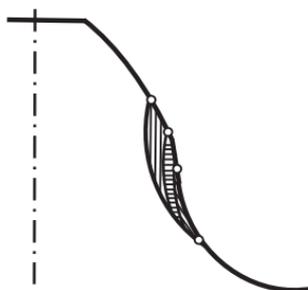
### 13.3. Критерии работоспособности цепных передач

Опыт эксплуатации цепных передач показал, что в зависимости от условий работы в элементах цепной передачи происходят различные повреждения, приводящие к выходу передачи из строя. Выход из строя цепных передач происходит в основном по следующим причинам:

1. *Износ шарниров цепи* – наиболее типичный вид повреждения цепи, приводящий к увеличению шага, удлинению цепи и нарушению зацепления с зубьями звездочек.
2. *Усталостное разрушение* пластин цепи по проушинам, вызываемое переменными напряжениями от внешней нагрузки и ударными нагрузками.
3. *Усталостное разрушение роликов.*
4. *Проворачивание валиков и втулок* в местах их запрессовки (рис. 13.14).



*Рис. 13.14. Пластины и втулка звена, получившие износ вследствие проворачивания втулки [20]*



*Рис. 13.15. Схема изнашивания термически не упрочненных зубьев звездочек несмазываемых передач [80]*

5. Износ зубьев звездочек, который происходит вследствие увеличения шага цепи по мере ее износа, опережающего изменения геометрии зубьев звездочек (рис. 13.15) и скольжению шарниров цепи по профилям зубьев. Если твердость зубьев низкая, то износ происходит интенсивно и зубья приобретают крючкообразную форму, а передача становится неработоспособной.

6. Недопустимое провисание ведомой ветви цепной передачи, возникающее от износа шарниров.

### 13.4. Основные параметры цепных передач

Передаточное отношение цепной передачи находят по формуле:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (13.1)$$

где  $n_1$  и  $z_1$  – частота вращения и число зубьев ведущей звездочки;  $n_2$  и  $z_2$  – частота вращения и число зубьев ведомой звездочки.

В общем машиностроении для понижающих передач передаточное отношение обычно не превышает  $u_{\max} = 7$  и только в тихоходных передачах ( $v < 2$  м/с) при низких динамических нагрузках может достигать  $u_{\max} = 10$ .

**Скорость цепи** и частота вращения звездочек связаны между собой и ограничиваются износом шарниров цепи и ударами в зацеплении. Обычно скорость цепи не превышает 15 м/с и только в высококачественных передачах с хорошим смазыванием может достигать 35 м/с.

Среднюю скорость цепи определяют по формуле

$$v = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot P_{ц}}{60 \cdot 10^3}; \text{ м/с,} \quad (13.2)$$

где  $z_1$  – число зубьев малой (ведущей) звездочки;  $n_1$  – частота вращения малой (ведущей) звездочки,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $P_{ц}$  – шаг цепи, мм.

#### Числа зубьев звездочек $z_1$ и $z_2$ .

Выбор  $z_1$  и  $z_2$  связан, с одной стороны, с размерами передачи (для наименьших размеров передачи  $z_1$  должно быть минимальным), а с другой стороны, с динамическими нагрузками, неравномерностью движения цепи и шумом передачи, возрастающих при уменьшении  $z_1$ .

На основании опыта эксплуатации цепных передач и экспериментальных исследований принято назначать  $z_{1\text{min}} \geq 19$  при  $v > 2$  м/с. В тихоходных передачах  $z_{1\text{min}} = 13...15$ , а в передачах, работающих с ударами  $z_{1\text{min}} \geq 23$ .

Для силовых передач общего назначения минимальное число зубьев определяют по эмпирической зависимости

$$z_{1\text{min}} = 29 - 2 \cdot u \geq 19, \quad (13.3)$$

где  $u$  – передаточное число передачи.

Полученное значение рекомендуют округлять до целого нечетного числа зубьев (лучше до простого числа).

Число зубьев ведомой (большой) звездочки определяется зависимостью

$$z_2 = z_1 \cdot u. \quad (13.4)$$

Число зубьев  $z_2$  ограничивает износостойкость цепи, так как износ шарниров цепи приводит к увеличению шага цепи. При этом  $P_{ц} > P_{\text{звездочки}}$  и может произойти нарушение зацепления цепи со звездочкой. Поэтому максимальное число зубьев звездочки ограничивают  $z_2 \leq 120$ .

Для равномерного изнашивания цепи рекомендуют принимать нечетное число зубьев малой звездочки и четное большой звездочки.

**Предельные частоты вращения** звездочек цепных передач с однорядными цепями связаны с разрушением шарниров звеньев, раскалыванием роликов, ослаблением запрессовки втулок и осей в пластинах, связанными с динамическими нагрузками. На основании опыта эксплуатации цепных передач и экспериментальных исследований установлены наибольшие рекомендуемые и предельно допустимые частоты вращения ведущих звездочек (табл. 13.4).

В предварительных расчетах можно принимать допустимую частоту вращения малой звездочки по эмпирической зависимости [97]:

$$[n_1] \approx \frac{15 \cdot 10^3}{P_{ц}}, \quad (13.5)$$

где  $P_{ц}$  – шаг цепи в мм.

Таблица 13.4

**Наибольшие рекомендуемые  $n_{н.р}$  и предельные  $n_{пр}$   
частоты вращения малой звездочки ( $\text{мин}^{-1}$ ) [103]**

Тип цепи	Шаг цепи $p$ , мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
ПР и ПВ		$\frac{1000}{2300}$	$\frac{900}{1800}$	$\frac{300}{6}$	$\frac{500}{1000}$	$\frac{400}{900}$	$\frac{300}{600}$	$\frac{250}{450}$

*Примечания:* 1. В числителе приведены значения частоты вращения  $n_{н.р}$ , в знаменателе – значения  $n_{пр}$ . 2. При частоте вращения  $n_{н.р}$  число зубьев малой звездочки должно быть  $z_1 \geq 15$ . При частоте  $n_{пр}$   $z_1 \geq 20$  и необходима повышенная точность изготовления звездочек, монтажа передачи и обильное смазывание.

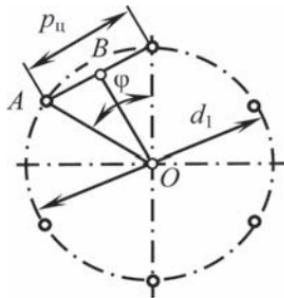
**Делительные диаметры звездочек** определяют из схемы расположения шарниров цепи на зубьях звездочки. Согласно схеме рис. 13.16 имеем:

$$AB = \frac{P_{II}}{2}; \quad OA = d_1/2,$$

тогда  $\frac{P_{II}}{2} = \frac{d_1}{2} \cdot \sin \frac{\varphi}{2}$ , где  $\varphi$  – угловой шаг,  $\varphi = \frac{360^\circ}{z_1}$ ;  $z_1$  – число зубьев малой звездочки.

Откуда длительный диаметр малой звездочки определится по формуле

$$d_1 = \frac{P_{II}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right)}. \quad (13.6)$$



*Рис. 13.16. Схема расположения шарниров цепи  
на зубьях малой звездочки*

Аналогично делительный диаметр большой звездочки

$$d_2 = \frac{P_{ц}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right)}. \quad (13.7)$$

### Межосевое расстояние и длина цепи

Межосевое расстояние существенно влияет на работоспособность цепной передачи. Цепь быстро изнашивается при малом межосевом расстоянии, а при большом – ведомая ветвь цепи начинает сильно провисать даже при небольшом износе каждого шарнира, что приводит к ее колебаниям и к нарушению зацепления с ведомой (большой) звездочкой.

Оптимальным считают межосевое расстояние

$$a = (30...50)P_{ц}. \quad (13.8)$$

Наибольшее межосевое расстояние ограничивают  $a_{\max} = 80 P_{ц}$ .

Число звеньев цепи  $W$  зависит от чисел зубьев звездочек  $z_1$  и  $z_2$ , межосевого расстояния  $a$ , шага цепи  $P_{ц}$  и определяется по формуле

$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2 \cdot a}{P_{ц}} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi}\right)^2 \cdot \frac{P_{ц}}{a}. \quad (13.9)$$

Расчетное значение  $W$  округляют до ближайшего целого числа, желательно четного, чтобы избежать использование менее прочных соединительных звеньев.

Окончательное значение межосевого расстояния находят по формуле:

$$a = \frac{P_{ц}}{4} \cdot \left[ W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(W - \frac{z_1 + z_2}{2}\right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi}\right)^2} \right]. \quad (13.10)$$

Для нормальной работы цепи создают оптимальное провисание ведомой ветви цепи, уменьшая расчетное межосевое расстояние на (0,2...0,4)%.

**Окружная сила** на ведущей звездочке определяется по формуле

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_1}; \text{ Н}, \quad (13.11)$$

где  $T_1$  – вращающий момент на ведущей звездочке, Н·м;  $d_1$  – делительный диаметр ведущей звездочки, мм.



## Силы, действующие в ветвях цепной передачи

В процессе работы цепной передачи нагрузка на звено цепи сильно изменяется. На рис. 13.17 приведена типичная осциллограмма нагрузки в цепной передаче [20].

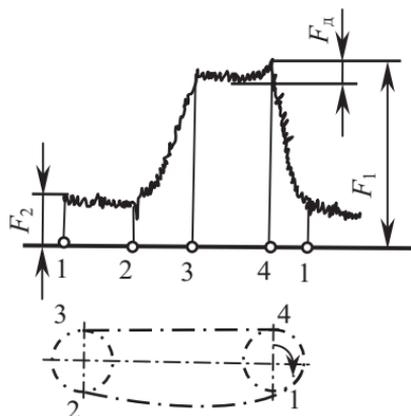


Рис. 13.17. Осциллограмма нагрузки в цепной передаче

Участок 1–2 соответствует прохождению звеном ведомой ветви, 2–3 – нахождению звена на ведомой звездочке, 3–4 – на ведущей ветви, 4–1 – на ведущей звездочке.

Ведущая ветвь растягивается силой

$$F_1 = F_t + F_q + F_v + F_d; \text{ Н}, \quad (13.12)$$

где  $F_t$  – окружная сила на ведущей звездочке, Н;  $F_q$  – натяжение ведомой ветви от силы тяжести цепи, Н;  $F_v$  – натяжение цепи от действия центробежных сил, Н;  $F_d$  – динамическая нагрузка от неравномерного движения цепи, Н.

Натяжение цепи от силы тяжести находят по формуле

$$F_q = \frac{q \cdot g \cdot a^2}{8 \cdot f} \cdot \cos \Psi; \text{ Н}, \quad (13.13)$$

где  $q$  – погонная масса цепи, кг/м;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения;  $a$  – межосевое расстояние, м;  $f$  – стрела провисания цепи, м;  $\Psi$  – угол наклона к горизонту линии, соединяющей точки схода ведомой ветви с ведущей звездочки и вход на ведомую звездочку, который приблизительно равен углу наклона передачи.

Зависимость (13.13) может быть упрощена введением коэффициента  $K_f = \frac{a \cdot \cos \Psi}{8 \cdot f}$ . Тогда получим:

$$F_q = K_f \cdot q \cdot g \cdot a, \quad (13.14)$$

где  $K_f = 6,25$  при горизонтальной передаче [10];  $K_f = 3$  при угле наклона к горизонту  $40^\circ$  [10];  $K_f = 1$  при вертикальной передаче [10].

Натяжение от действия центробежных сил находят по формуле

$$F_v = q \cdot v^2, \quad (13.15)$$

где  $v$  – скорость движения цепи, м/с;  $q$  – погонная масса цепи, кг/м.

Динамическую нагрузку в расчетах цепных передач учитывают при помощи специальных коэффициентов.

Ведомая ветвь цепи растягивается силой

$$F_2 = F_q + F_v. \quad (13.16)$$

Расчетную силу, действующую на валы цепной передачи при  $v < 15$  м/с, находят по формуле

$$F_r = k \cdot F_t; \text{ Н}, \quad (13.17)$$

где  $k = 1,15$  для горизонтальной передачи;  $k = 1,05$  для вертикальной передачи.

### 13.5. Неравномерность скорости движения цепи

В процессе работы цепной передачи звенья цепи находятся в зацеплении с зубьями звездочек, располагаясь на дугах зацепления в виде многоугольников (13.18, а).

При равномерном вращении ведущей звездочки цепь движется неравномерно. Скорость цепи изменяется от  $v_{\max}$  до  $v_{\min}$ .

Продольную составляющую окружной скорости шарнира на направление ведущей ветви цепи называют скоростью цепи. Окружная скорость шарнира цепи (рис. 13.18) определяется по формуле

$$v_{\text{ш}} = \omega_1 \cdot R_1 = \frac{\omega_1 \cdot d_1 \cdot 10^3}{2} \text{ м/с}, \quad (13.18)$$

где  $\omega_1$  – угловая скорость ведущей звездочки, 1/с;  $d_1(R_1)$  – делительный диаметр (радиус) ведущей звездочки, мм.

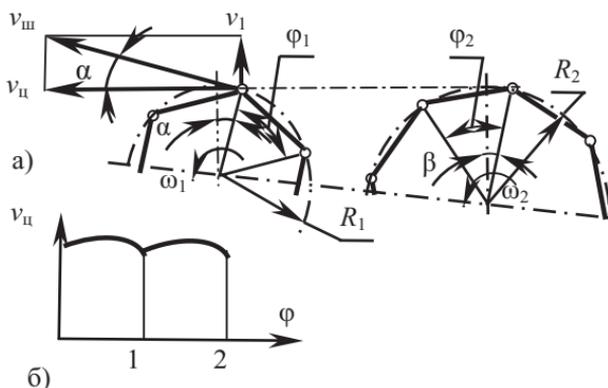


Рис. 13.18. Схема цепной передачи (а) и график скорости цепи (б)

Скорость цепи и скорость шарнира связаны зависимостью

$$v_{ц} = v_{ш} \cdot \cos \alpha, \quad (13.19)$$

где  $\alpha$  – текущее значение угла поворота ведущей звездочки (изменяется от 0 до  $\pi/z_1$ ).

Тогда скорость цепи будет изменяться от  $v_{ш}$  до  $v_{ш} \cdot \cos \pi/z_1$ , (рис. 13.18, б).

Поперечная скорость шарнира цепи

$$v_1 = v_{ш} \cdot \sin \alpha. \quad (13.20)$$

Аналогично для ведомой звездочки будем иметь:

$$v_{ш} = \omega_2 \cdot R_2 = \frac{\omega_2 \cdot d_2 \cdot 10^3}{2}; \quad (13.21)$$

$$v_{ц} = v_{ш} \cdot \cos \beta; \quad (13.22)$$

$$\omega_2 = \frac{2 \cdot v_{ц}}{d_2 \cdot 10^3 \cdot \cos \beta}. \quad (13.23)$$

Угол  $\beta$  изменяется от 0 до  $\pi/z_2$ .

Значение мгновенного передаточного отношения выразится формулой

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2 \cdot \cos \beta}{d_1 \cdot \cos \alpha}. \quad (13.24)$$

Из (13.24) видно, что передаточное отношение цепной передачи непостоянно, равномерность движения цепи тем выше, чем больше число зубьев звездочек. При этом основное влияние оказывает число зубьев ведущей звездочки.

Непостоянство скорости цепи приводит к возникновению динамических нагрузок на элементы цепной передачи во время ее работы.

### 13.6. Натяжение и смазывание цепи. КПД цепных передач

Для нормальной работы цепной передачи цепь должна быть правильно отрегулирована на натяжение. Согласно ГОСТ 13568-97 (ИСО 606-94) натяжение цепи считается нормальным, если при межосевом расстоянии звездочек 1000 мм стрела провисания  $f$  ведомой ветви цепи составляет  $(40 \pm 10)$  мм при приложении усилия  $(160 \pm 10)$  Н (рис. 13.19).

Если межосевое расстояние отличается от указанного, то при увеличении или уменьшении его на каждые 100 мм стрелу провисания соответственно увеличивают или уменьшают на  $(4 \pm 1)$  мм.

Для наклонных цепных передач ( $\psi > 45^\circ$ ) ГОСТ 13568-97 (ИСО 606-94) рекомендует принимать нижнюю границу из указанных величин.

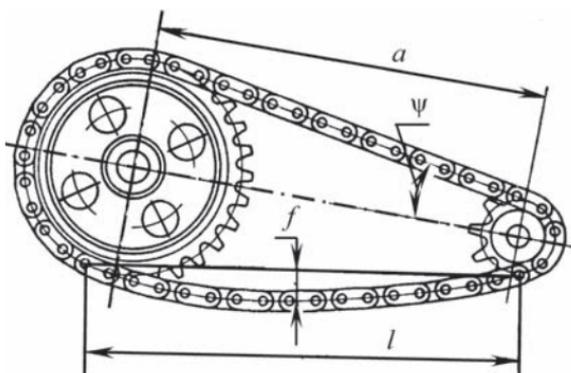


Рис. 13.19. Цепная передача с горизонтально расположенной ветвью

Натяжение цепи осуществляют устройствами, аналогичными тем, которые применяют для натяжения ремня в ременных передачах (перемещением вала одной из звездочек, натяжными роликами или звездочками). Натяжные устройства должны быть рассчитаны на возможность удаления при износе шарниров цепи не менее двух ее звеньев.

Смазывание цепи оказывает очень большое влияние на долговечность цепной передачи. Применяют различные способы и устройства для этой цели. Так, для тихоходных передач ( $v \leq 1...2$  м/с) используют периодическую смазку, а при средних и высоких скоростях непрерывную.

Вид смазочного материала определяется условиями работы цепи, принятым способом смазки и особенностями смазочного устройства.

При ручной смазке используют жидкие масла. Смазывание осуществляют поливом из масленки (обычно через каждые 6...8 часов).

При непрерывном способе смазки цепную передачу помещают в маслонепроницаемом кожухе. Смазывание происходит путем погружения цепи в масляную ванну на глубину, равную высоте пластин цепи. Такой способ рекомендуют при скоростях выше 2...4 м/с.

В мощных быстроходных передачах применяют циркуляционное струйное смазывание от насоса.

КПД цепной передачи зависит от потерь на трение в шарнирах цепи, на трение между пластинами, на трение между звездочками и звеньями цепи, потерь на перемешивание масла при смазывании погружением.

При точном изготовлении и хорошем смазывании КПД цепной передачи достигает значений 0,96...0,98 [103].

Защитные устройства цепных передач выполняют в виде кожухов из листовой стали. Они имеют многоцелевое назначение: при непрерывном способе смазки служат резервуаром для масла, а при периодическом – предотвращают разбрызгивание масла, защищают передачу от пыли и грязи, обеспечивают безопасность, уменьшают шум передачи.

### 13.7. Основы расчета цепных передач

Расчет цепной передачи сводится к тому, чтобы по заданным мощности или вращающему моменту на ведущей звездочке, угловой скорости или частоте вращения ее, необходимому передаточному отношению передачи определить шаг цепи и подобрать стандартную цепь, определить числа зубьев звездочек и межосевое расстояние, а далее найти все параметры звездочек для их изготовления.

Такой расчет можно условно разделить на предварительный, основной, проверочный, геометрический.

Оптимизация ряда параметров цепной передачи, включающая определение типа цепи, числа рядов цепи, шага цепи, чисел зубьев звездочек, межосевого расстояния и других факторов приводит к многовариантности решения.

На первом этапе предварительного расчета обычно определяют статическую разрушающую нагрузку. По ней находят несколько вариантов цепей, для которых разрушающая нагрузка больше требуемой. Но такой расчет не позволяет выбрать наиболее целесообразный вариант, и приходится анализировать несколько вариантов по другим критериям [49, 80].

На этапе основного расчета оценивают износостойкость шарниров цепи по условному давлению в шарнирах по формуле

$$p = \frac{F_t \cdot K_3}{A} \leq [p], \quad (13.25)$$

где  $F_t$  – окружная сила на звездочке, Н;  $K_3$  – коэффициент эксплуатации;  $A$  – площадь проекции шарнира на диаметрально сечение, мм<sup>2</sup>;  $[p]$  – допустимое давление, МПа.

Коэффициент  $K_3$  представляют в виде произведения ряда коэффициентов:

$$K_3 = K_d \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_{\text{рег}} \cdot K_{\text{см}} \cdot K_T. \quad (13.26)$$

Значения частных коэффициентов принимают по рекомендации [59, 103] табл. 13.5.

Площадь проекции шарнира находят по формуле

$$A = d_2 \cdot l; \text{ мм}^2, \quad (13.27)$$

где  $d_2$  – диаметр валика, мм;  $l$  – длина втулки, мм.



Таблица 13.5

Значения коэффициентов  $K_d$ ,  $K_a$ ,  $K_n$ ,  $K_{рег}$ ,  $K_c$ ,  $K_{реж}$  [59]

Условия работы		Значения коэффициентов
Нагрузка равномерная или близка к ней		$K_d \approx 1$
Нагрузка переменная		$K_d \approx 1,2...1,5$
$\alpha = (30...50)P_{ц}$		$K_a = 1$
$\alpha \leq 25 P_{ц}$		$K_a = 1,25$
$\alpha \geq (60...80)P_{ц}$		$K_a = 0,8$
Линия центров звездочек наклонена к горизонту: до $60^\circ$		$K_n \approx 1$
больше $60^\circ$		$K_n \approx 1,25$
Положение оси регулируется: одной из звездочек		$K_{рег} = 1$
оттяжными звездочками или нажимными роликами		$K_{рег} = 1,1$
не регулируется		$K_{рег} = 1,25$
Производство:	Смазка (см. табл. 13.6)	
без пыли	I	$K_c \approx 0,8$
	II	$K_c \approx 1$
запыленное	II	$K_c \approx 1,3$
		$K_c \approx 1,8$ до $v = 4$ м/с
грязное	III	$K_c \approx 3$ до $v = 7$ м/с
		$K_c \approx 3$ до $v = 4$ м/с
	IV	$K_c \approx 6$ до $v = 7$ м/с
		$K_c \approx 6$ до $v = 4$ м/с
односменное		$K_{реж} = 1$
двухсменное		$K_{реж} = 1,25$
трехсменное		$K_{реж} = 1,45$

Возможно определять площадь проекции по приближенной зависимости [60, 97]:

$A = 0,28 \cdot P_{ц}^2$  за исключением цепей: ПР-15,875-23, у которой

$A = 0,22 \cdot P_{ц}^2$  и ПР-9,525-9,1 и ПР-12,7-18,2, у которых

$A = 0,31 \cdot P_{ц}^2$ .



Число ударов шарниров цепи в секунду при набегании на зубья звездочки находят по формуле [97]:

$$U = \frac{4 \cdot z_1 \cdot n_1}{60 \cdot W}. \quad (13.28)$$

Допустимое число ударов шарниров цепи в секунду при набегании на зубья звездочки определяют по эмпирической формуле [97]:

$$[U] \leq \frac{508}{P_{ц}}. \quad (13.29)$$

На этапе проверочного расчета находят коэффициент запаса прочности цепи  $S$ :

$$S = \frac{F_p}{F_t + F_v + F_q} \geq [S], \quad (13.30)$$

где  $F_p$  – разрушающая нагрузка цепи, Н;  $F_t$  – окружная сила на ведущей звездочке, Н;  $F_v$  – центробежная сила, Н;  $F_q$  – натяжение цепи от силы тяжести, Н;  $[S]$  – допускаемый коэффициент запаса прочности, характеризующий усталостную прочность цепи.

Таблица 13.6

**Качество и виды смазки [59]**

Качество смазки	Смазка цепных передач при окружной скорости $V$ , м/с			
	< 4	< 7	< 12	≥ 12
I – хорошая	Капельная 4...10 кап/мин Густая внут- ришарнир- ная. Пропитка цепи через 120...180 ч.	В масляной ванне	Циркуляционная под давлением В масляной ван- не	Разбрызгива- нием
II – удовле- творитель- ная		Капельная 20 кап/мин		Циркуляцион- ная под давле- нием
III – недос- таточная		Периодическая через 6...8 ч		
IV – работа без смазки		Допускается при $v$ до 0,07 м/с		

Допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей принимают по табл. 13.7.



Таблица 13.7

## Допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей [103]

Шаг $P$ , мм	$[p]_0$ МПа, при частоте вращения малой звездочки, мин <sup>-1</sup>								
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000
12,7...15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5	16,5
19,05...25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15	—
31,75...38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	—	—
44,45...50,8	35	26	21	17,5	15	—	—	—	—

Значения допускаемого коэффициента запаса прочности принимают по табл. 13.8.

При любом варианте расчета цепной передачи должны обязательно быть выполнены условия:

$n_1 \leq [n_1]$  – частота вращения малой (ведущей) звездочки не должна превышать допустимую;

$p \leq [p]$  – давление в шарнирах цепи не должно превышать допустимого;

$U \leq [U]$  – число ударов шарниров цепи в секунду при набегании на зубья звездочки не должно превышать допускаемого;

$S \geq [S]$  – коэффициент запаса прочности цепи не должен быть менее допускаемого.

Таблица 13.8

Допускаемый коэффициент запаса прочности  $[S]$  для приводных роликовых цепей типа ПР (при  $z_1 \geq 15$ ) [97]

Шаг, мм	Частота вращения $n_1$ меньшей звездочки, об/мин								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10,0
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,8	8,0	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
25,4	7,3	7,6	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12,0	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	11,8	13,4	—
38,1	7,5	8,0	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	—	—
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	—	—	—
50,8	7,6	8,3	9,5	10,8	12,0	—	—	—	—

Возможная методика расчета цепной передачи приведена в примере.



**Пример.** Рассчитать цепную передачу от тихоходного вала редуктора к приводному валу транспортера и подобрать стандартную роликовую цепь при следующих исходных данных:

- частота вращения ведущей звездочки, расположенной на тихоходном валу редуктора  $n_1 = 250 \text{ мин}^{-1}$ ;
- мощность на валу ведущей звездочки  $P_1 = 7,5 \text{ кВт}$ ;
- частота вращения приводного вала транспортера  $n_2 = 100 \text{ мин}^{-1}$ ;
- цепная передача расположена под углом  $40^\circ$  к горизонту;
- смазка периодическая;
- положение валов цепной передачи не регулируется;
- работа односменная;
- температура  $t_{\text{раб.}} = 0^\circ\text{С} \dots +40^\circ\text{С}$ .

**Решение.** При расчете цепной передачи должны обязательно быть выполнены условия:

$n_1 \leq [n_1]$  – частота вращения малой звездочки не должна превышать допустимую;

$p \leq [p]$  – давление в шарнирах цепи не должно превышать допустимого;

$U \leq [U]$  – число ударов шарниров цепи в секунду при набегании на зубья звездочки не должно превышать допускаяемого;

$S \geq [S]$  – коэффициент запаса прочности цепи не должен быть менее допускаяемого.

Поэтому расчет цепной передачи состоит из двух этапов: проектного и проверочного.

## 1. Проектный расчет.

1.1. Вращающий момент на валу ведущей звездочки

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{7,5}{250} = 286,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

1.2. Передаточное отношение передачи

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{250}{100} = 2,5.$$

1.3. Число зубьев ведущей звездочки

$$z_1 = 29 - 2 \cdot u = 29 - 2 \cdot 2,5 = 24.$$

Для равномерного изнашивания элементов цепной передачи принимаем нечетное число зубьев ведущей звездочки  $[80] z_1 = 25$ .

1.4. Число зубьев ведомой звездочки

$$z_2 = z_1 \cdot u = 25 \cdot 2,5 = 62,5.$$



Принимаем четное значение  $z_2 = 62$ . Фактическое передаточное отношение

$$u_{\Phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{62}{25} = 2,48.$$

Погрешность передаточного отношения

$$\Delta u = \frac{u - u_{\Phi}}{u} \cdot 100 \% = \frac{2,5 - \left(\frac{62}{25}\right)}{2,5} \cdot 100 \% = 0,8 \%,$$

что можно признать допустимым.

1.5. Ориентировочное значение шага однорядной роликовой цепи типа ПР

$$P_{ц} = 12,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{z_1}} = 12,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{286,5}{25}} = 28,86 \text{ мм.}$$

Принимаем ближайшую по шагу стандартную приводную роликовую цепь ПР – 31,75-89 ГОСТ 13568-97, имеющую шаг 31,75 мм; диаметр ролика  $d_1 = 19,05$  мм, разрушающую нагрузку 89 кН.

1.6. Допустимая частота вращения ведущей звездочки с шагом 31,75 мм, по эмпирической зависимости (13.5) [97] при  $z_1 \geq 15$ :

$$[n_1] \leq 15 \cdot 10^3 / P_{ц} = 15 \cdot 10^3 / 31,75 = 472 \text{ мин}^{-1}.$$

Первое условие  $n_1 \leq [n_1]$  выполняется, т. к.  $n_1 = 250 \text{ мин}^{-1} < [n_1] = 472 \text{ мин}^{-1}$ .

Существует также табличный метод определения  $[n_1]$ , например табл. 13.3, а результаты получаются близкими.

1.7. Делительный диаметр ведущей звездочки

$$d_1 = \frac{P_{ц}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right)} = \frac{31,75}{\sin\left(\frac{180^\circ}{25}\right)} = 253,32 \text{ мм.}$$

1.8. Окружная сила на ведущей звездочке

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2 \cdot 286,5 \cdot 10^3}{253,32} = 2262 \text{ Н.}$$

1.9. Коэффициент эксплуатации по табл. 13.4

$$K_3 = K_d \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_{\text{пер}} \cdot K_{\text{см}} \cdot K_{\text{реж}} \cdot K_T = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 1 = 1,875,$$

где  $K_d = 1$  при спокойной нагрузке;  $K_a = 1$  при межосевом расстоянии в рекомендуемом диапазоне  $a = (30 \dots 50)P_{ц}$ ;  $K_n = 1$  при угле наклона линии центров звездочек к горизонту  $\psi = 40^\circ$ ;  $K_{\text{пер}} = 1,25$  при нерегулируемом положении осей звездочек;  $K_{\text{см}} = 1,5$  при нерегулярном смазывании;  $K_{\text{реж}} = 1$  при одноосменной работе;  $K_T = 1$  при  $-25^\circ\text{C} < T < 150^\circ\text{C}$ .



1.10. Площадь проекции шарнира на плоскость, проходящую через его ось для роликовой цепи ПР-31,75-89 ГОСТ 13568-97 можно найти по приближенной зависимости [60, 97], так как длина втулки в ГОСТ 13568-97 не указана

$$A \approx 0,28 \cdot P_{\text{ц}}^2 \approx 0,28 \cdot 31,75^2 = 282 \text{ мм}^2.$$

1.11. Условное давление в шарнирах цепи

$$p = \frac{K_3 \cdot F_t}{A} = \frac{1,875 \cdot 2262}{282} = 15,04 \text{ МПа}.$$

1.12. Допускаемое давление в шарнирах цепи находим интерполированием для  $P_{\text{ц}} = 31,75$  мм и  $n_1 = 250 \text{ мин}^{-1}$ . По табл. 13.6 имеем:

$$[p]_{31,75} = 29 \text{ МПа при } n_1 = 200 \text{ мин}^{-1};$$

$$[p]_{31,75} = 24 \text{ МПа при } n_1 = 400 \text{ мин}^{-1};$$

$$[p]_{31,75(n=250\text{мин}^{-1})} = 24 + \frac{(29 - 24) \cdot (400 - 250)}{(400 - 200)} = 27,75 \text{ МПа}.$$

Второе условие  $p \leq [p]$  выполняется, т. к.

$$p = 15,04 \text{ МПа} < [p] = 27,75 \text{ МПа}.$$

1.13. Межосевое расстояние  $a = (30 \dots 50) \cdot P_{\text{ц}}$ .

Принимаем  $a = 40 \cdot P_{\text{ц}} = 40 \cdot 31,75 = 1270$  мм.

1.14. Число звеньев цепи

$$\begin{aligned} W &= \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2 \cdot a}{P_{\text{ц}}} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right) \cdot \frac{P_{\text{ц}}}{a} \\ &= \frac{25 + 62}{2} + \frac{2 \cdot 1270}{31,75} + \left( \frac{62 - 25}{2 \cdot \pi} \right) \cdot \frac{31,75}{1270} = 123,65 \text{ звеньев.} \end{aligned}$$

Принимаем целое четное число звеньев  $W = 124$  звена.

1.15. Уточненное межосевое расстояние

$$\begin{aligned} a^* &= \frac{P_{\text{ц}}}{4} \cdot \left[ W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left( W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] = \\ &= \frac{31,75}{4} \cdot \left[ 124 - \frac{25 + 62}{2} + \sqrt{\left( 124 - \frac{25 + 62}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left( \frac{62 - 25}{2\pi} \right)^2} \right] = 1264 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Для предотвращения увеличения нагрузки на звездочки и валы от силы тяжести и радиального биения звездочек создают небольшое провисание цепи за счет уменьшения межосевого расстояния на величину  $(0,002 \dots 0,004) a^*$ .

Окончательное межосевое расстояние:

$$a = a^* - (0,002a^* \dots 0,004a^*) = 1264 - (2,528 \dots 5,056) = 1261 \dots 1259 \text{ мм}.$$

Принимаем  $a = 1260$  мм.



### 1.16. Окружная скорость цепи

$$v = \frac{z_1 \cdot P_{\text{ц}} \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{25 \cdot 31,75 \cdot 250}{60 \cdot 1000} = 3,307 \text{ м/с.}$$

## 2. Проверочный расчет

### 2.1. Число ударов шарниров цепи о зубья звездочки в секунду

$$U = \frac{4 \cdot z_1 \cdot n_1}{60 \cdot W} = \frac{4 \cdot 25 \cdot 250}{60 \cdot 124} = 3,36.$$

2.2. Допускаемое число ударов шарниров цепи о зубья звездочки в секунду по (13.29)

$$[U] = \frac{508}{P_{\text{ц}}} = \frac{508}{31,75} = 16.$$

Третье условие  $U \leq [U]$  выполняется, т. к.  $U = 3,36 < [U] = 16$ .

### 2.3. Коэффициент запаса прочности цепи

$$S = \frac{F_p}{F_t + F_v + F_q} = \frac{89 \cdot 10^3}{2262 + 41,56 + 141} = 36,4,$$

где  $F_p$  – разрушающая нагрузка для цепи ПР=31,75-89 ГОСТ 13568-97 равна 89 кН;  $F_t = 2262$  Н – окружная сила на ведущей звездочке;

$$F_v = q \cdot v^2 = 3,8 \cdot 3,307^2 = 41,56 \text{ Н,}$$

где  $q = 3,8$  масса 1 м цепи в кг (см. табл. 13.1) .

$$F_q = 9,81 \cdot k_f \cdot q \cdot a = 9,81 \cdot 3,0 \cdot 3,8 \cdot 1260 \cdot 10^{-3} = 141 \text{ Н,}$$

где  $k_f = 6$  при горизонтальном положении цепи;  $k_f = 3,0$  при угле наклона до  $40^\circ$ .

2.4. По табл. 13.7 допускаемый коэффициент запаса  $[S] = 9$  для  $P_{\text{ц}} = 31,75$  мм,  $n_1 = 250 \text{ мин}^{-1}$ .

Четвертое условие, характеризующее усталостную прочность цепи  $S > [S]$  выполняется, т. к.  $S = 36,4 > [S] = 9$ .

## 3. Геометрические параметры звездочек

### 3.1. Делительные диаметры

$$d_1 = \frac{P_{\text{ц}}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right)} = \frac{31,75}{\sin\left(\frac{180^\circ}{25}\right)} = 253,32 \text{ мм,}$$

$$d_2 = \frac{P_{\text{ц}}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right)} = \frac{31,75}{\sin\left(\frac{180^\circ}{62}\right)} = 626,86 \text{ мм.}$$

3.2. Геометрическая характеристика зацепления цепи со звездочкой по ГОСТ 591-69

$$\lambda = \frac{P_{ц}}{D_{ц}}, \text{ где } D_{ц} = d_1 = 19,05 \text{ мм.}$$

При  $\lambda = \frac{P_{ц}}{D_{ц}} = \frac{31,75}{19,05} = 1,666$  по ГОСТ 591-69 имеем:  $K = 0,555$  (табл. 13.2).

3.3. Диаметры окружности выступов звездочек по ГОСТ 591-69

$$d_{e1} = P_{ц} \cdot \left( K + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_1} \right) = 31,75 \cdot \left( 0,555 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{25} \right) = 268,95 \text{ мм;}$$

$$d_{e2} = P_{ц} \cdot \left( K + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_2} \right) = 31,75 \cdot \left( 0,555 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{62} \right) = 643,68 \text{ мм.}$$

3.4. Ширина зуба звездочки

$$b = 0,9b_1 - 0,15 = 0,9 \cdot 19,05 - 0,15 = 17 \text{ мм.}$$

4. Нагрузка на валы цепной передачи

$$F_r = k \cdot F_t \approx 1,15 \cdot 2262 = 2601 \text{ Н.}$$

5. Оценка возможности резонансных колебаний цепи при  $F_1 \approx F_t = 2262 \text{ Н}$ , [59]

$$n_{1k} = \frac{30}{z_1 \cdot a} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{q}} = \frac{30}{25 \cdot 1,260} \cdot \sqrt{\frac{2262}{3,8}} = 23,24 \text{ мин}^{-1};$$

$n_{1k} = 23,24 \text{ мин}^{-1} < n_1 = 250 \text{ мин}^{-1}$ . Резонанса нет.

Расчитанная цепная передача работоспособна, но оптимальные результаты могут быть получены в результате расчета ряда вариантов с различными сочетаниями типа цепи,  $P_{ц}$ ;  $z_1$  и числа рядов цепи, как это рекомендуют в [33, 80].

### Вопросы для самоконтроля

1. Какого типа существуют приводные цепи?
2. Каковы достоинства и недостатки цепной передачи?
3. Какова область применения современных цепных передач?
4. Из каких элементов состоит роликовая цепь?
5. По каким критериям производят расчет цепной передачи?
6. Каков коэффициент полезного действия цепной передачи?
7. Чем объясняется меньшая нагрузка на валы у цепной передачи по сравнению с ременной?
8. Какова наиболее характерная причина выхода из строя цепной передачи?
9. Почему коэффициент запаса прочности  $S$  у цепной передачи должен быть не менее 7?



## ГЛАВА 14

### ПЕРЕДАЧА ВИНТ-ГАЙКА

#### 14.1. Общие сведения

Для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот используют в изделиях и машинах передачу винт-гайка. Винтовые presses, домкраты, нажимные устройства, ходовые винты, делительные устройства, механизмы рулевого управления автомобилей, подъема и выпуска шасси самолетов, перемещение и позиционирование рабочих органов роботов и др. – далеко не полный перечень использования в технике этой передачи. По назначению передачи делят на силовые и кинематические; по виду трения – на передачи скольжения и качения, по типу резьбы – с трапециевидной, прямоугольной, упорной резьбой; по виду относительного движения винта или гайки – неподвижным, вращающимся, поступательно движущимся, вращательно и поступательно движущимся винтом (гайкой); по форме используемых в передачах: с трением скольжения и с трением качения промежуточных тел – шариковые или роликовые. Примеры передачи винт-гайка приведены на рис. 14.1.

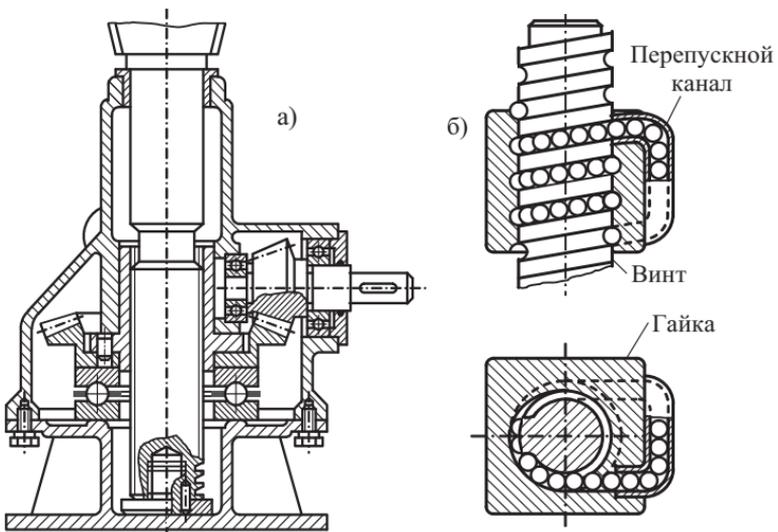


Рис. 14.1. Передачи винт-гайка:  
а – передача скольжения; б – передача качения

К достоинствам передачи винт–гайка следует отнести: большой выигрыш в силе, обеспечение медленного и точного перемещения, большую несущую способность при невысокой материалоемкости и габаритах изделий. Шарико-винтовые передачи обладают высоким КПД (до 0,9), высокой равномерностью движения, малым трением покоя, возможностью полного устранения зазоров в резьбе и обеспечением высокой осевой жесткости. Недостатки передачи – низкий КПД в передачах скольжения ( $\eta \approx 0,2...0,4$ ), относительно высокие потери на трение, износ; сложность изготовления передач с трением качения и высокая их стоимость.

Простота конструкции изделий с передачей скольжения и надежность работы способствуют широкому применению их в технике. С целью повышения КПД в таких передачах при больших постоянном направлении усилиях используют упорную резьбу ГОСТ 10177-82; чаще – трапецидальную ГОСТ 9484-81. В основном диапазоне диаметров (от 8 до 440 мм) используют первый ряд резьб. Материал винтов должен обладать хорошими механическими свойствами и хорошей обрабатываемостью, быть износостойким. Применяют стали 45, 50, 65Г, 40Х, подвергаемые закалке; азотируемые стали – 40ХФА, 18ХГТ и др. Гайки выполняют часто в форме втулок; материал гаек – бронзы оловянистые: Бр05Ц5С5; Бр010Ф1, цинковые сплавы ЦАМ 10-5; реже применяют антифрикционные чугуны. Гайки больших и средних диаметров делают биметаллическими.

Наибольшее распространение получила передача винт–гайка с вращающимся винтом и поступательно перемещаемой гайкой. В простых изделиях (домкраты) гайка неподвижна, винт – вращается и перемещается. В некоторых случаях применяют передачи с вращением винта и гайки, такие передачи позволяют выполнять привод и сложные движения от двух источников (дифференциальные передачи). Для организации медленных перемещений используют винты с дифференциальной резьбой (рис. 14.2). В такой передаче при повороте винта 2 на один оборот подвижный узел 3 переместится на величину разности шагов резьб  $P_1$  и  $P_2$ , которая может быть небольшой. В передачах точных перемещений необходима компенсация зазоров и износа резьбы соединения. С этой целью в передаче устанавливают две гайки, раздвигаемые клином, пружиной или гидравлически. В том случае, когда необходимо расцепление винта и гайки (токарно-винторезные станки), гайку выполняют разъемной по диаметральной плоскости.

Важной характеристикой передачи винт–гайка является ее КПД, который оценивают по формулам, аналогичным в резьбовом соединении; при передаче движения от винта к гайке

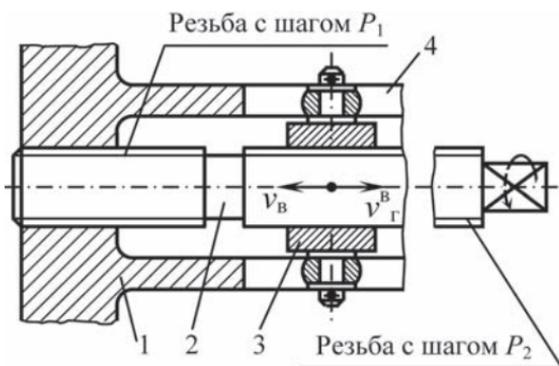


Рис. 14.2. Схема передачи винт-гайка с дифференциальной резьбой:  
1 – корпус; 2 – винт; 3 – гайка; 4 – паз

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \phi')}, \quad (14.1)$$

где  $\psi$  – угол подъема резьбы;  $\phi'$  – приведенный угол трения. Из формулы (14.1) следует:

1) если угол подъема  $\psi$  будет больше угла трения  $\phi'$ , то вращательное движение может быть преобразовано в поступательное;

2) КПД передачи возрастает с ростом угла подъема  $\psi$  (многовитковые резьбы) и снижением приведенного угла трения (правильный подбор материалов трущейся пары и смазки). Износ витков резьбы – основная причина отказа такой передачи.

В передачах качения наибольшее применение имеют шариковые передачи. Типичная схема конструкции такой передачи (рис. 14.1.б) включает винт, специальную гайку и обводные каналы. На винте и гайке изготавливают винтовые канавки, которые служат дорожками качения для шариков. В настоящее время в механизмах находят наибольшее применение полукруглый профиль резьбы винта и гайки (в нормальном сечении винтовой канавки) и «стрельчатая арка».

Наибольшее распространение получил полукруглый профиль (рис. 14.3, а). Радиус профиля канавки в этой конструкции изготавливают несколько большим радиуса шарика:  $r_1 = (0,515 \dots 0,523)D_w$ .

Значительное влияние на несущую способность такой передачи оказывает угол контакта  $\alpha_k$ . С уменьшением  $\alpha_k$  несущая способность передачи снижается.

На практике (в силу технологичности) преимущественное применение находят передачи с  $\alpha_k = 45^\circ$ . При использовании профиля

«стрельчатая арка» можно выполнить передачу без зазора или даже с натягом за счет подбора шариков диаметром  $D_w$ , несколько большим номинального. В передаче с полукруглым профилем для выбора зазора или создания натяга применяют вторую гайку. Гайки друг относительно друга смещают в осевом направлении за счет прокладок или пружины (рис. 14.4).

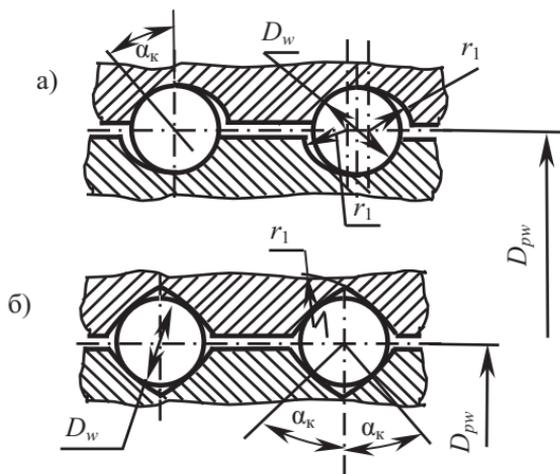


Рис. 14.3. Профили винта и гайки:  
 а – полукруглый; б – «стрельчатая арка»;  
 $D_{pw}$  – диаметр центров тел качения передачи

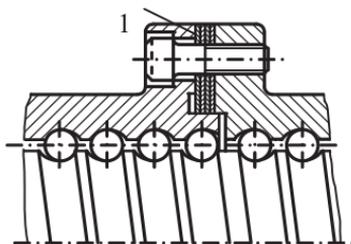


Рис. 14.4. Шариковая пара винт–гайка: 1 – регулировочные прокладки

Винты изготавливают из сталей ХВГ, 38ХМЮА, 7ХГ2ВМ, 8ХВ, 20ХЗВМФ и др., гайки – из сталей ШХ15, ШХ6, ХВГ, 9ХС. Рабочие поверхности подвергают закалке до твердости 60 HRC, и выше. Шарики изготавливают из сталей ШХ6 и ШХ15. Детали передачи винт–

гайка качения требуют высокой точности изготовления и высокого качества рабочих поверхностей. Параметр шероховатости поверхности резьбы  $Ra = 0,32...0,63$  мкм. Разноразмерность используемых шариков – 1...2 мкм. Отклонения диаметров, соответствующих точкам касания на винте и в гайке, не должны превышать 5...8 мкм на длине 1000 мм винта и 3...5 мкм на длине гайки. Наибольшая накопленная ошибка шага резьбы гайки в пределах ее длины – не более 5...8 мкм, а наибольшие накопленные ошибки шага резьбы винта не должны превышать  $\pm 3$  мкм в пределах одного шага. В передачах используют жидкую или пластичную смазки. К основным критериям работоспособности шариковинтовой передачи относят:

1. Контактную статическую прочность и сопротивление контактной усталости.
2. Износостойкость резьбы винта, гайки и шариков.
3. Осевую жесткость.
4. Коэффициент полезного действия.

## 14.2. Расчет передач скольжения

Связь скорости поступательного движения одного элемента передачи от частоты вращения другого можно представить уравнением

$$V = \frac{P \cdot z \cdot n}{60 \cdot 1000}, \quad (14.2)$$

где  $V$  – скорость поступательного перемещения, м/с;  $z$  – число заходов (витков) винта,  $P$  – шаг резьбы, мм;  $n$  – частота вращения,  $\text{мин}^{-1}$ .

При заданных  $V$  и  $n$  формулу (14.2) используют для определения параметров  $P$  и  $z$ . Преобразование поступательного движения во вращательное возможно при выполнении определенных условий. В этом случае формула (14.1) принимает вид

$$\eta = (0,90...0,95) \frac{\text{tg}(\psi - \varphi')}{\text{tg}\psi}. \quad (14.3)$$

При  $\psi \leq \varphi'$  получим  $\eta \leq 0$ , т. е. передача движения невозможна. В формуле коэффициент 0,9...0,95 – учитывает дополнительные потери в опорах. Удовлетворительные значения  $\psi$  в такой передаче получают при  $z \geq 2$ .

Зависимость между вращающим моментом, приложенным к ведущему звену передачи, и осевой силой  $F_a$ , приложенной к поступательно движущемуся звену, аналогична соответствующим зависимостям в резьбовом соединении

$$T = 0,5 F_a \cdot d_2 \cdot \text{tg}(\psi + \varphi'), \quad \text{Нм}, \quad (14.4)$$

где  $d_2$  – средний диаметр винта, м.



Мощность привода находят по формуле

$$P = 10^{-3} F_a \cdot V / \eta, \quad (14.5)$$

где  $P$  – мощность, кВт;  $F_a$  – осевая нагрузка, Н;  $V$  – скорость поступательно движущегося звена, м/с.

В передаче винт–гайка скольжения основная причина отказа – износ витков резьбы. Для обеспечения сопротивления изнашиванию сопрягаемых поверхностей ограничивают удельное давление в резьбе:

$$p = \frac{F_a}{\pi \cdot d_2 H_1 z_r} \leq [p], \quad (14.6)$$

где  $p$ ,  $[p]$  – соответственно среднее расчетное и допускаемое давления на рабочих поверхностях резьбы винта и гайки;  $H_1$  – рабочая высота профиля резьбы (для трапецеидальной резьбы –  $H_1 = 0,5P$ , для упорной –  $H_1 = 0,75P$ ,  $P$  – шаг резьбы);  $z_r$  – число шагов резьбы на высоте гайки;  $z_r = H_r / P$ ,  $H_r$  – высота гайки.

Подставляя в формулу (14.6) значения  $z_r$  и  $H_1$  и выражая  $H_r = \psi_H P$ , получают формулу для расчета среднего диаметра резьбы винтовой пары

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{2F_a}{\pi \psi_H [p]}}, \text{ мм}, \quad (14.7)$$

где  $[p]$  – допускаемое давление, МПа;  $\psi_H = H_r / d_2$  ( $\psi_H = 1, 2, \dots, 5$ , меньшие значения назначают для резьб больших диаметров).

Допускаемое давление в резьбе принимают исходя из практического опыта эксплуатации передач. Для сочетания сопрягаемых пар закаленная сталь (винт) – бронза (гайка) 10...15 МПа, незакаленная сталь – бронза 7...8 МПа; незакаленная сталь – чугун 5 МПа.

Рассчитанная по (14.7) величина среднего диаметра  $d_2$  согласовывается со стандартным значением ( $d_{2ст}$ ):  $d_{2ст} \geq d_2$ . Механизмы, условия эксплуатации которых, не допускают обратимого движения под действием осевой нагрузки (винтовые грузоподъемные устройства, домкраты и др.), проверяют по условию самоторможения винтовой пары:  $\psi < \varphi'$  ( $\varphi' = \arctg f'$ ;  $f' = f / \cos \alpha$ ,  $\alpha$  – половина угла профиля впадины резьбы).

Винты с принятыми стандартными параметрами резьбы проверяют на прочность по эквивалентным напряжениям, устойчивость, либо по объединенному условию прочности и устойчивости.

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_{кр}^2} \leq [\sigma], \quad (14.8)$$

где  $\sigma_3$  – эквивалентные напряжения;  $\sigma$  – напряжения сжатия (растяжения) в стержне винта ( $\sigma = F_a / A_3$ ;  $A_3$  – площадь сечения по внут-

ренному диаметру резьбы);  $\tau_{кр}$  – касательные напряжения от действия момента трения в резьбе (14.4);  $\tau_{кр} = T/W_P$ ;  $W_P$  – полярный момент сопротивления сечения винта по внутреннему диаметру резьбы ( $d_3$ );  $[\sigma] = \sigma_T / 3$  ( $\sigma_T$  – предел текучести материала винта).

В том случае, когда приведенная длина винта  $\mu l \geq 100i$  винты проверяют на устойчивость по первой критической или эйлеровой силе (здесь  $i^2 = J/A$ ,  $J$  – приведенный осевой момент инерции сечения винта:  $J = (\pi d_3^4 / 64) \cdot (0,4 + 0,6d/d_3)$ ;  $d$  и  $d_3$  – соответственно наружный и внутренний диаметры резьбы). По Эйлеру

$$P_{кр} \leq \frac{\pi^2 EJ}{S(\mu l)^2}, \quad (14.9)$$

где  $EJ$  – жесткость при изгибе;  $S$  – коэффициент безопасности, принимаемый обычно равным 3...4;  $\mu$  – коэффициент приведения длины ( $\mu$  – зависит от способа закрепления концов винта: для винтов с одной опорой и направлением в гайке  $\mu = 1$ ; для двухопорных винтов, подвергаемых сжатию на всей длине, когда гайку вместе с опорой можно рассматривать как заделку  $\mu = 0,7$ ; если при максимальной части винта, работающего на сжатие, приходится  $0,8l$ , то принимают  $\mu = 0,6$ ; если  $0,6l$ , то  $\mu = 0,5$ ).

Для двухопорных конструкций  $l$  – расстояние между опорами; для винтов, вторая опора которых гайка, – расстояние между опорой и серединой гайки [105].

Методика проверки винтов по объединенному условию прочности и устойчивости сводится к следующему.

Назначенное стандартное значение диаметра резьбы  $d_2$  и принятый профиль резьбы позволяют определить геометрические характеристики винта:  $J = (\pi d_3^4 / 64)(0,4 + 0,6d/d_3)$ ;  $A_3 = \pi d_3^2 / 4$  и  $i = \sqrt{J/A_3}$ . Конструктивное исполнение нижней и верхней опор винта позволяют определить приведенную длину винта  $\mu l$  и гибкость винта  $\lambda = \mu l / i$ . В этом случае предельные критические напряжения в стержне винта могут быть рассчитаны по трансцендентному уравнению:

$$\sigma_{кр} = \pi^2 E_{пр} / \lambda^2, \quad (14.10)$$

где  $E_{пр}$  – приведенный модуль упругости (модуль Кармана). Решение уравнение (14.10) можно выполнить численными методами. По объединенному условию оно приводится к виду:



$$\sigma = \frac{F_a}{A_3} \leq \varphi \cdot [\sigma]_{\text{сж}}, \quad (14.11)$$

где  $\varphi$  – коэффициент снижения допускаемого напряжения, который находят численным методом, полагая  $\sigma_{\text{кр}} = \sigma_{\text{п}}$  ( $\sigma_{\text{п}}$  – предел пропорциональности). Для наиболее часто встречающихся материалов винтов значения  $\varphi$  приведены в табл. 14.1 [103].

Таблица 14.1

**К расчету коэффициента понижения допускаемого напряжения**

$\lambda$	0	20	40	60	80	90	100	110	120	130	140	150
$\varphi$	1	0,95	0,89	0,82	0,70	0,62	0,51	0,43	0,37	0,33	0,29	0,26
	1	0,95	0,87	0,79	0,65	0,55	0,43	0,35	0,30	0,26	0,23	0,21

Верхние значения  $\varphi$  относятся к сталям обыкновенного качества (например, сталь ст.5), нижние – к сталям повышенного качества.

### 14.3. Краткие сведения к расчету передачи винт–гайка качения

Такие передачи применяют преимущественно в механизмах точных перемещений, в следящих системах и ответственных силовых передачах. Достоинствами передачи является относительно высокий КПД, возможность конструктивными решениями обеспечить высокую жесткость, малый износ в сравнении с пределами трения.

Вращающий момент на ведущем звене находят по формуле:

$$T = 0,5 \cdot F_a \cdot D_{\text{вп}} \cdot \text{tg}(\psi + \varphi'_k), \quad (14.12)$$

где  $\varphi'_k$  – приведенный угол трения качения:  $\text{tg} \varphi'_k = f'_k$ ;  $f'_k = f_k / (D_w \cdot \sin \alpha_k)$  (здесь  $f_k$  – коэффициент трения качения на плоскости;  $f_k = 0,008 \dots 0,01$  мм – для закаленных поверхностей и класса шероховатости 7...9;  $f_k = 0,05 \dots 0,08$  мм – для незакаленных поверхностей); обычно  $\alpha_k = 45^\circ$ .

Связь между частотой вращения и поступательной скоростью перемещения выражена зависимостью (14.2); КПД – (14.1); мощность привода – (14.5). Так как  $\varphi'_k$  много меньше  $\psi$ , то КПД передачи даже при малых углах  $\psi$  имеет значения 0,8...0,9. При  $\psi > 2^\circ$  КПД увеличивается незначительно, поэтому подбирают малые углы подъема винтовой линии. Рабочая часть винтовой пары составляет обычно 1...2,5



витка, диаметр шариков предварительно назначают  $D_w = 0,6P$  ( $P$  – шаг винта). В большинстве конструкций шарики перекатываются по замкнутой цепи, выкатываясь из резьбы, поступают в возвратный канал через вкладыш. Обычно шарики циркулируют по трем, расположенным под углом  $120^\circ$ , группам. Число шариков в одной рабочей части резьбы составляет

$$z = (\pi D_{pw} \cdot i / D_w) - 1, \quad (14.13)$$

где  $i$  – число витков в одной замкнутой рабочей цепочке гайки.

Полученное  $z$  округляют до ближайшего меньшего целого. Если окажется, что  $z > 65$ , то уменьшают число шариков за счет  $D_w$ . Разность диаметров шариков в одной рабочей цепочке не должна превышать 3 мкм. Требуемая точность достигается путем селективной сборки винтов с соответствующими им группами шариков. Радиус желобов винта и гайки для уменьшения трения назначают несколько большим радиуса шариков:  $D_w \leq 8$  мм,  $r_1 = 0,51D_w$  (рис. 14.2),  $D_w > 8$  мм,  $r_1 = 0,53 D_w$ . Радиальный зазор, если особо не оговаривается, устанавливают в пределах  $\Delta = 0,3 \dots 0,25$  мм, а осевой – рассчитывают по зависимости  $c = \sqrt{(2r_1 - D_w)\Delta}$ .

Допустимую статическую нагрузку (статическую грузоподъемность) определяют по напряжениям Герца из условия предотвращения пластических деформаций контактирующих поверхностей шарика и винта (контакт в паре шарик-гайка более благоприятный). Контактная статическая прочность будет обеспечена, если максимальная осевая нагрузка  $F_{amax}$  будет ниже статической грузоподъемности  $C_{oa}$ :

$$F_{amax} \leq C_{oa} \quad (14.14)$$

В таблице 14.2. приведены параметры шариковых передач винт-гайка [49]

Приведенные в табл. 14.2 значения динамической грузоподъемности относятся для винтов и гаек, изготовленных из легированных сталей (18ХГТ, ХВГ), прошедших химикотермическую обработку и закаленных до твердости не менее  $65 HRC_3$ . При твердости материалов  $50 HRC_3$  динамическая грузоподъемность снижается в двое, а при  $35 HRC_3$  – составляет 20% от табличных [49]. Контактную выносливость передачи проверяют аналогично шариковым упорным подшипникам

$$L = \left( \frac{C_{ac}}{F_a} \right)^3, \quad (14.15)$$

где  $L$  – ресурс в миллионов оборотов винта;  $C_{ac} = C_a \cdot k_p \cdot k_a \cdot k_m$  – расчетная динамическая грузоподъемность;  $C_a$  – динамическая грузоподъемность (табл. 14.2);  $k_p$  – коэффициент вероятности безотказной работы



(при вероятности: 90 %  $k_p = 1$ ; 95%  $k_p = 0,85$ ; 99%  $k_p = 0,57$ );  $k_a = 0,8...1$  – коэффициент, учитывающий точность передачи;  $k_m$  – коэффициент, учитывающий качество выплавки стали (стали обыкновенного качества  $k_m = 1$ ; для сталей электрошлаковой и вакуумной выплавки  $k_m = 1,4$  и  $k_m = 1,7$  соответственно).

Таблица 14.2

**Параметры шариковых передач винт–гайка**

Геометрические параметры, мм				Грузоподъемность, Н	
$D_{pw}$	$P$	$D_w$	$\Delta$	статическая, $C_{oa}$	динамическая, $C_a$
25	5	3	0,067...0,093	28100	16580
32	5	3	0,064...0,096	37500	17710
40	5	3	0,064...0,096	49400	19170
40	6	3,5	0,059...0,101	56400	23700
40	10	6	0,119...0,161	85900	54700
50	5	3	0,059...0,101	62800	20640
50	10	6	0,117...0,163	112500	57750
50	12	7	0,137...0,183	119900	65400
63	10	6	0,115...0,165	149700	62030
80	10	6	0,113...0,167	197700	66880
80	20	10	0,193...0,247	297600	143400
100	10	6	0,110...0,170	251100	71800
100	20	10	0,180...0,250	386400	151800

**Пример.**

Рассчитать домкрат винтовой (рис. 14.1, а): грузоподъемность домкрата  $Q = 45000$  Н; высота подъема груза  $h = 800$  мм; материал винта сталь 45 ГОСТ 1050-85, термообработка – нормализация,  $\sigma_m = 270$  МПа; материал гайки бронза Бр ОЦС6-6-3.

1. Исходные данные к расчету

Грузоподъемность  $Q = 45000$  Н;

высота подъема  $h = 800$  мм;

материал винта сталь 45, гайки Бр ОЦС6-6-3;

допускаемое давление в резьбе  $[P] = 10$  МПа;

резьба – одновитковая, трапецидальная по ГОСТ 24738-81;

конструкцию привода домкрата обосновать.

2. Решение.

2.1. Из условия износостойкости резьбы рассчитаем средней диаметр резьбы винта

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{2F_a}{\pi \psi_H [P]}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 45000}{\pi \cdot 2 \cdot 10}} = 37,8 \text{ мм},$$

где  $\psi_H = H_T/d_2 = 2$ .



Принимаем по ГОСТ 24738-81 наружный диаметр  $d=40$  мм,  $d_2=37$  мм; шаг резьбы  $P=6$  мм ( $d=d_2+0,5P=37,8+0,5\cdot6=40,8$  мм). Высота гайки  $H_1=\psi_n\cdot d_2=2\cdot37=74$  мм; внутренний диаметр винта  $d_3=d-2H_2=40-7=33$  мм.

2.2. Проверяем условия самоторможения винтовой пары  $\psi < \varphi'$

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{P}{\pi d_2} = \frac{6}{\pi \cdot 37} = 0,0516; \quad \psi = 2,955^\circ,$$

где  $\psi$  – угол подъема винтовой линии по среднему диаметру  $d_2$ .

Приведенный угол трения

$$\operatorname{tg}\varphi' = f' = f / \cos(\alpha/2) = 0,1 / \cos 15^\circ = 0,104 \quad \varphi' = 5,91^\circ;$$

таким образом  $\psi = 2,955 < \varphi' = 5,91^\circ$ .

Условие самоторможения выполняется для принятых значений коэффициента трения сталь по бронзе при смазанных поверхностях трения ( $f=0,1$ ), принятого шага резьбы  $P=6$  мм, и угла профиля трапецеидальной резьбы  $\alpha=30^\circ$ .

2.3. Проверяем прочность винта (14.8).

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_2 + 3\tau_{кр}^2} \leq [\sigma],$$

где  $\sigma = \frac{F_a}{A_3} = \frac{4Q}{\pi d_3^2} = \frac{4 \cdot 45000}{\pi \cdot 33^2} = 52,6$  МПа;

$$\tau_{кр} = \frac{T_2}{0,2d_3^3} = \frac{129,8 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 33^3} = 18,1$$
 МПа ;

$$T_2 = 0,5F_a \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') = 0,5 \cdot Q \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') = 0,5 \cdot 45000 \cdot 37 \cdot \operatorname{tg}(2,955 + 5,91) = 129,845 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$\sigma_3 = \sqrt{52,6^2 + 3 \cdot 18,1^2} = 61,2$$
 МПа .

Допускаемое напряжение  $[\sigma] = \sigma_r/3 = 270/3 = 90$  МПа. Условие прочности винта соблюдается.

2.4. Выполним обоснование привода винта домкрата.

Предположим, что конструктивная схема домкрата следующая: с помощью рукоятки вращается и поступательно перемещается винт, гайка неподвижна; чашка винта опирается на винт через поверхность скольжения.

Длина рукоятки домкрата:

$$L \approx 14d = 14 \cdot 40 = 560 \text{ мм};$$

примем  $L=600$  мм; средний диаметр поверхности чашки, опирающейся на винт  $d_{cp}=40$  мм.



Момент трения в резьбе составит  $T_2 = 129,845$  Н·м; момент трения на торце чашки:

$$T_3 = 0,5 \cdot F_a \cdot f \cdot d_{cp} = 0,5 \cdot 45000 \cdot 0,15 \cdot 40 \cdot 10^{-3} = 135 \text{ Н·м};$$

$$Q_p \cdot L = T_2 + T_3; \quad Q_p = \frac{T_2 + T_3}{L} = \frac{(129,845 + 135) \cdot 10^3}{600} \approx 442 \text{ Н}.$$

Такое усилие при работе вручную велико. Конструкцию домкрата следует пересмотреть в пользу, например конструкции, приведенной на рис. 14.1а.

2.5. Определим КПД винтовой пары домкрата с учетом потерь в опорах

$$\eta = (0,90 \dots 0,95) \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')} = 0,93 \frac{\operatorname{tg} 2,955^\circ}{\operatorname{tg}(2,955^\circ + 5,91^\circ)} = 0,31$$

или  $\eta = 31\%$ .

2.6. Проверим винт на устойчивость. Найдем геометрические характеристики винта:

– расчетная длина винта  $l = h + 0,5H_T = 800 + 0,5 \cdot 74 = 837$  мм в предположении, что упругий поворот винта происходит относительно средней части гайки;

– приведенная длина  $\mu \cdot l = 1 \cdot 837 = 837$  мм ( $\mu = 1$ , т. к. в верхней части домкрата имеется опора – подшипник скольжения, рис. 14.1, а);

– радиус инерции сечения  $i$

$$i = \sqrt{\frac{J}{A_3}} = \sqrt{\frac{65622,78}{855,29}} = 8,76 \text{ мм}$$

$$J = (\pi d_3^4 / 64) \cdot (0,4 + 0,6d / d_3) = (\pi \cdot 33^4 / 64) \times$$

$$\times (0,4 + 0,6 \cdot 40 / 33) = 65622,78 \text{ мм}^4;$$

$$A_3 = \pi d_3^2 / 4 = \pi \cdot 33^2 / 4 = 855,29 \text{ мм}^2.$$

2.7. Проверяем условие устойчивости винта по Эйлеровой силе  $\mu \cdot l \geq 100i$

$$100i = 100 \cdot 8,76 = 876 \text{ мм}.$$

$$\mu \cdot l = 837 \text{ мм} < 100i = 876 \text{ мм}.$$

2.8. Винт необходимо проверить по объединенному условию прочности и устойчивости:

$$\sigma = F_a / A_3 \leq m \varphi \cdot [\sigma]_{сж}; \quad (14.11)$$

– гибкость винта  $\lambda = \mu \cdot l / i = 837 / 8,76 = 95,5$ ;

– находим таблично, используя линейную интерполяцию ( $\lambda = 90$ ,  $\varphi = 0,55$ ;  $\lambda = 100$ ,  $\varphi = 0,43$ ), коэффициент снижения допускаемых напряжений

$$\varphi = 0,55 - ((0,55 - 0,43) / 10) \cdot (95,5 - 90) = 0,484;$$



$$\sigma = \frac{F_a}{A_3} = \frac{4500}{855,29} = 52,61 \text{ МПа};$$

$$\varphi \cdot [\sigma]_{\text{сж}} = 0,484 \cdot 270/3 = 43,56 \text{ МПа};$$

$$\sigma = 52,6 \text{ МПа} > \varphi[\sigma]_{\text{сж}} = 43,56 \text{ МПа}.$$

Объединенное условие прочности не выполняется. Необходимо пересмотреть материал винта или пересмотреть величину диаметра винта. Заменяем материал винта. Исходя из условия прочности следует назначить сталь с пределом текучести, близким к 400 МПа. Такому условию отвечает сталь 35Х ГОСТ 4543-85 с закалкой до твердости 212...248 HB,  $\sigma_T = 500$  МПа

$$[\sigma]_{\text{сж}} = \sigma_T/3 = 500/3 = 167 \text{ МПа}.$$

$$\varphi[\sigma]_{\text{сж}} = 0,484 \cdot 167 \approx 80 \text{ МПа}.$$

В этом случае объединенное условие прочности и устойчивости выполняется, т. к.  $\sigma = 52,6 < \varphi[\sigma] = 80$  МПа.

### Вопросы для самоконтроля

1. Признаки классификации передачи винт–гайка.
2. Достоинства и недостатки передачи винт–гайка.
3. Основные материалы, используемые при конструировании передачи.
4. Передачи трения скольжения и передачи трения качения, их сравнительные достоинства и недостатки.
5. Критерии работоспособности винтовых передач трения скольжения и трения качения.
6. КПД винтовых передач скольжения.
7. Как определить мощность привода винтовой передачи трения скольжения.
8. Из каких условий определяют диаметр винта в передаче винт–гайка скольжения.
9. По каким напряжениям проверяют прочность винта в передаче скольжения. Последовательность расчета винта по объединенному условию устойчивости и прочности.
10. Как определить вращающий момент на ведущем звене винтовой передачи качения.
11. По каким напряжениям определяют статическую грузоподъемность шариковой винтовой передачи.
12. От каких геометрических показателей зависит статическая и динамическая грузоподъемность шариковой передачи винт–гайка.
13. Как рассчитать ресурс шариковой винтовой передачи.

# РАЗДЕЛ ТРЕТИЙ ВАЛЫ И ОСИ. ПОДШИПНИКИ. МУФТЫ

## ГЛАВА 15

### ВАЛЫ И ОСИ

#### 15.1. Общие сведения

**Назначение.** Надежная работа механизмов и машин обуславливается прочностью и жесткостью (основные критерии работоспособности) деталей, в частности *валов и осей*, на которые насаживают вращающиеся изделия (зубчатое колесо, шкив, кулачок, муфта и др.). Ось не передает вращающего момента и работает только на изгиб (рис. 15.1).

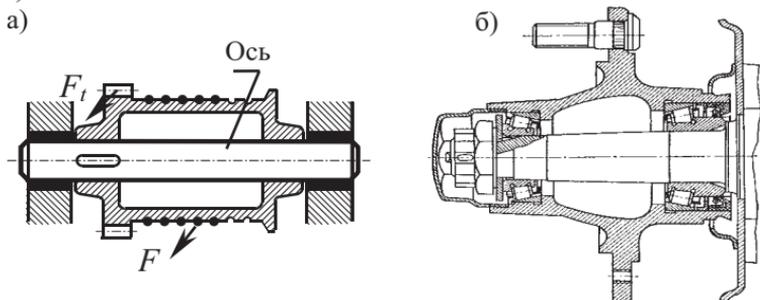


Рис. 15.1. Оси: а – ось барабана грузоподъемной машины;  
б – ось переднего колеса автомобиля

Оси в большинстве имеют круглое сплошное сечение и реже делают их фасонными. Ось может быть *вращающейся* (рис. 15.1, а) или *невращающейся* (рис. 15.1, б).

*Вал всегда вращается и всегда передает вращающий момент. Передача вращающего момента связана с возникновением сил, например, сил в зубчатом зацеплении, сил натяжения цепи и т. д. Таким образом, валы нагружены кроме вращающих моментов еще поперечными силами и изгибающими моментами.*

Некоторые валы работают только на кручение, например карданные валы автомобилей, гибкие, применяемые в разнообразных приводах инструмента и т. п.

Валы классифицируют по следующим признакам: *по назначению* – валы *передач*, несущие зубчатые колеса, шкивы, звездочки и другие

детали; *коренные валы*, которые кроме деталей передач несут еще рабочие органы производственных машин или орудий – диски турбин, зажимные патроны токарных и расточных станков, *коленчатые* и *кривошипные валы* и т. д.;

*по форме геометрической оси* – *прямые* (рис. 15.2, а), получившие наибольшее распространение; *коленчатые* (рис. 15.2, б), используемые не только для передачи вращающего момента, но и для преобразования вращательного движения во вращательное (поршневые двигатели) или наоборот (насосы); *гибкие*, с изменяемой формой геометрической оси, применяемые в разнообразных приводах приборов, например спидометров и других приборов дистанционного управления, зубо-врачебных бормашинах и т. п. Коленчатые и гибкие валы относятся к специальным деталям, их изучают в соответствующих специальных курсах;

*по конструкции и форме* – *гладкие* постоянного поперечного сечения (трансмиссионные); *ступенчатые* переменного сечения (валы большинства передач, валы-червяки, валы-шестерни). Форма вала по длине определяется распределением нагрузки и способами изготовления и сборки изделий.

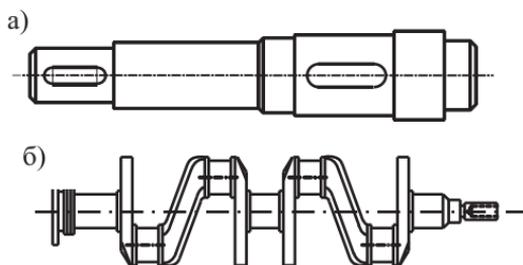


Рис.15.2. Валы: а – прямой; б – коленчатый

Изгибающие моменты по длине вала, как правило, имеют различные значения и обычно уменьшаются до нуля к опорам вала, а вращающий момент передается не на всей длине вала. Поэтому по условию прочности допустимо и целесообразно конструировать валы переменного сечения (ступенчатыми), приближающиеся к телам равного сопротивления.

Наличие ступеней связано с закреплением на валу зубчатых колес, шкивов, звездочек и других деталей или самого вала в осевом направлении.

Диаметры посадочных поверхностей для деталей выбирают из стандартного ряда нормальных линейных размеров, а под подшипни-

ки – из стандартного ряда внутренних диаметров подшипников качения. Перепад диаметров ступеней должен быть минимальным, и он определяется размером посадочных поверхностей под ступицы деталей и подшипников, а также достаточной опорной поверхностью заплечиков для восприятия осевых сил, условиями сборки. Полыми валы изготавливают для уменьшения массы или в тех случаях, когда через вал пропускают другую деталь, подводят масло и пр.

**Основы проектирования.** Опорные участки валов и осей называют *цапфами*. В зависимости от направления опорных реакций различают два типа цапф.

К **первому типу** относятся цапфы, опорные реакции которых перпендикулярны оси вращения (радиальные усилия), их называют *шипами* (концевые цапфы) или *шейками* (промежуточные цапфы) (рис. 15.3).

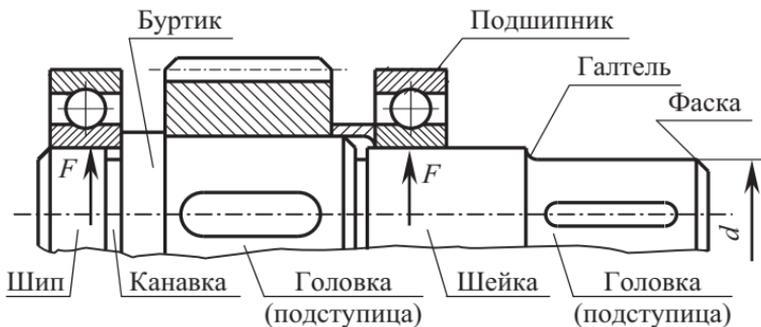


Рис. 15.3. Участки вала

Участки валов или осей, на которых закреплены вращающиеся детали, называют *подступичными*.

Опорами шипов и шеек служат подшипники качения и скольжения. Цапфы валов и осей с опорами скольжения бывают цилиндрическими, коническими и сферическими (рис. 15.4).

Наибольшее распространение получили цилиндрические цапфы (рис. 15.4, а), так как они наиболее просты, удобны и дешевле в изготовлении, установке и работе.

Конические (рис. 15.4, б) и сферические (рис. 15.4, в) цапфы применяют реже.

Цапфы валов и осей для подшипников качения почти всегда выполняют цилиндрическими (рис. 15.5). Для облегчения сборки и фиксации вала в осевом направлении цапфы обычно делают несколько меньшего диаметра, чем соседний участок вала (рис. 15.5, а).

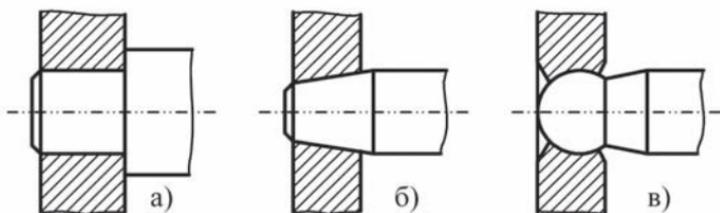


Рис. 15.4. Типы под подшипники скольжения

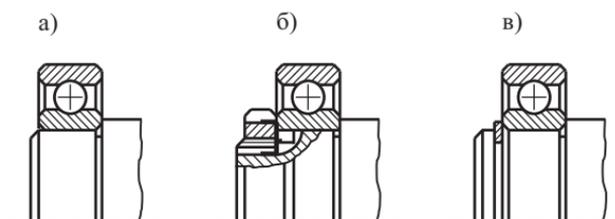


Рис. 15.5. Типы цапф под подшипники качения

На некоторых валах и осях для фиксирования подшипников качения рядом с цапфами предусматривают резьбу для гаек (рис. 15.5, б) или кольцевые выточки для фиксирующих пружинных колец (рис. 15.5, в).

Сравнительно редко применяют конические цапфы с небольшим углом конусности для регулирования зазоров в подшипниках упругим деформированием колец.

Цапфы валов для подшипников качения характеризуются меньшей длиной, чем цапфы для подшипников скольжения.

Ко **второму типу** относятся цапфы, опорные реакции которых совпадают с осью вращения или параллельны ей (осевые усилия), их называют *пятами* (рис. 15.6). Опорами для пят служат *подпятники* – упорные подшипники скольжения или качения.

Наибольшее распространение получили следующие конструкции пят: *сплошная пята*, рабочей поверхностью которой является плоский торец вала с канавками для смазки (рис. 15.6, а); *кольцевая пята*, рабочей поверхностью которой является кольцо торцевой части вала с канавками для смазки (рис. 15.6, б);

*гребенчатая пята*, рабочей поверхностью которой являются кольцевые участки вала – гребни (или заплечики), на которых сделаны канавки для смазки (рис. 15.6, в).

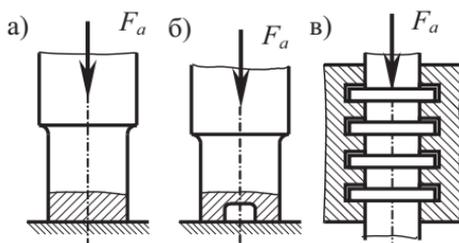


Рис. 15.6. Типы пят

Переходный участок вала между двумя смежными ступенями разных диаметров выполняют в виде *галтели*, радиусом  $r$  или с канавкой для выхода шлифовального круга (рис. 15.3). *Галтель* – это поверхность плавного перехода от одной ступени оси или вала к другой. Как правило, радиус галтели выбирают меньше радиуса закругления насаживаемых деталей. Для шеек под подшипники качения принимают  $r = (0,02...0,04)d$  (меньшее значение для больших диаметров),  $h \approx 3 \cdot r$ ; здесь  $d$  – диаметр меньшей из сопрягаемых ступеней;  $h$  – высота заплечика (уступа), т. е. полуразность диаметров ступеней.

Переход от ступени меньшего диаметра к ступени большего диаметра выполняют с канавкой для выхода шлифовального круга. Канавки выполняют на валах диаметром 10...50 мм – шириной 3 мм и глубиной 0,25 мм, а на валах диаметром 50...100 мм – шириной 5 мм и глубиной 0,5 мм.

Для снижения концентрации напряжений радиусы закруглений галтелей и канавок принимают, возможно, большими, а глубину канавок – меньшей.

Разность между диаметрами соседних ступеней осей и валов для снижения концентраций напряжений должна быть минимальной. Торцы осей и валов для облегчения установки на них деталей и предупреждения травмирования рук выполняют с фасками.

Радиусы закруглений галтелей и размеры фасок стандартизованы (ГОСТ 10948-64\*).

**Материалы.** Для изготовления валов применяют материалы, которые должны отличаться достаточно высокими прочностными характеристиками, по возможности малой чувствительностью к концентрации напряжений, способностью подвергаться термической и химико-термической обработке, хорошей обрабатываемостью.

Учитывая эти требования, валы изготавливают из углеродистых и легированных конструкционных сталей.

Для валов без термообработки используют углеродистые стали 30, 40, 45.

Валы, к которым предъявляют повышенные требования к несущей способности и долговечности шлицев и цапф, выполняют из среднеуглеродистых и легированных сталей с последующей термообработкой (улучшение) 35, 40, 40X, 40XН и др.

Для повышения износостойкости цапф валов в подшипниках скольжения применяют стали 20, 20X, 12XНЗА с последующей цементацией и закалкой цапф.

Тяжелонагруженные валы изготавливают из легированных сталей 40XНМА, 18XГТ, 38X2МЮА и др.

Валы изготавливают механической обработкой.

Высоконагруженные валы шлифуют по всей поверхности. Шероховатость поверхности под подшипники качения назначают в зависимости от класса точности подшипников.

## 15.2. Критерии работоспособности и расчета

Надежная работа механизмов и машин обуславливается прочностью и жесткостью (основные критерии работоспособности) деталей, к которым относятся оси и валы. Прочность осей и валов определяют величиной и характером напряжений, возникающих под влиянием сил, действующих со стороны установленных деталей.

Постоянные по величине и направлению поперечные силы вызывают в неподвижных осях постоянные напряжения, а во вращающихся осях и валах – напряжения, изменяющиеся по знакопеременному (симметричному) циклу, вызывая усталостные разрушения, которые составляют 40...50% случаев выхода валов из строя.

При проектировании осей и валов для предварительного определения размеров и назначения соответствующей конструкции их рассчитывают на статическую прочность (проектировочный расчет), а для устранения опасности усталостного разрушения рассчитывают затем на сопротивление усталости (проверочный расчет).

Во многих конструкциях требуется также расчет на жесткость.

Причиной выхода из строя быстроходных валов могут быть колебания. В соответствии с этим такие валы дополнительно рассчитывают на виброустойчивость.

## 15.3. Расчетные схемы валов

Для расчета валов составляют расчетную схему. При составлении схемы определяют силы, действующие на валы и оси со стороны расположенных на них деталей, принимая следующие допущения.

Валы и вращающиеся оси рассчитывают как балки на шарнирных опорах. Для валов, вращающихся в подшипниках качения, установленных по одному в опоре (рис. 15.7, а), эта схема обеспечивает получение удовлетворительных результатов.

Для валов, вращающихся в подшипниках качения, установленных по два в опоре (рис. 15.7, б), большая часть реакций воспринимается подшипниками, расположенными со стороны внутреннего пролета. Внешние подшипники нагружены меньше.

У валов, вращающихся в несоосно устанавливаемых подшипниках скольжения (рис. 15.7, в), давление по длине подшипников из-за деформации вала распределяется несимметрично, условную шарнирную опору располагают на расстоянии  $(0,25 \dots 0,3) \cdot l$  от заплечика вала.

Силы на валы передаются через насаженные на валы детали (зубчатые колеса, звездочки, шкивы, муфты и т. д.). При простых расчетах считают, что насаженные на вал детали передают сосредоточенные силы и моменты на середине ширины ступицы. В действительности силы взаимодействия между ступицами и валами распределены по их длине (рис. 15.7, г). Более точно силы следует располагать в сечениях на расстоянии  $(0,2 \dots 0,25) \cdot l$  от кромок ступицы, где  $l$  – длина ступицы, и в этих же сечениях принимать сосредоточенными силы взаимодействия ступицы и вала.

## 15.4. Расчет на прочность

Наиболее часто встречается случай одновременного нагружения вала вращающим  $T$  и изгибающим  $M$  моментами (зубчатые передачи). Поэтому валы испытывают действие напряжений изгиба и кручения, оси – только изгиба.

Чтобы определить нагрузки на валы, необходимо знать силы, действующие в зацеплении передач. Силы взаимодействия между зубьями принято определять в полюсе зацепления. Распределенную по контактным линиям нагрузку в зацеплении заменяют равнодействующей, которая направлена по линии зацепления.

Для расчета валов и опор равнодействующую нагрузку в зубчатых и червячных передачах раскладывают на составляющие усилия:

окружное –  $F_t$ , радиальное –  $F_r$  и осевое –  $F_a$ .

При действии на вал нагрузок в разных плоскостях их обычно раскладывают на две взаимно перпендикулярные плоскости.

Индексы сил, например,  $F_{t21}$  означают, что окружная сила действует со стороны колеса 2 и приложена к шестерне 1. Принято считать,

что окружная сила, действующая со стороны шестерни на зуб колеса  $F_{r12}$  равна  $F_{r21}$ , т. е. мы пренебрегаем силами трения.

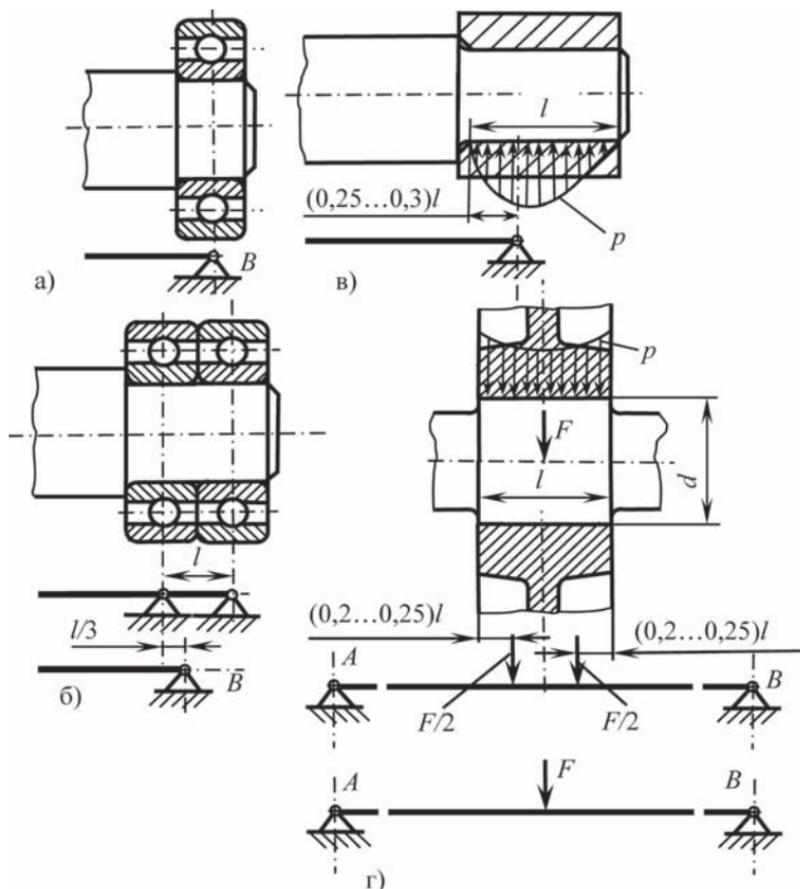


Рис. 15.7. Расчетные схемы валов

Аналогично можно записать, что  $F_{r12} = F_{r21}$  и  $F_{a12} = F_{a21}$  (передачи цилиндрические).

Направление вращения быстроходного (первого) вала редуктора задают, а направления вращения последующих валов определяют в зависимости от направления вращения первого вала.

Предварительное определение диаметра вала, необходимого для выполнения эскиза вала и последующих расчетов, производят с помощью эмпирических зависимостей или по условному расчету на кручение.

В процессе расчета валов и осей необходимо знать изгибающие и вращающие моменты в опасных сечениях.

Порядок расчета в этом случае следующий:

1. Проектировочный расчет, который позволяет предварительно определить диаметр вала из расчета на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

2. Основной расчет на статическую прочность, который позволяет определить диаметр вала в опасных сечениях при совместном действии изгиба и кручения.

Эти расчеты (предварительный и основной) являются проектными.

3. Расчет валов на сопротивление усталости учитывает все основные факторы, влияющие на прочность, а именно: характер напряжений, статические и усталостные характеристики материалов, изменение предела выносливости вследствие концентрации напряжений и влияние абсолютных размеров вала, состояние поверхности и поверхностное упрочнение.

Расчет валов на сопротивление усталости заключается в том, что для каждого предположительно опасного сечения определяют действительный коэффициент запаса  $S$  и сравнивают его с допустимым коэффициентом запаса  $[S]$ .

Следовательно, расчет валов на сопротивление усталости осуществляют, как проверочный.

### 15.4.1. Проектировочный расчет вала на кручение по пониженным допускаемым напряжениям

Для разработки конструкции вала вначале приближенно оценивают его диаметр в предположении, что он испытывает только кручение.

Расчет ведется при пониженных допускаемых напряжениях кручения для компенсации влияния неучтенных напряжений изгиба:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_k}} \text{ мм}, \quad (15.1)$$

где  $T$  – вращающий момент, передаваемый валом, Н·м;  $[\tau]_k$  – допускаемое напряжение кручения, МПа; для выходных концов валов  $[\tau]_k = 20 \dots 25$  МПа; для промежуточных валов  $[\tau]_k = 10 \dots 20$  МПа.

Имеются и другие пути получения ориентировочных значений диаметров валов. Например, при определении диаметра  $d$  участка вала, присоединяемого с помощью муфты к электродвигателю, некоторым ориентиром является зависимость  $d = (0,8 \dots 1,2) \cdot d_3$ .



## 15.4.2. Основной расчет вала на совместное действие изгиба и кручения

Этот расчет вала основывается на четвертой теории прочности при определении эквивалентных напряжений (одновременно действуют напряжения изгиба и кручения)

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} \leq [\sigma], \quad (15.2)$$

где  $\tau_a = \tau_k = T/2W_{p \text{ нетто}}$  – расчетное напряжение на кручение в рассматриваемом сечении вала (амплитуда цикла при кручении);  $\sigma_a = \sigma_{\text{и}} = M_{\text{max}}/W_{\text{нетто}}$  – расчетное напряжение на изгиб в рассматриваемом сечении вала (амплитуда цикла при изгибе);  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение для материала вала при изгибе;  $W_{p \text{ нетто}}$  и  $W_{\text{нетто}}$  – полярный и осевой моменты сопротивления сечения вала;  $T$  и  $M_{\text{max}}$  – соответственно вращающий и изгибающий моменты опасного сечения.

По диаметру, найденному предварительным расчетом и эскизной компоновке конструкции намечают положение опор. После этого составляют расчетную схему вала, определяют силы, действующие на вал, находят опорные реакции, строят эпюры изгибающих и вращающих моментов и далее производят расчет диаметров вала на статическую прочность.

Обычно силы, действующие на вал, расположены не в одной плоскости, поэтому их необходимо разложить по двум взаимно перпендикулярным плоскостям и определить в этих плоскостях опорные реакции и изгибающие моменты, а затем геометрически суммировать эти моменты. Наибольшие суммарные моменты ( $M_{\Sigma}$ ) определяют опасные сечения, для которых рассчитывают диаметры и разрабатывают конструкцию вала

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2},$$

где  $M_x$  и  $M_y$  – соответственно изгибающие моменты во взаимно перпендикулярных плоскостях опасного сечения.

Вращающий момент определяют по формуле

$$T = 9550 P/n, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (15.3)$$

где  $P$  – передаваемая мощность, кВт;  $n$  – частота вращения вала  $\text{мин}^{-1}$ .

Диаметр вала на стадии проектирования, полагая, что в опасном сечении вал имеет цилиндрическую форму, находят:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_3 \cdot 10^3}{0,1 [\sigma]_{\text{и}}}} \text{ мм}, \quad (15.4)$$

где  $M_3 = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + 0,75 \cdot T^2}$ , Н·м;  $[\sigma]_{\text{и}}$  – допускаемое напряжение изгиба, МПа.

При работе вала в его поперечных сечениях возникают напряжения, циклически изменяющиеся по времени. Считается, что постоянная составляющая нормальных напряжений относительно мала (осевые силы обычно имеют невысокое значение), а нормальные изгибные напряжения изменяются по симметричному циклу (коэффициент асимметрии цикла  $R = -1$ ). На этой стадии расчета принимают  $K_L = 1$  (коэффициент долговечности), тогда

$$[\sigma]_{\text{н}} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot [S]}, \quad (15.5)$$

где  $\sigma_{-1}$  – предел выносливости при симметричном цикле нагружения ( $\sigma_{-1} \approx (0,4 \dots 0,46)\sigma_B$  – при отсутствии экспериментальных данных для углеродистых сталей и  $\sigma_{-1} = 0,35\sigma_B + (70 \dots 120)$  для легированных);  $K_{\sigma D}$  – эффективный коэффициент концентрации напряжений для вала. Ориентировочно  $K_{\sigma D} = 3 \dots 5$  (большие значения для диаметров вала, на которых устанавливаются детали с гарантированным натягом) [73];  $[S]$  – коэффициент запаса прочности,  $[S] \approx 2$ .

#### 15.4.3. Краткие указания по конструированию вала и сопрягаемых с ним зубчатых колес

При конструировании вала необходимо учитывать следующее:

- стремиться обеспечить простоту и экономичность изготовления;
- обеспечить удобство монтажа и демонтажа деталей;
- диаметры вала в местах сопряженных с ним деталей (посадочные размеры) должны соответствовать ГОСТ 6636-69 (СТ СЭВ 514-77);
- диаметры вала под подшипники качения кратны 5 (при  $d \geq 20$  мм).

Более подробные сведения по конструированию можно найти в специальной литературе [52, 86].

На валах в соответствии с назначением изделия размещают различные детали, а в редукторах такими деталями являются зубчатые колеса.

Зубчатые колеса небольших размеров (шестерни) могут быть выполнены либо за одно целое с валом (вал-шестерня), либо изготавливаются отдельно от вала (насадная шестерня). В последнем случае передача вращающего момента с вала на шестерню осуществляется либо за счет посадки с гарантированным натягом, либо посредством шпоночного, шлицевого (зубчатого) соединения.

Шестерню изготавливают за одно целое с валом в том случае, когда расстояние от ножки зуба до дна шпоночного паза меньше предельно допустимых значений:  $\Delta < 2,5 \cdot m_t$  для цилиндрических колес и  $\Delta < 1,6 \cdot m_{te}$  для конических [77, 121]. Если указанные величины получаются больше, то шестерню выполняют насадной (рис. 15.8).



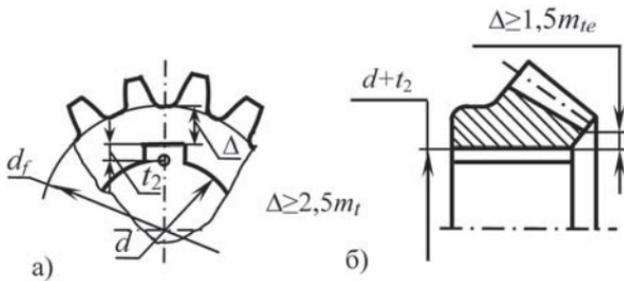


Рис. 15.8. К обоснованию выбора насадной шестерни:  
 а – цилиндрическая насадная шестерня;  
 б – коническая насадная шестерня

Если в результате расчета получится, что необходимо изготавливать шестерню за одно целое с валом, то материалом вала должен быть материал шестерни, который, как правило, более качественный и более дорогой. Конструкция вала-шестерни обладает большей жесткостью, прочностью и широко применяется в редукторах.

#### 15.4.4. Расчет на сопротивление усталости

Расчет вала на сопротивление усталости выполняют после разработки конструкции вала, как проверочный в форме определения коэффициентов запаса. Коэффициент запаса находят по формуле

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S], \quad (15.6)$$

где  $S_{\sigma}$  – коэффициент запаса по нормальным напряжениям (предполагается, что касательные напряжения отсутствуют);  $S_{\tau}$  – коэффициент запаса по касательным напряжениям (нормальные напряжения отсутствуют);  $[S]$  – допустимый коэффициент запаса ( $[S] \geq 1,5 \dots 2,5$ ). При расчетах учитывают вид и характер изменения напряжений, механические характеристики материала (статические и усталостные), размеры, форму участка вала, состояние и качество поверхности.

Постоянные по величине и направлению нагрузки вызывают во вращающихся валах и осях переменные напряжения изгиба, меняющиеся по симметричному циклу с амплитудой  $\sigma_a$  и средним напряжением  $\sigma_m$ . Поэтому

$$\sigma_n = \sigma_a = \frac{M_{\Sigma}}{W_{\text{нетто}}}; \quad \sigma_m = 0, \quad (15.7)$$

где  $W_{\text{нетто}}$  – осевой момент сопротивления ослабленного сечения;  $\sigma_{\text{и}}$  – напряжения от действия суммарного изгибающего момента в предполагаемом опасном сечении вала.

Изменение напряжений кручения в расчетах принимают по отнулевому (пульсационному) циклу. Выбор этого цикла принят на том основании, что большинство машин работают с переменным вращающим моментом, знак момента меняется только в реверсивном приводе. Амплитуду ( $\tau_a$ ) и среднее ( $\tau_m$ ) напряжения рассчитывают по формулам:

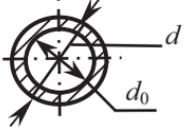
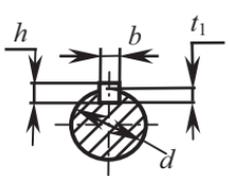
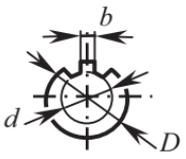
$$\tau_a = 0,5\tau_k = \tau_m = \frac{T}{2W_{p \text{ нетто}}}, \text{ МПа}, \quad (15.8)$$

где  $W_{p \text{ нетто}}$  – полярный момент сопротивления ослабленного сечения.

В формулах (15.7) и (15.8)  $\sigma_{\text{и}}$ ,  $\sigma_a$ ,  $\tau_a$ ,  $\tau_m$  – в МПа;  $M_{\Sigma}$  и  $T$  – в Н·м;  $W_{\text{нетто}}$  и  $W_{p \text{ нетто}}$  – в мм<sup>3</sup> (формулы для расчета моментов сопротивления – в табл. 15.1).

Таблица 15.1

Моменты сопротивления сечений валов

Форма сечения	Эскиз	Формула расчета
Круглая		$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi d^3}{32}; W_{p \text{ нетто}} = 2W_{\text{нетто}}$
Кольцевая		$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi d^3}{32}(1 - \xi^4); \xi = \frac{d_0}{d};$ $W_{p \text{ нетто}} = 2W_{\text{нетто}}$
Со шпоночным пазом		$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2d};$ $W_{p \text{ нетто}} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2d}$
Со шлицами		$W_{\text{нетто}} \cong 0,1 \frac{(D+d)^3}{2};$ $W_{p \text{ нетто}} \cong 0,2d^3$

Коэффициенты запаса  $S_{\sigma}$  и  $S_{\tau}$  рассчитывают относительно пределов выносливости соответственно  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  (числовые значения для

некоторых конструкционных материалов приведены в табл. 15.2). Эти значения получены при испытании гладких стандартных образцов при изгибе и при кручении с симметричным стационарным циклом нагружения ( $R = -1$ ), когда амплитуда напряжений постоянна, а средние напряжения равны нулю.

Поэтому коэффициенты запаса  $S_\sigma$  и  $S_\tau$  для вала определяют по формулам [10, 52]:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_a + \psi_{\sigma D} \cdot \sigma_m}; \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_a + \psi_{\tau D} \cdot \tau_m}, \quad (15.9),$$

где  $\sigma_{-1D}$  и  $\tau_{-1D}$  – пределы выносливости вала в расчетном сечении;  $\psi_{\sigma D}$  и  $\psi_{\tau D}$  – коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла.

Таблица 15.2

**Механические характеристики конструкционных материалов для валов [49]**

Сталь	Диаметр заготовки, мм не более	Твердость HB, не менее	$\sigma_b$	$\sigma_t$	$\sigma_{-1}$	$\tau_{-1}$	$\Psi_\sigma$	$\Psi_\tau$
			МПа					
Ст5	не ограничен	190	520	280	220	130	0	0
45	не ограничен	200	560	280	250	150	0	0
		240	800	550	350	210	0,1	0
		270	900	650	380	230	0,1	0,05
40X	не ограничен	200	730	500	320	200	0,1	0,05
		240	800	650	360	210	0,1	0,05
		270	900	750	410	240	0,1	0,05
20	60	145	400	240	170	100	0	0
20X	120	197	650	400	300	60	0,05	0
12ХН3А	120	260	950	700	420	210	0,1	0,05
12Х2Н4А	120	300	1100	850	500	250	0,15	0,1
18ХГТ	60	330	1150	950	520	280	0,15	0,1

Пределы выносливости вала находят по [52, 80]:

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}}; \quad \tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}}, \quad (15.10)$$

где  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  – пределы выносливости лабораторных образцов (МПа);  $K_{\sigma D}$  и  $K_{\tau D}$  – коэффициенты снижения предела выносливости материала вала.



Значения коэффициентов  $K_{\sigma D}$  и  $K_{\tau D}$  определяют по формулам:

$$K_{\sigma D} = \left( \frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V}; \quad K_{\tau D} = \left( \frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V}, \quad (15.11)$$

где  $K_{\sigma}$  и  $K_{\tau}$  – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;  $K_{d\sigma}$  и  $K_{d\tau}$  – коэффициенты влияния абсолютных размеров вала (масштабный фактор);  $K_{F\sigma}$  и  $K_{F\tau}$  – коэффициенты влияния качества обработки поверхности;  $K_V$  – коэффициент влияния упрочнения поверхности. При отсутствии упрочнения  $K_V = 1$  (табл. 15.3).

Числовые значения  $K_{\sigma}$  и  $K_{\tau}$  приведены в табл. 15.3, 15.4, 15.5, 15.6.

Таблица 15.3

**Эффективные коэффициенты концентрации напряжений в ступенчатом переходе с галтелью [103]**

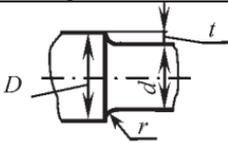
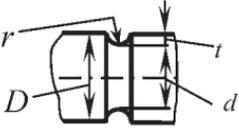
									
$t/r$	$r/d$	$K_{\sigma}$ при $\sigma_b$ , МПа				$K_{\tau}$ при $\sigma_b$ , МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
$\leq 1$	0,01	1,35	1,4	1,45	1,5	1,30	1,30	1,3	1,3
	0,02	1,45	1,5	1,55	1,6	1,35	1,35	1,4	1,4
	0,03	1,65	1,7	1,8	1,9	1,4	1,45	1,45	1,5
	0,05	1,6	1,7	1,8	1,95	1,45	1,45	1,5	1,55
	0,10	1,45	1,55	1,65	1,85	1,4	1,4	1,45	1,5
$\leq 2$	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,8	1,9	2,0	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,03	1,8	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,05	1,75	1,9	2,0	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
$\leq 3$	0,01	1,9	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,1	2,2	2,4	1,6	1,7	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,7	1,75	1,9
$\leq 5$	0,01	2,1	2,25	2,35	2,50	2,2	2,3	2,4	2,6
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,65	2,1	2,15	2,25	2,4

Таблица 15.4

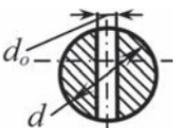
Эффективные коэффициенты концентрации напряжений  $K_\sigma$   
для валов с выточкой [103]



	$\sigma_b$ , МПа	При отношении $r/d$									
		0,0 1	0,02	0,03	0,05	0,10	0,0 1	0,02	0,0 3	0,05	
Изгиб ( $K_\sigma$ )	При отношении $t/r = 0,5$						При отношении $t/r = 1$				
	500	1,9	1,85	1,75	1,65	1,5	2,1	2,05	1,9	1,85	
	700	5	1,95	1,85	1,75	1,55	5	2,15	5	1,95	
	900	2,0	2,05	1,95	1,9	1,6	2,2	2,3	2,1	2,1	
	1200	5	2,2	2,1	2,05	1,75	5	2,5	2,2	2,25	
		2,1					2,4		2,3		
		5					2,6		5		
		2,3									
	При отношении $t/r = 2$						При отношении $t/r = 5$				
	500	2,3	2,25	2,15	–	–	2,4	2,35	–	–	
	700	5	2,4	2,3	–	–	5	2,5	–	–	
	900	2,5	2,5	2,4	–	–	2,6	2,65	–	–	
1200	2,6	2,7	2,6	–	–	5	2,85	–	–		
	5					2,8					
	2,8					3,0					
	5					5					
Кручение ( $K_\tau$ )	500	1,7	1,6	1,5	1,4	1,2	–	–	–	–	
	700	1,9	1,75	1,65	1,5	1,25	–	–	–	–	
	900	2,1	1,95	1,8	1,65	1,3	–	–	–	–	
	1200	2,4	2,2	2,05	1,8	1,4	–	–	–	–	

Таблица 15.5

Эффективные коэффициенты концентрации для валов  
в месте поперечного отверстия [103]



	$\sigma_b$ , МПа	$K_\sigma$ при $d_o/d$		$K_\tau$ при $d_o/d=0,05...0,25$
		0,05...1	0,15...0,25	
$\leq 700$		2,0	1,8	1,75
900		2,15	1,9	1,9
$\geq 1000$		2,3	2,1	2,0

**Эффективные коэффициенты концентрации напряжений  
для шлицевых и резьбовых участков валов и валов со шпонками  
[103]**

$\sigma_B$ , МПа	$K_\sigma$ для шли- цев	$K_\tau$ для прямо- бочных шлицев	$K_\tau$ для эволь- вентных шлицев	$K_\sigma$ для валов со шпонками	$K_\tau$ для валов со шпонками	$K_\sigma$ для резь- бы
500	1,45	2,25	1,43	1,6	1,4	1,8
600	1,55	2,36	1,46	1,75	1,5	1,95
700	1,60	2,45	1,49	1,9	1,7	2,2
800	1,65	2,55	1,52	2,05	1,9	2,3
900	1,70	2,65	1,55	2,2	2,0	2,45

Рассмотренные выше зависимости относятся к стационарному режиму работы вала (оси). Если режим действия нагрузок нестационарный (величины сил и моментов изменяются во времени), то расчет ведут по эквивалентным напряжениям ( $\sigma_E$ ) (15.18).

Значения коэффициентов влияния абсолютных размеров поперечного сечения вала  $K_{d\sigma}$  и  $K_{d\tau}$  определяют по ГОСТ 25.504-82 или [59, 80]:

$$K_{d\sigma} = 0,5 \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d}{7,5} \right)^{-2 \cdot v_\sigma} \right]; \quad K_{d\tau} = 0,5 \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d}{7,5} \right)^{-2 \cdot v_\tau} \right], \quad (15.12)$$

где  $d$  – диаметр вала в мм;

$$\left. \begin{aligned} v_\sigma &= 0,19 - 0,000125 \cdot \sigma_B; \\ v_\tau &= 1,5 \cdot v_\sigma. \end{aligned} \right\} \quad (15.13)$$

Значения коэффициентов влияния качества обработки поверхности вала (шероховатость)  $K_{F\sigma}$  и  $K_{F\tau}$  определяют по формулам [59, 80]:

– при изгибе и параметром шероховатости поверхности  $R_z > 1$  мкм:

$$K_{F\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \left( \lg \frac{\sigma_B}{20} - 1 \right) \cdot \lg R_z; \quad (15.14)$$

при  $R_z \leq 1$  мкм;  $K_{F\sigma} = 1$ ;

– при кручении:

$$K_{F\tau} = 0,575 K_{F\sigma} + 0,425. \quad (15.15)$$

Предпочтительным параметром для характеристики шероховатости поверхности по ГОСТ 2789-73 является  $R_a$  (среднее арифметическое отклонение профиля). Однако, в зависимости от используемых средств измерения, могут применяться и другие высотные параметры, например,  $R_z$  (высота неровностей профиля по десяти точкам). Между параметрами  $R_a$  и  $R_z$  существует связь:  $R_a \approx 0,25 R_z$  при  $R_z \geq 8$  мкм;  $R_a \approx 0,2 R_z$  при  $R_z < 8$  мкм. Перевод можно осуществить также по справоч-



никам, например, [31]:  $R_a = 2,5$  мкм  $\Rightarrow R_z = 10$  мкм;  $R_a = 1,25$  мкм  $\Rightarrow R_z = 6,3$  мкм;  $R_a = 0,63$  мкм  $\Rightarrow R_z = 3,2$  мкм;  $R_a = 0,32$  мкм  $\Rightarrow R_z = 1,6$  мкм.

Значения коэффициентов влияния асимметрии цикла находят по формулам [80]:

$$\Psi_{\sigma D} = \frac{0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_B}{K_{\sigma D}}; \quad (15.16)$$

$$\Psi_{\tau D} = \frac{0,5 \Psi_{\sigma D}}{K_{\tau D}}, \quad (15.17)$$

где  $\sigma_B$  – предел прочности материала, МПа.

Влияние посадки с натягом на сопротивление усталости оценивают при изгибе общим коэффициентом  $K_{\sigma}/K_{d\sigma}$  по эмпирической формуле [59, 80]:  $K_{\sigma}/K_{d\sigma} = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3$ , где  $K_1 = 0,38 + 1,48 \cdot \lg d$  при диаметре вала  $d < 150$  мм и  $K_1 = 3,6$  при  $d \geq 150$  мм;  $K_2 = 0,305 + 0,0014 \sigma_B$  ( $\sigma_B$  в МПа);  $K_3 = 0,65 + 0,014p$ , при  $p \leq 25$  МПа и  $K_3 = 1$  при  $p > 25$  МПа ( $p$  – давление на поверхности запрессовки). При кручении  $K_{\tau}/K_{d\tau} \approx 0,6 K_{\sigma}/K_{d\sigma}$ .

Эквивалентное напряжение находят по формуле:

$$\sigma_E = \sqrt[m]{\frac{1}{N_G} \cdot \sum_{i=1}^n \sigma_i^m \cdot n_i} \leq \sigma_{i\max}, \quad (15.18)$$

где  $N_G$  – число циклов напряжений, соответствующее точке перегиба кривой усталости ( $N_G = 3 \cdot 10^6 \dots 5 \cdot 10^6$  – для валов небольших сечений и  $N_G = 10^7$  – для валов больших сечений);  $m$  – показатель степени кривой усталости при изгибе (для валов и осей из легированной стали  $m = 9$ ; из углеродистой стали –  $m = 6$ );  $\sigma_i$  – величина напряжений при числе циклов нагружения  $n_i$ ;  $i$  – номер ступени циклограммы нагружений;  $n$  – число ступеней циклограммы нагружения.

Таблица 15.7

**Значения коэффициента упрочнения  $K_v$  валов при различных видах поверхностной обработки**

Вид обработки поверхности вала	$\sigma_B$ сердцевины, МПа	Значения $K_v$ для валов		
		гладких	с малой концентрацией напряжения $K_{\sigma} \leq 1,5$	с большой концентрацией напряжения $K_{\sigma} = 1,8 \dots 2$
1	2	3	4	5
Точение	80...120	1	1	1
Шлифование*		1,1...1,2	–	–



1	2	3	4	5
Закалка с нагревом ТВЧ**	60...80	1,5...1,7	1,6...	2,4...2,8
	80...120	1,3...1,5	1,6...1,7	2,4...2,8
Азотирование	90...120	1,1...1,25	1,5...1,7	1,7...2,1
Цементация дробеструйная обработка	70...80	1,4...1,5	–	–
	100...120	1,2...1,3	2	–
Обкатка роликом	60...150	1,2...1,3	1,5...1,6	1,8...2,0

*Примечание.* \* – шлифовочные прижоги снижают усталостную прочность; \*\* – для валов больших размеров эффективность влияния закалки снижается.

Если  $\sigma_E > \sigma_{imax}$ , то это означает, что вал (ось) работает на горизонтальном участке циклограммы нагружения и при расчетах следует принять  $\sigma_E = \sigma_{imax}$ . При известных  $\sigma_E$  запас прочности рассчитывают по уравнениям (15.6...15.17).

Касательные напряжения находят аналогично (15.18).

## 15.5. Расчет на жесткость

Упругие перемещения валов неблагоприятно влияют на работу связанных с ними зубчатых колес, подшипников, шлицевых соединений, соединений с натягом, т. к. увеличивают концентрацию контактных напряжений, увеличивают износ деталей, снижают усталостную прочность деталей и соединений. При разработке конструкции вала выполняют расчет прогибов и углов поворота оси вала в характерных сечениях: опорах вала, в местах установки зубчатых колес и др. Прогибы и углы поворота определяют методами сопротивления материалов, используя интеграл Мора или правило Верещагина, и сравнивают их с допускаемыми. Допускаемые углы поворота сечений вала в местах расположения деталей ориентировочно можно назначать по табл. 15.8. [10].

Допускаемые величины прогибов сечений вала зависят от требований, предъявляемых к конструкции, особенностей ее работы. Максимальный прогиб вала в месте установки зубчатых колес не должен превышать 0,0002...0,0003 от расстояния между опорами. Для цилиндрических зубчатых колес допустимый прогиб не должен превышать  $0,01 \cdot m$ ; где  $m$  – наименьший модуль колес, посаженных на вал. Допустимые углы закручивания вала обычно составляют  $0,2...1^\circ$  на 1 метр длины вала.

**Допустимые углы поворота сечений вала  
в местах установки изделий и деталей**

Изделия и детали	Подшипники					Зубчатые колеса
	шариковые		роликовые		сколь- жения	
	сфери- ческие	одно- рядные	цилинд- риче- ские	конице- ские		
Допусти- мые углы поворота сечений вала, рад	0,05	0,005	0,0025	0,0016	0,001	0,001...0,002

В упрощенных расчетах валов и осей переменного сечения жесткость вала заменяют жесткостью вала эквивалентного сечения по формуле [49]:

$$d_{\text{экв}} = \frac{1}{\sqrt[4]{\sum \frac{l_i}{l} \cdot \frac{1}{d_i^4}}}, \quad (15.19)$$

где  $i$  – номер участка вала диаметром  $d_i$  и длиной  $l_i$ ;  $l$  – длина вала.

В таблице 15.9 приведены формулы расчета углов поворота и прогиба характерных сечений вала постоянного (эквивалентного) диаметра. Вал нагружен усилиями от зубчатой передачи.

Для приведенных в табл. 15.9 (схема  $a$ ) суммарный угол поворота в опоре  $A$  находят по формуле

$$\theta_A = \sqrt{\theta_{At}^2 + (\theta_{Ar} + \theta_{Aa})^2}, \quad (15.20)$$

где  $\theta_{At}$  – угол поворота от действия силы  $F_t$ ;  $\theta_{Ar}$  – от действия силы  $F_r$ ;  $\theta_{Aa}$  – от действия силы  $F_a$ .

Прогиб вала в точке  $C$  для этой же схемы вала определяют

$$\delta_C = \sqrt{\delta_{Ct}^2 + (\delta_{Cr} + \delta_{Ca})^2} \quad (15.21)$$

где  $\delta_{Ct}$ ;  $\delta_{Cr}$ ;  $\delta_{Ca}$  – соответственно прогибы вала в точке  $C$  от действия сил  $F_t$ ;  $F_r$  и  $F_a$ .

По аналогичным формулам выполняют расчеты для других характерных сечений вала.

Осевые моменты инерции ( $J_{x \text{ нетто}}$ ) для наиболее часто встречающихся конструктивных решений сечений вала находятся по следующим формулам.

**Формулы расчета углов поворота сечений и прогиба  
оси двухопорного вала**

Расчетный параметр	Схема нагрузки вала		
	$F_t$	$F_a$	$F$
$\theta_A$	$-\frac{F_t \cdot a \cdot b \cdot l + b}{6EJ} \cdot \frac{l+b}{l}$	$-\frac{F_a \cdot d \cdot 2 \cdot l^2 + 6 \cdot a \cdot l + 3a^2}{12EJ} \cdot \frac{l}{l}$	$-\frac{F \cdot c \cdot l}{6EJ}$
$\theta_B$	$\frac{F_t \cdot a \cdot b \cdot l + a}{6EJ} \cdot \frac{l+a}{l}$	$\frac{F_a \cdot d \cdot l^2 - 3a^2}{12EJ} \cdot \frac{l}{l}$	$\frac{F \cdot c \cdot l}{3EJ}$
$\theta_C$	$-\frac{F_t \cdot a \cdot b \cdot b - a}{3EJ} \cdot \frac{l}{l}$	$-\frac{F_a \cdot d \cdot 2 \cdot l^2 - 6a \cdot l + 6a^2}{12EJ} \cdot \frac{l}{l}$	$\frac{F \cdot c \cdot 3a^2 - l^2}{6EJ} \cdot \frac{l}{l}$
$\delta_C$	$-\frac{F_t \cdot a^2 \cdot b^2}{3EJ} \cdot \frac{l}{l}$	$-\frac{F_a \cdot d \cdot a \cdot 2 \cdot l^2 - 6a \cdot l + 4a^2}{12EJ} \cdot \frac{l}{l}$	$\frac{F \cdot a \cdot c \cdot a^2 - l^2}{6EJ} \cdot \frac{l}{l}$

Расчетный параметр	Схема нагрузки вала		
	$F_t$	$F_a$	$F$
$\theta_A$	$\frac{F_t \cdot l \cdot a}{3EJ}$	$-\frac{F_a \cdot l \cdot d}{6EJ}$	$-\frac{F \cdot l \cdot c}{6EJ}$
$\theta_B$	$-\frac{F_t \cdot d \cdot l}{6EJ}$	$\frac{F_a \cdot l \cdot d}{12EJ}$	$\frac{F \cdot c \cdot l}{3EJ}$
$\theta_C$	$\frac{F_t \cdot a}{6EJ} \cdot (3a + 2l)$	$-\frac{F_a \cdot d \cdot l}{6EJ} (3a + l)$	$-\frac{F \cdot l \cdot c}{6EJ}$
$\delta_C$	$-\frac{F_t \cdot a^2}{6EJ} \cdot (a + l)$	$\frac{F_a \cdot l \cdot d}{12EJ} (3a - 2l)$	$\frac{F \cdot a \cdot c \cdot l}{6EJ}$

1. Для полого вала диаметром  $d$  и внутренним диаметром  $d_0$

$$J_{x \text{ нетто}} = \frac{\pi(d^4 - d_0^4)}{64} \quad (15.22)$$

2. Для вала со шпоночным пазом глубиной  $t_1$

$$J_{x \text{ нетто}} \approx \frac{\pi(d - 0,5t_1)^4}{64}. \quad (15.23)$$

3. Для прямобочного шлицевого вала с наружным диаметром  $D$  внутренним  $d$ :

$$J_{x \text{ нетто}} \approx \frac{\pi(d - 1,8h)^4}{64}, \quad (15.24)$$

где  $h = (D - d)/2$ .

Угол закручивания вала ( $\varphi$ ) от действия вращающего момента определяют по формуле

$$\varphi = \frac{1000 \cdot T \cdot l}{G \cdot J_p}, \quad (15.25)$$

где  $\varphi$  – угол, рад;  $l$  – длина участка вала, мм;  $T$  – вращающий момент, Н·м;  $G$  – модуль сдвига, МПа,  $J_p$  – полярный момент инерции, мм<sup>4</sup>.

Если вал ступенчатый и различные участки испытывают разные вращающие моменты, то деформации рассчитывают по участкам, а затем суммируют. Для многих машин, например, карданные валы автомобилей и тракторов, главные приводные валы судов, угол закручивания вала имеет большие предельные значения.

В тех случаях, когда с одного трансмиссионного вала движение передается синхронно нескольким исполнительным механизмам (механизмы передвижения крановых мостов), угол закручивания во избежание заклинивания рекомендуется ограничивать 15' на метр длины вала. Еще более жесткие требования предъявляются в приводе точных металлорежущих станков и устройствах автоматического управления и контроля: 5' на метр длины вала.

### Пример.

Рассчитать промежуточный вал коническо-цилиндрического редуктора (рис. 15.9), на котором установлены коническое колесо 2, цилиндрическая косозубая шестерня 3 и подшипники качения. Вращающий момент ( $T_2$ ) на валу составляет 391 Нм, частота вращения 164 мин<sup>-1</sup>. Геометрические размеры зубчатых колес в мм следующие: средний делительный диаметр колеса  $d_{m2} = 342,14$ ; ширина венца  $b_2 = 56$ ; длина ступицы  $L_{m2} = 80$ ; делительный диаметр шестерни  $d_3 = 111,29$ ; диаметр вершин зубьев  $d_{a3} = 121,29$ ; диаметр впадин зубьев  $d_{f3} = 98,79$ ; ширина шестерни  $b_3 = 90$ ; модуль  $m = 5$ . Угол делительного конуса колеса  $\delta_2 = 74,208^\circ(74^\circ 12' 29'')$ ; угол наклона зубьев шестерни  $\beta = 8,736^\circ(8^\circ 44' 8'')$ .

## Решение.

1. Силы, действующие в зацеплении.

1.1. Коническая передача

$$F_{t12} = \frac{2000 \cdot T_2}{d_{m2}} = \frac{2000 \cdot 391}{342,14} = 2285,6 \text{ Н};$$

$$F_{r12} = F_{t12} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2 = 2285,6 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 74,208^\circ = 226,4 \text{ Н};$$

$$F_{a12} = F_{t12} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_2 = 2285,6 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 74,208^\circ = 800,5 \text{ Н}.$$

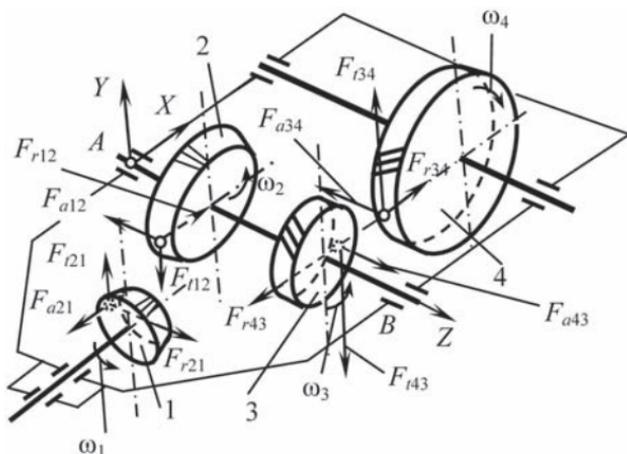


Рис. 15.9. Коническо-цилиндрический редуктор двухступенчатый.  
Пространственная схема сил

1.2. Цилиндрическая передача

$$F_{t43} = \frac{2000 \cdot T_2}{d_3} = \frac{2000 \cdot 391}{111,29} = 7026,7 \text{ Н};$$

$$F_{r43} = \frac{F_{t43} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{7026,7 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 8,736^\circ} = 2587,5 \text{ Н};$$

$$F_{a43} = F_{t43} \cdot \operatorname{tg} \beta = 7026,7 \cdot \operatorname{tg} 8,736^\circ = 1079,8 \text{ Н}.$$

2. Проектный расчет вала на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Такой расчет производится для наиболее опасного сечения вала, обычно находящегося под шестерней (рис. 15.9).

Принимая  $[\tau]_{\text{кр}} = 16 \text{ МПа}$  по формуле 15.1 имеем:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_{\text{кр}}}} = \sqrt[3]{\frac{391 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 16}} = 49,62 \text{ мм}.$$

Округляем полученное значение диаметра до  $d = 50$  мм по ГОСТ 6636-69 (Нормальные линейные размеры).

3. Предварительная компоновка промежуточного вала (первый этап).

Наличие только одного ориентировочного значения диаметра вала еще не позволяет сконструировать вал. Необходимо знать осевые размеры вала. Часть таких размеров известна из расчета зубчатых передач: это длина ступицы конического колеса  $l_{m2} = 80$  мм, ширина зубчатого венца цилиндрической шестерни  $b_3 = 90$  мм. Недостающие осевые размеры назначают исходя из рекомендаций, использующих опыт машиностроения [48, 52, 77, 121].

Так, расстояние от внутренней стенки редуктора до торцевой поверхности вращающегося зубчатого колеса принимают около 10 мм ( $x \approx 10$  мм, рис. 15.10).

Расстояние между торцами зубчатых колес насаженных на валу назначают 5...10 мм ( $z = 5...10$ ) мм, рис. 15.10).

Расстояние от торца подшипника качения до внутренней стенки корпуса редуктора зависит от толщины магнедерживающего (или маслоотражательного) кольца и ориентировочно его принимают 5...10 мм ( $y = 5...10$  мм, рис. 15.10).

Для решения вопроса о длине вала необходимо также предварительно назначить подшипники качения. Первоначально рекомендуют принимать радиальные шарикоподшипники средней серии по диаметру вала [77]. Так при  $d = 50$  мм имеем шарикоподшипник 310, у которого  $d = 50$  мм;  $D = 110$  мм;  $B = 27$  мм.

С учетом отмеченного, предварительная компоновка промежуточного вала приведена на рис. 15.10.

Согласно рис. 15.10. найдем осевые размеры вала:

$$l_{AC} = \frac{B}{2} + y + x + \frac{l_{m2}}{2} = \frac{27}{2} + 5 + 10 + \frac{80}{2} = 68,5 \text{ мм};$$

$$l_{AD} = \frac{B}{2} + y + x + l_{m2} + z + \frac{b_3}{2} = \frac{27}{2} + 5 + 10 + 80 + 10 + \frac{90}{2} = 163,5 \text{ мм};$$

$$\begin{aligned} l_{AB} &= \frac{B}{2} + y + x + l_{m2} + z + b_3 + x + y + \frac{B}{2} = \\ &= \frac{27}{2} + 5 + 10 + 80 + 10 + 90 + 10 + 5 + \frac{27}{2} = 237 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Подкорректируем осевые размеры вала, чтобы, по возможности, избавиться от дробных значений. Для этого увеличим размер  $x$  на 1,5 мм. Тогда  $x = 5 + 1,5 = 6,5$  мм, а размеры вала будут:  $l_{AC} = 68,5 + 1,5 = 70$  мм,  $l_{AD} = 163,5 + 1,5 = 165$  мм;  $l_{AB} = 237 + 1,5 + 1,5 = 240$  мм.



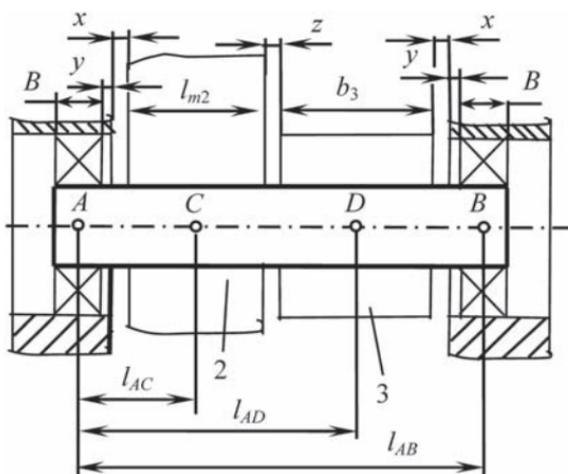


Рис. 15.10. Предварительная компоновка промежуточного вала редуктора: 2 – колесо, 3 – шестерня (по рис. 15.9);  
 $x = 10 \text{ мм}$ ;  $y = 5 \text{ мм}$ ;  $z = 10 \text{ мм}$ ;  $B = 27 \text{ мм}$

#### 4. Определение реакций в опорах.

Для определения реакций в опорах заменим вал балкой на двух опорах  $A$ ,  $B$  и приложим к ней внешние силы в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Силы, действующие в зацеплении рис. 15.9 считают сосредоточенными, приложенными по середине зубчатого венца на делительном цилиндре и делительном конусе соответственно.

Методика определения реакций в опорах подробно изучается в курсе «Теоретическая механика». Напомним здесь, что перед составлением уравнений равновесия выбирают направление реакций в опорах и изображают их на схеме. Если в результате расчета получится отрицательное значение реакции, то нужно изменить направление реакции на противоположное. Также в курсе теоретической механики принято считать момент, действующий против часовой стрелки, положительным, а по часовой стрелке отрицательным.

Учитывая отмеченное, определим реакции в опорах  $A$  и  $B$  в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

*Горизонтальная плоскость XAZ* (рис. 15.9).

Реакции в опорах  $R_{Ax}$  и  $R_{Bx}$  рис. 15.11. можно определить из уравнений:  $\Sigma M_A = 0$  и  $\Sigma M_B = 0$ .

Числовые значения сил приведены в п. 1.1; 1.2. настоящего примера и составляют:

$$\begin{aligned} F_{r12} &= 226,4 \text{ Н}; & F_{a12} &= 800,5 \text{ Н}; \\ F_{r43} &= 2587,5 \text{ Н}; & F_{a43} &= 1079,8 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Линейные размеры:  $l_{AD} = 165$  мм;  $l_{AB} = 240$  мм;  $l_{AC} = 70$  мм;

$$\frac{d_{m2}}{2} = \frac{342,14}{2} = 171,07 \text{ мм}; \quad \frac{d_3}{2} = \frac{111,29}{2} = 55,645 \text{ мм};$$

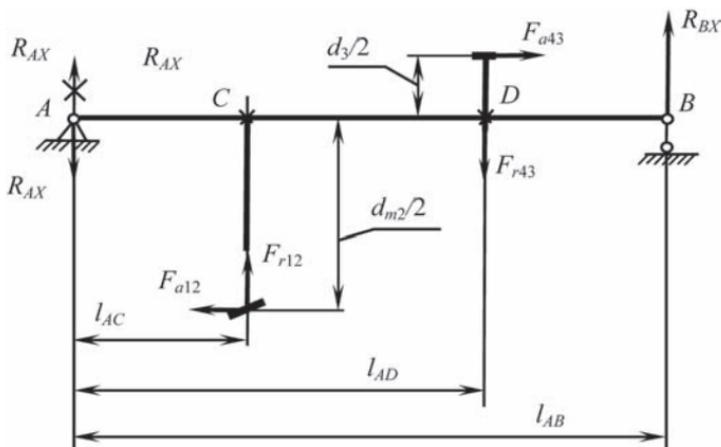


Рис. 15.11. Схема внешних сил и реакций в опорах в горизонтальной плоскости

$\Sigma M_A = 0$ . Из этого уравнения находим  $R_{BX}$ .

$$\begin{aligned} F_{r12} \cdot l_{AC} - F_{a12} \cdot \frac{d_{m2}}{2} - F_{r43} \cdot l_{AD} - F_{a43} \cdot \frac{d_3}{2} + R_{BX} \cdot l_{AB} &= 0. \\ R_{BX} &= \frac{-F_{r12} \cdot l_{AC} + F_{a12} \cdot \frac{d_{m2}}{2} + F_{r43} \cdot l_{AD} + F_{a43} \cdot \frac{d_3}{2}}{l_{AB}} = \\ &= \frac{-226,4 \cdot 0,07 + 800,5 \cdot \frac{0,34214}{2} + 2587,5 \cdot 0,165 + 1079,8 \cdot \frac{0,11129}{2}}{0,240} = \\ &= 2533,8 \text{ Н}. \end{aligned}$$

$\Sigma M_B = 0$ . Из этого уравнения находим  $R_{Ax}$

$$F_{r43} \cdot (l_{AB} - l_{AD}) - F_{a43} \cdot \frac{d_3}{2} - F_{r12} \cdot (l_{AB} - l_{AC}) - F_{a12} \cdot \frac{d_{m2}}{2} - R_{AX} \cdot l_{AB} = 0;$$

$$R_{AX} = \frac{F_{r43} \cdot (l_{AB} - l_{AD}) - F_{a43} \cdot \frac{d_3}{2} - F_{r12} \cdot (l_{AB} - l_{AC}) - F_{a12} \cdot \frac{d_{m2}}{2}}{l_{AB}}$$

$$= \frac{1}{0,240} \left( 2587,5 \cdot (0,240 - 0,165) - 1079,8 \cdot \frac{0,11129}{2} - \right.$$

$$\left. - 226,4 \cdot (0,240 - 0,070) - 800,5 \cdot \frac{0,34214}{2} \right) =$$

$$= -172,7 \text{ Н.}$$

Расчет показывает, что направление реакции  $R_{AX}$  необходимо изменить на противоположное.

По рис.15.9. составим схему действия внешних сил и реакций опор в вертикальной плоскости  $YAZ$  (рис. 15.12).

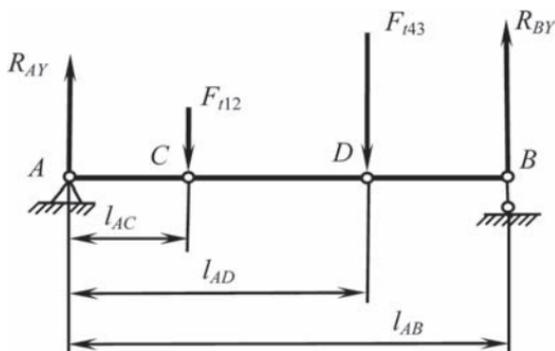


Рис. 15.12. Схема внешних сил и реакций в опорах в вертикальной плоскости

Реакции в опорах  $R_{AY}$  и  $R_{BY}$  определяем из уравнений:

$$\Sigma M_A = 0; \quad \Sigma M_B = 0.$$

Числовые значения внешних сил:  $F_{112} = 2285,6 \text{ Н}$ ;  $F_{143} = 7026,7 \text{ Н}$ . Линейные размеры:  $l_{AC} = 70 \text{ мм}$ ;  $l_{AD} = 165 \text{ мм}$ ;  $l_{AB} = 240 \text{ мм}$ .  $\Sigma M_A = 0$ . Из этого уравнения находим  $R_{BY}$ .

$$-F_{112} \cdot l_{AC} - F_{143} \cdot l_{AD} + R_{BY} \cdot l_{AB} = 0;$$

$$R_{BY} = \frac{F_{112} \cdot l_{AC} + F_{143} \cdot l_{AD}}{l_{AB}} = \frac{2285,6 \cdot 0,070 + 7026,7 \cdot 0,165}{0,240} = 5497,5 \text{ Н.}$$

$\Sigma M_B = 0$ . Из этого уравнения находим  $R_{AY}$ .

$$F_{i43} \cdot (l_{AB} - l_{AD}) + F_{i12} \cdot (l_{AB} - l_{AC}) - R_{AY} \cdot l_{AB} = 0;$$

$$R_{AY} = \frac{F_{i43} \cdot (l_{AB} - l_{AD}) + F_{i12} \cdot (l_{AB} - l_{AC})}{l_{AB}} =$$

$$\frac{7026,7 \cdot (0,240 - 0,165) + 2285,6 \cdot (0,240 - 0,070)}{0,240} = 3814,8 \text{ Н.}$$

### 5. Построение эпюр моментов.

Методика построения эпюр изгибающих моментов подробно изучается в курсе «Сопrotивление материалов». Здесь отметим только, что эпюры моментов желательно располагать одну под другой, но с учетом того, что эпюра изгибающего момента строится на сжатом волокне [115], т. е. ордината момента откладывается со стороны вогнутости упругой линии балки.

На рис. 15.13 приведены эпюры изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях, а также эпюра суммарного изгибающего момента, ординаты которой найдены по формуле

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}.$$

Эта эпюра, строго говоря, имеет пространственный характер, так как плоскости действия  $M_{\Sigma}$  в различных точках по длине балки не совпадают. На рис. 15.13 все ординаты  $M_{\Sigma}$  условно повернуты в одну плоскость. Вид этой эпюры и числовые значения ее характерных точек очень важны для дальнейшего расчета вала и в литературе такие эпюры часто приводят [48, 51]. Кроме отмеченных, иногда даже приводят эпюру эквивалентного момента для расчета статической прочности в любом сечении [88].

Эпюры моментов. Значения моментов в точках  $C$  и  $D$  (рис 15.13).

Горизонтальная плоскость

$$M_{XC1} = R_{AX} \cdot l_{AC} = -172,7 \cdot 0,07 = -12,09 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{XC2} = M_{XC1} + F_{a12} \cdot \frac{d_{m2}}{2} = -12,1 + 800,5 \cdot \frac{0,34214}{2} = 124,9 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{XD1} = R_{BX} \cdot (l_{AB} + l_{AD}) - F_{a43} \cdot \frac{d_3}{2} =$$

$$= 2533,8 \cdot (0,240 - 0,165) - 1079,8 \cdot \frac{0,11129}{2} = 130 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{XD2} = R_{BX} \cdot (l_{AB} - l_{AD}) = 2533,8 \cdot (0,240 - 0,165) = 190 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вертикальная плоскость.

$$M_{YC} = R_{AY} \cdot l_{AC} = 3814,8 \cdot 0,070 = 267 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{YD} = R_{BY} \cdot (l_{AB} - l_{AD}) = 5497,5 \cdot (0,240 - 0,165) = 412 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Значения суммарного изгибающего момента в точках  $C_1$ ;  $C_2$ ;  $D_1$ ;  $D_2$ , найденные по формуле  $M_{\Sigma} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$ :

$$M_{\Sigma C1} = \sqrt{M_{xC1}^2 + M_{yC1}^2} = \sqrt{12,09^2 + 267^2} = 267,3 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\Sigma C2} = \sqrt{M_{xC2}^2 + M_{yC2}^2} = \sqrt{124,9^2 + 267^2} = 294,8 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$(M_{yC1} = M_{yC2});$$

$$M_{\Sigma D1} = \sqrt{M_{xD1}^2 + M_{yD1}^2} = \sqrt{130^2 + 412^2} = 432 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\Sigma D2} = \sqrt{M_{xD2}^2 + M_{yD2}^2} = \sqrt{190^2 + 412^2} = 453,7 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$(M_{yD1} = M_{yD2}).$$

6. Расчет диаметра вала в опасных сечениях на совместное действие изгиба и кручения.

Принимаем в качестве материала для вала сталь 45 по ГОСТ 1050-85 имеющую:  $\sigma_b = 800$  МПа;  $\sigma_t = 550$  МПа; термообработка – улучшение (закалка +840°C, охлаждение в воде, с отпуском при +400°C) [53].

Согласно эпюры суммарного изгибающего момента (рис. 15.13, в) и эпюры вращающего момента (рис. 15.13, г) наиболее опасными следует считать сечения перпендикулярные оси вала, проходящие через точку  $D$  и через точку  $C$ .

Максимальный эквивалентный момент в сечении, проходящем через точку  $D$  составит:

$$M_{\text{э}D2} = \sqrt{M_{\Sigma D2}^2 + 0,75T_2^2} = \sqrt{453,7^2 + 0,75 \cdot 391^2} = 566 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальный эквивалентный момент в сечении, проходящем через точку  $C$ :

$$M_{\text{э}C2} = \sqrt{M_{\Sigma C2}^2 + 0,75T_2^2} =$$

$$= \sqrt{294,8^2 + 0,75 \cdot 391^2} = 449 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Допускаемые напряжения на изгиб для принятой стали составят:

$$[\sigma_{\text{и}}] = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot [S]} = \frac{344}{3,5 \cdot 2} = 49 \text{ МПа},$$

где  $\sigma_{-1} \approx 0,43 \cdot \sigma_b = 0,43 \cdot 800 = 344$  МПа,  $K_{\sigma D} = 3,5$ ;  $[S] = 2$ ; [73].

Диаметры вала на статическую прочность в опасных сечениях определяют по формуле 15.4, но здесь нужно учесть, что в зависимости от способа передачи вращающего момента с зубчатого колеса на вал (или на оборот) происходит ослабление поперечного сечения вала за счет шпоночного паза. Поэтому в формулу 15.4 вводят поправочный коэффициент  $K = 0,7$ , учитывающий ослабление сечения вала.

Диаметры вала в опасных сечениях:

$$d_D = \sqrt[3]{\frac{M_{ЭД2} \cdot 10^3}{0,1[\sigma]_{н} \cdot K}} = \sqrt[3]{\frac{566 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 49 \cdot 0,7}} = 54,85 \text{ мм};$$

$$d_C = \sqrt[3]{\frac{M_{ЭС2} \cdot 10^3}{0,1[\sigma]_{н} \cdot K}} = \sqrt[3]{\frac{449 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 49 \cdot 0,7}} = 50,78 \text{ мм}.$$

Принимаем посадочные размеры вала по ГОСТ 6636-69:

$$d_D = 56 \text{ мм}; \quad d_C = 53 \text{ мм}.$$

Отметим, что в сравнении с проектировочным расчетом по (15.1) диаметр вала в сечении под шестерней получился больше на 6 %.

7. Второй этап компоновки (разработка конструкции вала).

Конструирование вала – процесс творческий и многовариантный. От опыта, знаний и таланта конструктора зависит очень многое. Но в любом случае при конструировании необходимо продумать, как будет производиться сборка конструкции и возможная ее разборка для ремонта.

Монтаж зубчатых колес на вал часто выполняют по одному из двух вариантов:

– посадка зубчатого колеса на вал с небольшим натягом для центрирования, а передача вращающего момента проводится через шпоночное или шлицевое (зубчатое) соединение;

– посадка зубчатого колеса на вал с гарантированным натягом, обеспечивающим центрирование и передачу вращающего момента.

По первому варианту обычно применяют посадки  $\varnothing...H7/p6$ ;  $\varnothing...H7/r6$ ;  $\varnothing...H7/s6$  [52].

Оба варианта сборки могут быть осуществлены как механическим путем – под прессом, так термическим способом (обычно с нагревом охватывающей вал детали).

Если вал будет гладким цилиндром, то точно зафиксировать зубчатое колесо на валу в осевом направлении в процессе запрессовки невозможно. Также очень трудно производить сборку такого вала с нагретым зубчатым колесом (обычно до  $+250^\circ\text{C}...+300^\circ\text{C}$ ) и удерживать конструкцию в нужном положении до остывания.

Как в первом, так и во втором случаях необходимы специальные сборочные приспособления, и это оправдывает себя только в массовом производстве.

Наиболее проста сборка, когда на валу имеется специальный пояс (буртик) для осевой фиксации деталей. Выполним такой буртик на валу между шестерней и коническими зубчатым колесом. Высоту заплечика со стороны шестерни примем 4,5 мм [77]. Тогда диаметр буртика будет  $56 + 2 \cdot 4,5 = 65$  мм.

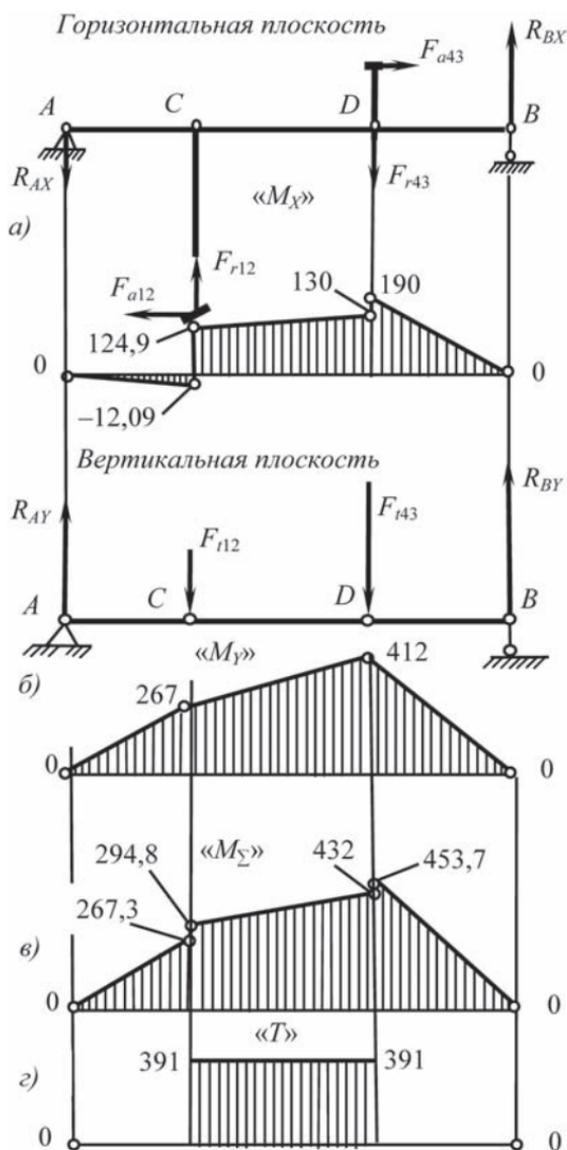


Рис. 15.13. Эпюры моментов:  
 а – в горизонтальной плоскости; б – в вертикальной плоскости;  
 в – суммарный изгибающий момент; г – вращающий момент

В таком случае часть деталей (шестерня, распорное кольцо, подшипник качения) будут насаживаться на вал справа налево, а другая часть (коническое зубчатое колесо, распорное кольцо, подшипник качения) – слева направо.

Следует учитывать, что каждая деталь, насаживаемая на вал, должна садиться на свою посадочную поверхность, не повреждая другие поверхности. Поэтому вал целесообразно выполнить ступенчатым.

Посадочный размер под подшипник качения можно уменьшить, так как изгибающий момент в опорах *A* и *B* равен нулю, а вращающий момент передается валом только на участке *CD* (рис. 15.13). С уменьшением посадочного диаметра подшипника качения уменьшится его динамическая грузоподъемность и, следовательно, ресурс. Если ресурс радиального шарикового подшипника качения окажется недостаточным в результате расчета, то назначают радиально-упорные или конические роликовые подшипники. В этом случае изменится расчетная длина вала, так как нормали к поверхности дорожек качения пересекаются с осью вала в других точках. Тогда потребуется перерасчет вала.

Посадочный размер под подшипник качения опоры *A* можно принять 50 мм. В целях унификации такой же диаметр примем и для опоры *B*. Итак, имеем радиальный шариковый подшипник качения средней серии 310:  $d = 50$  мм;  $D = 110$  мм;  $B = 27$  мм.

Второй этап эскизной проработки конструкции показан на рис. 15.14.

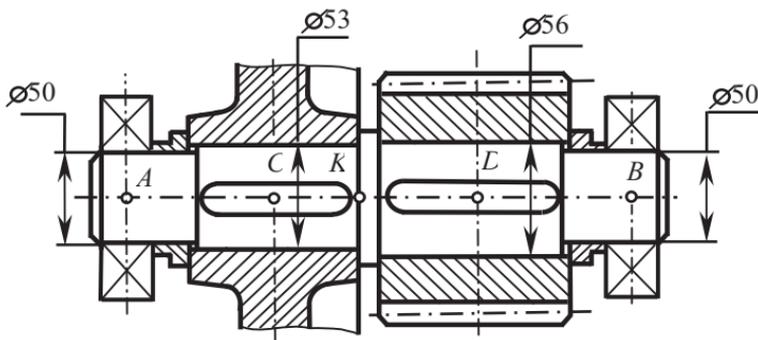


Рис. 15.14. Компоновка вала редуктора (второй этап)

Для передачи вращающего момента принимаем призматические шпоночные соединения. По ГОСТ 23360-78 для  $\text{Ø}53$  и  $\text{Ø}56$  имеем:  $B = 16$  мм;  $h = 10$  мм;  $t_1 = 6$  мм;  $t_2 = 4,3$  мм. Шпоночные пазы на валу будем выполнять пальцевой фрезой.

## 8. Расчет вала на сопротивление усталости.

Расчет вала на сопротивление усталости производится только для окончательно сконструированного вала в предположительно опасных сечениях. Он состоит в определении коэффициентов запаса и сравнении их с допускаемыми. Вал окажется сконструированным правильно и его усталостная прочность будет обеспечена при  $S \geq [S]$ , а если это условие не будет выполнено, то необходимо изменять конструкцию вала или применять другой материал и проводить соответствующий расчет.

Допускаемое значение коэффициента запаса для редукторных валов принимают  $[S] = 1,5 \dots 2,5$  [49, 77].

Опасными сечениями вала (рис. 15.14) с учетом эпюр моментов (рис. 15.13) следует считать:

– сечение, перпендикулярное оси вала и проходящее через точку  $D$  (действуют максимальный суммарный изгибающий момент, вращающий момент, а концентратор напряжений – шпоночный паз);

– сечение, перпендикулярное оси вала и проходящее через точку  $C$  (действуют изгибающий момент, вращающий момент, концентратор напряжений – шпоночный паз);

– сечение, перпендикулярное оси вала и проходящее через ступенчатый переход с галтелью (обозначим эту точку  $K$ ; действуют изгибающий момент, вращающий момент, концентратор напряжений – ступенчатый переход с галтелью).

Предел выносливости при симметричном цикле изгиба для стали 45, имеющей (см. п.6. настоящего примера):  $\sigma_b = 800$  МПа;  $\sigma_T = 550$  МПа:  $\sigma_{-1} \approx 0,43 \cdot \sigma_b = 0,43 \cdot 800 = 344$  МПа.

Предел выносливости при кручении  $\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 344 = 200$  МПа.

8.1. Сечение, проходящее через точку  $D$ .

Осевой момент сопротивления сечения составляет

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{\pi \cdot 56^3}{32} - \frac{16 \cdot 6 \cdot (56-6)^2}{2 \cdot 56} = 15098 \text{ мм}^3.$$

Полярный момент сопротивления

$$W_p \text{ нетто} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{\pi \cdot 56^3}{16} - \frac{16 \cdot 6 \cdot (56-6)^2}{2 \cdot 56} = 32339 \text{ мм}^3.$$

Площадь поперечного сечения

$$A_{\text{нетто}} = \frac{\pi d^2}{4} - bt_1 = \frac{\pi \cdot 56^2}{4} - 16 \cdot 6 = 2367 \text{ мм}^2.$$

Напряжение сжатия в сечении  $D$

$$\sigma_c = \frac{F_{aD}}{A_{\text{нетто}}} = \frac{F_{a43} - F_{a12}}{A_{\text{нетто}}} = \frac{1079,8 - 800,5}{2367} = 0,118 \text{ МПа.}$$

Если  $\sigma_c \geq 0,1\sigma_{и}$ , то необходимо учитывать напряжения сжатия в дальнейших расчетах, в противном случае напряжения сжатия не учитываются.

Амплитуда цикла нормальных напряжений в опасном сечении

$$\sigma_a = \sigma_{и} = \frac{M_{\Sigma D}}{W_{\text{нетто}}} = \frac{453,7 \cdot 10^3}{15098} = 30,05 \text{ МПа.}$$

Имеем:  $0,1 \cdot \sigma_{и} = 0,1 \cdot 30,05 = 3,005 \text{ МПа}$ , а  $\sigma_c = 0,118 \text{ МПа}$ .

Так как  $\sigma_c = 0,118 \text{ МПа}$ , что менее 10% от  $\sigma_{и} = 30,05 \text{ МПа}$  ( $0,118 \text{ МПа} < 3,005 \text{ МПа}$ ), то напряжения сжатия не учитываем в расчетах.

Амплитуда цикла касательных напряжений в опасном сечении, проходящем через точку  $D$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T}{2 \cdot W_p \text{ нетто}} = \frac{391 \cdot 10^3}{2 \cdot 32339} = 6,045 \text{ МПа.}$$

Качество обработки поверхности вала влияет на усталостную прочность. Поэтому важным является назначение шероховатости посадочных поверхностей. Ориентиром для этого может служить шероховатость колец подшипников качения, на которых будет работать вал.

Известно [92], что посадочные поверхности вала под подшипники качения должны быть не хуже шероховатости колец подшипников.

Посадочная поверхность вала под подшипники качения номинального диаметра до 80 мм, нулевого класса точности по ГОСТ 520-89 должна быть не более  $R_a = 1,25 \text{ мкм}$  [92]. Это может быть получено [89] путем круглого чистового шлифования или чистового обтачивания. Параметр  $R_a = 1,25 \text{ мкм}$  соответствует параметру  $R_z = 6,3 \text{ мкм}$  [31].

Коэффициент влияния шероховатости поверхности определяем по формулам (15.14) и (15.15) при  $R_z = 6,3 \text{ мкм}$ :

$$K_{F\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \left( \lg \frac{\sigma_B}{20} - 1 \right) \cdot \lg R_z = 1 - 0,22 \cdot \left( \lg \frac{800}{20} - 1 \right) \cdot \lg 6,3 = 0,894;$$

$$K_{F\tau} = 0,575 K_{F\sigma} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,894 + 0,425 = 0,939.$$

Значения коэффициентов влияния абсолютных размеров поперечного сечения вала  $K_{d\sigma}$  и  $K_{d\tau}$  находим по формулам 15.12 и 15.13 при диаметре вала 56 мм и  $\sigma_B = 800 \text{ МПа}$ :

$$v_{\sigma} = 0,19 - 0,000125 \cdot \sigma_B = 0,19 - 0,000125 \cdot 800 = 0,09;$$

$$v_{\tau} = 1,5v_{\sigma} = 1,5 \cdot 0,09 = 0,135;$$



$$K_{d\sigma} = 0,5 \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d}{7,5} \right)^{-2\nu\sigma} \right] = 0,5 \cdot \left[ 1 + \left( \frac{56}{7,5} \right)^{-2 \cdot 0,09} \right] = 0,848;$$

$$K_{d\tau} = 0,5 \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d}{7,5} \right)^{-2\nu\tau} \right] = 0,5 \cdot \left[ 1 + \left( \frac{56}{7,5} \right)^{-2 \cdot 0,135} \right] = 0,791.$$

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для вала со шпоночным пазом при  $\sigma_b = 800$  МПа принимаем по табл. 15.6:

$$K_{\sigma} = 2,05; \quad K_{\tau} = 1,9.$$

Коэффициент влияния поверхностного упрочнения  $K_v = 1$  (без поверхностного упрочнения вала).

Суммарные коэффициенты, учитывающие влияние всех факторов на сопротивление усталости при изгибе и кручении определяем по 15.11:

$$K_{\sigma D} = \left( \frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v} = \left( \frac{2,05}{0,848} + \frac{1}{0,894} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1} = 2,536;$$

$$K_{\tau D} = \left( \frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v} = \left( \frac{1,9}{0,791} + \frac{1}{0,939} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1} = 2,47.$$

Значения коэффициентов влияния асимметрии цикла находим по 15.16, 15.17:

$$\Psi_{\sigma D} = \frac{0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_b}{K_{\sigma D}} = \frac{0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 800}{2,536} = 0,071;$$

$$\Psi_{\tau D} = \frac{0,5 \Psi_{\sigma D}}{K_{\tau D}} = \frac{0,5 \cdot 0,071}{2,47} = 0,0144.$$

Среднее напряжение цикла нормальных напряжений  $\sigma_m = 0$  (для симметричного цикла).

Пределы выносливости вала определяем по 15.10:

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}} = \frac{344}{2,536} = 135,6 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}} = \frac{200}{2,47} = 81 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям  $S_{\sigma}$  и  $S_{\tau}$  для вала находим по 15.9:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_a + \Psi_{\sigma D} \cdot \sigma_m} = \frac{135,6}{30,05 + 0,071 \cdot 0} = 4,5;$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_a + \Psi_{\tau D} \cdot \tau_m} = \frac{81}{6,045 + 0,0144 \cdot 6,045} = 13,2.$$

Общий коэффициент запаса по 15.6:



$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{4,5 \cdot 13,2}{\sqrt{4,5^2 + 13,2^2}} = 4,26.$$

Сопротивление усталости обеспечено, т. к.  $S = 4,26 > [S] = 2,5$ .

8.2. Сечение, проходящее через точку С.

Осевой момент сопротивления сечения составляет

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{\pi \cdot 53^3}{32} - \frac{16 \cdot 6 \cdot (53-6)^2}{2 \cdot 53} = 12615 \text{ мм}^3.$$

Полярный момент сопротивления

$$W_{p \text{ нетто}} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{\pi \cdot 53^3}{16} - \frac{16 \cdot 6 \cdot (53-6)^2}{2 \cdot 53} = 27231 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда цикла нормальных напряжений при  $M_{\Sigma C} = 294,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$  (рис. 15.13, в)

$$\sigma_a = \sigma_n = \frac{M_{\Sigma C}}{W_{\text{нетто}}} = \frac{294,8 \cdot 10^3}{12615} = 23,37 \text{ МПа}.$$

Амплитуда цикла касательных напряжений при вращающем моменте  $T = 391 \text{ Н}\cdot\text{м}$  (рис. 15.13, г)

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T}{2 \cdot W_{p \text{ нетто}}} = \frac{391 \cdot 10^3}{2 \cdot 27231} = 7,18 \text{ МПа}.$$

Коэффициент влияния поверхностного упрочнения  $K_v = 1$  (без поверхностного упрочнения вала).

Коэффициент влияния шероховатости поверхности при обработке вала, дающей шероховатость поверхности по параметру  $R_a = 1,25 \text{ мкм}$  ( $R_z = 6,3 \text{ мкм}$ )

$$K_{F\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \left( \lg \frac{\sigma_B}{20} - 1 \right) \cdot \lg R_z = 1 - 0,22 \cdot \left( \lg \frac{800}{20} - 1 \right) \cdot \lg 6,3 = 0,894;$$

$$K_{F\tau} = 0,575 K_{F\sigma} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,894 + 0,425 = 0,939.$$

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для вала со шпоночным пазом при  $\sigma_B = 800 \text{ МПа}$  принимаем по табл. 15.6:

$$K_\sigma = 2,05; \quad K_\tau = 1,9.$$

Коэффициент влияния абсолютных размеров вала для  $\varnothing 53 \text{ мм}$  и  $\sigma_B = 800 \text{ МПа}$ :

$$v_\sigma = 0,19 - 0,000125 \cdot \sigma_B = 0,19 - 0,000125 \cdot 800 = 0,09;$$

$$v_\tau = 1,5 v_\sigma = 1,5 \cdot 0,09 = 0,135;$$



$$K_{d\sigma} = 0,5 \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d}{7,5} \right)^{-2\nu\sigma} \right] = 0,5 \cdot \left[ 1 + \left( \frac{53}{7,5} \right)^{-2 \cdot 0,09} \right] = 0,852;$$

$$K_{d\tau} = 0,5 \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d}{7,5} \right)^{-2\nu\tau} \right] = 0,5 \cdot \left[ 1 + \left( \frac{53}{7,5} \right)^{-2 \cdot 0,135} \right] = 0,795.$$

Суммарные коэффициенты, учитывающие влияние всех факторов на сопротивление усталости при изгибе и кручении соответственно:

$$K_{\sigma D} = \left( \frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v} = \left( \frac{2,05}{0,852} + \frac{1}{0,894} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1} = 2,525;$$

$$K_{\tau D} = \left( \frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v} = \left( \frac{1,9}{0,795} + \frac{1}{0,939} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1} = 2,455.$$

Значения коэффициентов влияния асимметрии цикла по 15.16, 15.17:

$$\Psi_{\sigma D} = \frac{0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_b}{K_{\sigma D}} = \frac{0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 800}{2,525} = 0,0713;$$

$$\Psi_{\tau D} = \frac{0,5 \Psi_{\sigma D}}{K_{\tau D}} = \frac{0,5 \cdot 0,0713}{2,455} = 0,0145.$$

Среднее напряжение цикла нормальных напряжений  $\sigma_m = 0$  (для симметричного цикла).

Пределы выносливости вала по 15.10:

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}} = \frac{344}{2,525} = 136 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}} = \frac{200}{2,455} = 81,5 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты запаса  $S_{\sigma}$  и  $S_{\tau}$  по 15.9:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_a + \Psi_{\sigma D} \cdot \sigma_m} = \frac{136}{23,37 + 0,073 \cdot 0} = 5,82;$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_a + \Psi_{\tau D} \cdot \tau_m} = \frac{81,5}{7,18 + 0,0145 \cdot 7,18} = 11,19.$$

Общий коэффициент запаса сопротивления усталости

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{5,82 \cdot 11,19}{\sqrt{5,82^2 + 11,19^2}} = 5,16.$$

Сопротивление усталости обеспечено, т. к.  $S = 5,16 > [S] = 2,5$ .

8.3. Сечение, проходящее через точку  $K$  (ступенчатый переход с галтелью) рис. 15.4.

Осевой момент сопротивления сечения вала  $\varnothing 53$  мм

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 53^3}{32} = 14616 \text{ мм}^3.$$

Полярный момент сопротивления сечения вала  $\varnothing 53$  мм

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 53^3}{16} = 29232 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда цикла нормальных напряжений должна быть найдена для суммарного изгибающего момента в сечении, проходящем через точку  $K$ . При известных значениях суммарного изгибающего момента  $M_{\Sigma}$  в сечениях, проходящих через точку  $C$  ( $M_{\Sigma C2} = 294,8$  Н·м, рис. 15.13, в) и через точку  $D$  ( $M_{\Sigma D1} = 432$  Н·м, рис. 15.13, в) интерполированием находим  $M_{\Sigma K} = 353$  Н·м.

В результате имеем:

$$\sigma_a = \sigma_{и} = \frac{M_{\Sigma K}}{W} = \frac{353 \cdot 10^3}{14616} = 24,15 \text{ МПа}.$$

Амплитуда цикла касательных напряжений

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T}{2 \cdot W_p} = \frac{391 \cdot 10^3}{2 \cdot 29232} = 6,69 \text{ МПа}.$$

Коэффициент влияния поверхностного упрочнения  $K_v = 1$  (без поверхностного упрочнения вала).

Коэффициент влияния шероховатости поверхности при обработке вала, дающей шероховатость поверхности по параметру  $R_a = 1,25$  мкм ( $R_z = 6,3$  мкм) и  $\sigma_B = 800$  МПа (см. п. 8.2):

$$K_{F\sigma} = 0,894; \quad K_{F\tau} = 0,939.$$

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений в ступенчатом переходе с галтелью в сечении, проходящем через точку  $K$  при  $r = 1,5$  мм [77],  $d = 53$  мм;  $D = 65$  мм;  $t = (D - d)/2 = (65 - 53)/2 = 6$  мм;  $\sigma_B = 800$  МПа.

$$\text{Имеем: } \frac{t}{r} = \frac{6}{1,5} = 4; \quad \frac{r}{d} = \frac{1,5}{53} = 0,028;$$

По табл. 15.3 интерполированием находим  $K_{\sigma} \approx 2,375$ ;  $K_{\tau} \approx 2,2$ .

Коэффициент влияния абсолютных размеров вала для  $\varnothing 53$  мм: (см. п. 8.2):  $K_{d\sigma} = 0,852$ ;  $K_{d\tau} = 0,795$ .

Суммарные коэффициенты, учитывающие влияние всех факторов на сопротивление усталости при изгибе и кручении соответственно

$$K_{\sigma D} = \left( \frac{K_{\sigma}}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v} = \left( \frac{2,375}{0,852} + \frac{1}{0,894} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1} = 2,906;$$

$$K_{\tau D} = \left( \frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v} = \left( \frac{2,2}{0,795} + \frac{1}{0,939} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1} = 2,832.$$

Значения коэффициентов влияния асимметрии цикла по 15.16, 15.17:

$$\Psi_{\sigma D} = \frac{0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_B}{K_{\sigma D}} = \frac{0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 800}{2,906} = 0,062;$$

$$\Psi_{\tau D} = \frac{0,5 \Psi_{\sigma D}}{K_{\tau D}} = \frac{0,5 \cdot 0,062}{2,832} = 0,011.$$

Пределы выносливости вала по 15.10:

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}} = \frac{344}{2,906} = 118,4 \text{ МПа}; \quad \tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}} = \frac{200}{2,832} = 70,6 \text{ МПа}.$$

Коэффициент запаса  $S_{\sigma}$  и  $S_{\tau}$  по 15.9:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_a + \Psi_{\sigma D} \cdot \sigma_m} = \frac{118,4}{24,16 + 0,011 \cdot 0} = 4,9;$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_a + \Psi_{\tau D} \cdot \tau_m} = \frac{70,6}{6,69 + 0,011 \cdot 6,69} = 10,4.$$

Общий коэффициент запаса сопротивления усталости

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{4,9 \cdot 10,4}{\sqrt{4,9^2 + 10,4^2}} = 4,43.$$

Сопротивление усталости обеспечено, т. к.  $S = 4,43 > [S] = 2,5$ .

Сведем результаты расчета в таблицу:

Сечение перпендикулярное оси вала, проходящее через точку (рис. 15.14)	C	K	D
Концентратор напряжений	Шпоночный паз	Ступенчатый переход с галтелью	Шпоночный паз
Диаметр вала, мм	53	53 $r = 1,5; t = 6$	56
Силовые факторы (рис. 15.13)	$M_{\Sigma} = 294,8 \text{ Н}\cdot\text{м};$ $T = 391 \text{ Н}\cdot\text{м}$	$M_{\Sigma} = 353 \text{ Н}\cdot\text{м}$ $T = 391 \text{ Н}\cdot\text{м}$	$M_{\Sigma} = 453,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$ $T = 391 \text{ Н}\cdot\text{м}$
Коэффициент запаса S	5,16	4,43	4,26

Во всех сечениях сопротивление усталости обеспечено, т. к.  $S > [S]$ . Принято считать [97], если  $S \geq 2,5 \dots 3,0$ , то можно не проводить специального расчета редукторного вала на жесткость.



Разработанную конструкцию вала можно принять за основу, однако окончательное решение принимают после расчета подшипников качения, т.к. расчеты вала и подшипников качения взаимосвязаны.

Логическим завершением расчета вала является его рабочий чертеж, при разработке которого необходимо учесть особенности изготовления вала, его контроль и сборку комплекта.

Ступенчатые валы длиной более 120 мм рекомендуют [84] обрабатывать в центрах. Известно [84], что при шлифовании вала в центрах получают шейки с меньшими отклонениями от круглости и с лучшей соосностью (по сравнению с бесцентровым шлифованием), а точность формы шеек вала зависит от качества центровых отверстий, которые перед чистовым шлифованием правят абразивным конусным кругом или притиром. Центровые отверстия необходимы также для контроля вала после его изготовления. Поэтому на чертеже вала должны быть указаны центровые отверстия по ГОСТ 14034-74.

Для нормальных условий сборки на валу необходимы участки для правильной ориентации боковых поверхностей шпоночных пазов ступиц зубчатых колес по отношению к боковым поверхностям шпонок, в виде конусных участков или участков, обеспечивающих свободный заход ступицы на посадочную поверхность вала (посадка с небольшим зазором типа  $\varnothing...H7/f7$ ) для совмещения шпоночного паза ступицы со шпонкой перед запрессовкой.

Отклонения формы и расположения посадочных поверхностей вала под подшипники качения, а также шероховатость этих поверхностей назначают по ГОСТ 3325-85 (Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки). На остальные посадочные поверхности отклонения формы могут быть приняты по нормальному уровню относительной геометрической точности: уровень *A* по ГОСТ 24643-81, а также с учетом рекомендаций [52, 89, 90].

Возможный вариант рабочего чертежа вала, рассчитанного для работы на радиальных шариковых подшипниках качения нулевого класса точности по ГОСТ 520-89, приведен на рис. 15.15.

При разработке чертежа необходимо соблюдать неукоснительное правило метрологии: на чертеже не должно быть размеров или параметров, которые невозможно проконтролировать.



## Вопросы для самоконтроля

1. Что такое вал и ось?
2. Чем отличается вал от оси?
3. Каковы критерии работоспособности вала?
4. Каковы виды расчета вала?
5. В чем сущность расчета вала на кручение по пониженным допускаемым напряжениям?
6. Как рассчитывают вал на совместное действие изгиба и кручения?
7. Как рассчитывают вал на сопротивление усталости?
8. В чем сущность расчета вала на жесткость?



## ГЛАВА 16

### ПОДШИПНИКИ

Подшипники служат опорами для валов и вращающихся осей. Они воспринимают радиальные и осевые нагрузки, приложенные к валу, и сохраняют заданное положение оси вращения вала в пространстве. От качества подшипников в значительной степени зависят работоспособность и долговечность машин.

По виду трения различают подшипники скольжения и подшипники качения.

В подшипниках скольжения сопрягающиеся поверхности вала и вкладыша частично или полностью разделены материалом смазки. В подшипниках качения для этой цели используются тела качения (шарики или ролики), работающие на основе трения качения.

### ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

#### 16.1. Общие сведения

Опора вращающегося вала или направляющая, в которой цапфа скользит по поверхности вкладыша, называется подшипником скольжения.

Для снижения трения и износа рабочих поверхностей подшипников скольжения их смазывают. Наибольшее применение имеют жидкие смазочные материалы (особенно при высоких скоростях и нагрузках). Для высокоскоростных опор применяют газообразные смазочные материалы, для тихоходных опор – пластичные смазочные материалы.

По воспринимаемой нагрузке различают: *радиальные* подшипники, воспринимающие радиальные нагрузки; *упорные* подшипники, воспринимающие осевые силы; *радиально-упорные* подшипники, воспринимающие радиальные и осевые нагрузки.

По принципу организации подъемной силы в масляном слое подшипника различают гидростатические и гидродинамические подшипники. В гидродинамических подшипниках избыточное давление в слое смазочного материала организуется за счет особых условий работы подшипника, при которых смазочный материал затягивается в клиновидный зазор между трущимися поверхностями; в гидростатических – давление создается насосом.

Подшипники скольжения применяют преимущественно в тех конструкциях, в которых применение подшипников качения приводит к значительному усложнению изделия.



В подшипнике скольжения цапфу, передающую радиальную нагрузку, называют шипом при ее расположении на конце вала и шейкой, если она находится в середине вала. Цапфу, передающую осевую нагрузку, называют пятой, а подшипник – подпятником.

## 16.2. Конструкции радиальных подшипников скольжения

Радиальный подшипник скольжения состоит из корпуса, крышки, вкладышей (втулки, сегментов), крепежных деталей, смазочных и защитных устройств. Конструктивное исполнение подшипников зависит от машины, в которой они используются. Корпуса подшипников выполняют цельными или разъемными (рис. 16.1 и 16.2). Цельные корпуса жестче разъемных, проще в изготовлении, но требуют осевого монтажа вала. Разъемные корпуса облегчают монтаж валов сложной конструкции (например, коленчатых), допускают регулирование зазоров. Разъем подшипника располагают перпендикулярно направлению усилия, которое должно действовать на корпус. Крышка крепится к корпусу болтами. Взаимное положение крышки и корпуса обеспечивается ступенчатой формой сопрягаемых поверхностей или штифтами.

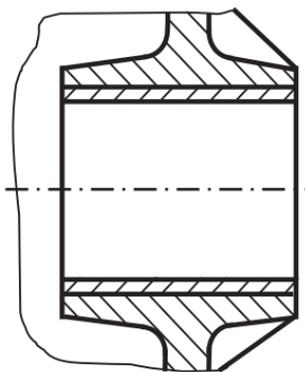


Рис. 16.1. Подшипник неразъемный

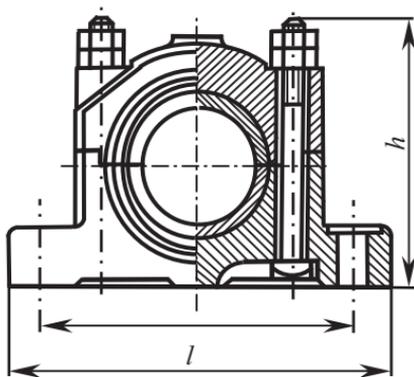


Рис. 16.2. Подшипник с разъемным корпусом

Вкладыши таких подшипников выполняются разъемными, и они закрепляются от проворота относительно корпуса. При необходимости подшипники имеют различные устройства для их смазки (в простейшем случае – отверстие с пробкой в крышке для периодического смазывания, в ответственных конструкциях – специальная система принудительной подачи, охлаждения и очистки масла).

В конструкциях машин с затрудненным обеспечением соосности вала и подшипника используют самоустанавливающиеся подшипники (рис. 16.3).

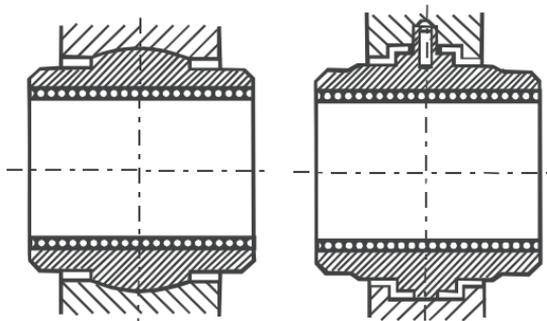


Рис. 16.3. Схемы самоустанавливающихся подшипников

Применение вкладышей в подшипнике позволяет конструировать корпус из дешевых материалов и экономить дорогие антифрикционные материалы. В таких подшипниках вкладыши легко заменяемы в процессе эксплуатации машины.

Для неразъемных подшипников используют вкладыши в виде втулок, в разъемных – в виде двух половин или сегментов. Чаще вкладыши выполняют биметаллическими: тонкий антифрикционный слой наносится (наплавляется) на стальную, чугунную или для ответственных подшипников бронзовую ленту. Толщина таких вкладышей составляет  $\delta = (0,035...0,05)d + 2,5$ , где  $d$  – диаметр цапфы в мм; толщина заливки  $\Delta = 0,01d$ . Толщина полиамидного вкладыша принимается равной:  $\delta_n = (0,04...0,05)d + 1$ , мм; пластмассового слоя  $\Delta_n = (0,0015...0,02)d$ . Работоспособность подшипников существенно зависит от правильного назначения размеров вкладышей. Отношение длины подшипника ( $l$ ) к диаметру ( $d$ ) в стесненных условиях принимают  $l/d = 0,3...0,4$ ; в быстроходных автомобильных бензиновых двигателях  $0,5...0,6$ ; дизельных  $0,6...0,9$ ; оптимальным считается для стационарных приводов машин  $0,6...0,9$ .

### 16.3. Подшипниковые материалы

Корпуса подшипников выполняют в виде отливки из серого чугуна (СЧ-15, СЧ-20 ГОСТ 1412-80, реже из высокопрочного) либо сварными.

Материалы вала и вкладыша должны образовывать антифрикционную пару: иметь низкий коэффициент трения, обладать прирабатываемостью, сопротивляться изнашиванию, не иметь склонность к молеку-

лярному схватыванию и заеданию. Подшипники работают надежнее с увеличением твердости шеек вала, поэтому шейки быстроходных подшипников цементируют, азотируют и закаливают до твердости 55...60 HRC. Материалы вкладышей подразделяют на три группы: металлические, металлокерамические и неметаллические.

Сплавы на основе олова или свинца (с добавками сурьмы, меди и других элементов) называют баббитами (по имени английского инженера И. Баббита, который в середине XIX в. изобрел эти сплавы). Эти сплавы обладают высокими антифрикционными качествами, хорошей прирабатываемостью, но дорогие и обладают невысоким сопротивлением усталости. Хорошими антифрикционными свойствами обладают бронзы и латуни – сплавы на основе меди, а также сплавы на основе алюминия (с добавками меди, никеля, сурьмы). Бронзы обладают повышенным сопротивлением усталостному разрушению, но уступают баббитам в отношении прирабатываемости.

В тихоходных, умеренно нагруженных подшипниках, используют антифрикционные чугуны (ГОСТ 1585-89). Такие подшипники требуют высокой точности монтажа, приработки в режиме медленного повышения нагрузки и бесперебойной смазки. В подшипниках используют также пористые железографитовые (1...3% графита, остальное – железо) и бронзографитовые (10% – олова и 1...4% графита, остальное – медь) вкладыши, получаемые методом порошковой металлургии. Преимущественное применение – в условиях, в которых трудно обеспечить жидкостную смазку. Такие вкладыши пропитывают горячим маслом, при невысоких давлениях и скоростях они способны работать длительный период без смазочного материала.

В последнее время получили распространение неметаллические материалы (резина, пластмасса, текстолит, капрон, фторопласт и др.). Обладая высокой коррозионной стойкостью, хорошими антифрикционными свойствами, большинство этих материалов имеют низкий коэффициент теплопроводности. Вкладыши из резины хорошо работают с водяной смазкой.

#### **16.4. Смазка. Трение в подшипниках скольжения**

При конструировании подшипника скольжения необходимо правильно установить место подвода смазочного материала. В гидростатических подшипниках с принудительной смазкой подвод располагают в зоне наибольших зазоров сопряжения шипа и втулки; при подаче масла самотеком подвод смещают в сторону увеличения зазора, где имеет место наибольшее разрежение. При вращающейся нагрузке целесообразно подвод масла

выполнять по каналам вращающейся детали. Часто выполняют подвод смазки посредством кольцевой канавки на втулке. Распределение смазки по подшипнику осуществляют при помощи канавок, которые располагают в ненагруженной зоне подшипника. Такие канавки выполняют по образующей втулки. Обычно длина канавки составляет 0,8 длины втулки и располагается симметрично относительно торцов. В местах стыка вкладышей разъемных подшипников делают карманы – холодильники. Такие карманы служат дополнительным средством отвода тепла через масло и снижают влияние местных деформаций в зоне стыка вкладышей. Холодильники особенно полезны для больших ответственных подшипников при подводе смазочного материала через них [49].

В неподвижном подшипнике цапфа относительно втулки занимает эксцентричное положение в направлении действия сил тяжести. При вращении с невысокой скоростью на площадке контакта возникают силы трения, и цапфа смещается в сторону, противоположную вращению. С увеличением скорости смазочный материал затягивается цапфой в клиновидный зазор, сила трения снижается, давление в смазочном материале увеличивается, цапфа «всплывает» и занимает эксцентричное положение в направлении вращения. Физические процессы, происходящие в масляном клиновидном пространстве, носят сложный характер. Граничный слой смазки обуславливается прежде всего ее смачивающими свойствами и качеством поверхностей шипа и втулки, последующие слои – объемными свойствами жидкости, ее вязкостью. Влияние совокупности этих свойств и скоростного режима работы подшипника на коэффициент трения оценивают посредством диаграммы Герси (рис. 16.4). На диаграмме выделяют три области: 1 – область граничного трения, соответствующая высоким нагрузкам, малым скоростям скольжения и значительным коэффициентом трения –  $f = 0,1...0,2$ . В этой зоне нагрузка передается через граничную пленку, свойства которой определяются качеством масла и смачиваемостью поверхностей.

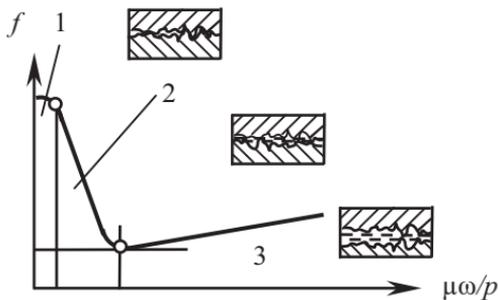


Рис. 16.4. Диаграмма Герси

Граничная пленка не исключает взаимного зацепления шероховатостей и износа сопрягаемых поверхностей. 2 – область полужидкостного трения, где коэффициент трения изменяется в пределах 0,005...0,0005. 3 – область жидкостного трения. В условиях жидкостной смазки сила трения зависит от объемных свойств жидкости. Используя основной закон вязкого сопротивления (закон Ньютона), можно оценить силы трения, момент сопротивления и коэффициент трения. Примем обозначения геометрических параметров подшипника (рис. 16.5, а);  $D$  – диаметр вкладыша, м;  $d, l$  – соответственно диаметр и длина цапфы, м;  $S$  – диаметральный зазор, м ( $S = D - d$ );  $\psi = S/d$  – относительный зазор;  $\delta = \frac{S}{2} = 0,5\psi d$  – радиальный зазор, м;  $e$  – эксцентриситет, м;  $\chi = e/\delta$  – относительный эксцентриситет;  $h$  – толщина масляного слоя;  $\varphi_1$  – угол, определяющий начало несущей зоны;  $\varphi_2$  – угол, определяющий конец несущей зоны ( $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  – отсчитываются от линии центров отверстия).

Силу трения определяем по формуле

$$F_{\text{тр}} = \tau \cdot \pi \cdot d \cdot l,$$

где  $\pi \cdot d \cdot l$  – площадь смоченной поверхности цапфы;  $\tau = \mu \frac{dV}{dh}$  – напряжения сдвига ( $dV/dh$  – градиент скорости масла по толщине слоя). При постоянном градиенте скорости  $\frac{dV}{dh} = \frac{V}{\delta} = \frac{0,5\omega d}{0,5\psi d} = \frac{\omega}{\psi}$ . Учитывая изложенное, силу трения выражают формулой

$$F_{\text{тр}} = \mu \frac{\omega}{\psi} \cdot \pi d \cdot l = \frac{\pi \mu \omega}{\psi} \cdot \frac{F_r}{P_m}, \quad (16.1)$$

где  $\mu$  – динамическая вязкость масла, Па·с;  $\omega$  – угловая скорость, с<sup>-1</sup>;  $F_r$  – радиальная нагрузка, Н;  $P_m$  – среднее давление в подшипнике, Па.

Из (16.1) коэффициент трения находится по зависимости

$$f = \frac{F_{\text{тр}}}{F_r} = \frac{\pi \mu \omega}{\psi P_m}. \quad (16.2)$$

Формулу (16.2) называют формулой Н. П. Петрова<sup>1</sup>, она справедлива при  $\chi \approx 0$  и  $l \gg d$ . В действительности  $\chi \neq 0$ , а градиент скорости является функцией величины зазора в подшипнике. Уточненное значение коэффициента трения находят по формуле

$$f = \frac{C_m}{\psi} \cdot \frac{\mu \omega}{P_m}, \quad (16.3)$$

<sup>1</sup> Н. П. Петров (1836–1920) – профессор Петербургского технологического института, основоположник гидродинамической теории смазки.



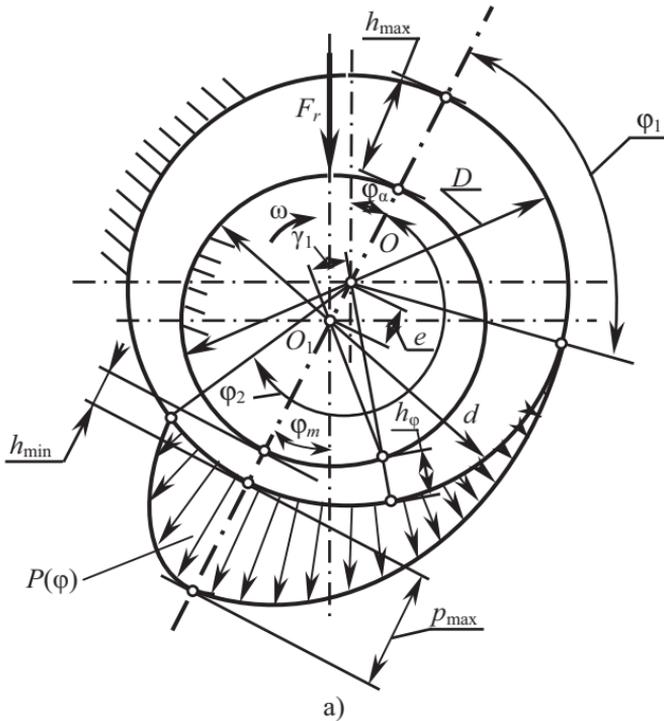
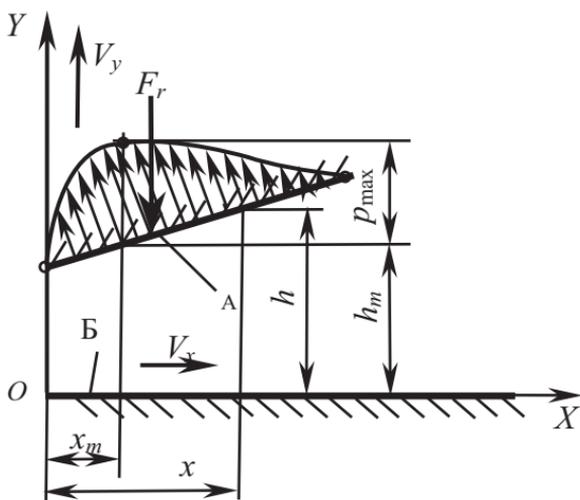


Рис. 16.5. Схема сил, действующих  
а – вращательное движение цилиндрического вала;

где  $C_T \approx \frac{\pi}{\sqrt{1-\chi^2}} + 0,44\chi C_F \sqrt{1-\chi^2}$ ,  $C_T$  – безразмерный коэффициент сопротивления вращению,  $C_F$  – коэффициент нагруженности  $\left( C_F = \frac{p_m \Psi^2}{\mu \omega} \right)$ . В зоне жидкостного трения подшипник скольжения

обладает свойством автоматически восстанавливать в устойчивое состояние показатель  $\mu\omega/p$ . Например, с увеличением  $\omega$  увеличивается  $f$  (16.2), что приводит к росту тепловыделения и соответствующему снижению вязкости –  $\mu$ .

Работа любой машины сопровождается пусками и остановками. В этих режимах подшипники с гидродинамическими условиями работы на стационарных режимах неизбежно проходят зоны 1 и 2 (рис. 16.4), что приводит к увеличению сил трения и износу.



в слое смазки при жидкостном трении:  
*б* – поступательное движение плоской пластины

## 16.5. Критерии работоспособности подшипников скольжения

Основными критериями работоспособности подшипников скольжения являются износостойкость, сопротивление усталости антифрикционного материала при переменной нагрузке (например, в поршневых машинах), теплостойкость, виброустойчивость. Надежнее подшипники работают с применением смазочного материала. При жидкостной смазке трущиеся поверхности должны разделяться слоем смазочного материала – это основной расчет таких подшипников. Толщина смазочного слоя должна быть больше сумм высот микронеровностей цапфы и вкладыша и прогиба вала на длине вкладыша. Жидкостная смазка обеспечивает износостойкость подшипника. При граничной смазке (рис. 16.4, зона 1) трение и износ зависят от качества поверхностей и свойств смазочного материала. Интенсивность изнашивания растет при попадании

в смазочный материал продуктов износа и абразивных частиц. Схватывание наступает вследствие потери свойств граничной масляной пленки из-за местных давлений и температур. Тепловые расчеты выполняют при определении рабочих температур подшипника на основе баланса количества выделившейся и отведенной теплоты. В условиях недостаточной смазки для подшипников с полужидкостной смазкой выполняют условные расчеты.

## 16.6. Условные расчеты подшипников

Условные расчеты косвенно отражают основные теоретические положения по расчету надежности работы подшипников в условиях ограниченной смазки и правильного назначения материалов сопряженных деталей на основе опыта конструирования и эксплуатации машин. Допустимым считается такой режим работы, при котором износ и тепловыделение ограничиваются условиями:

$$p_m = \frac{F_r}{l \cdot d} \leq [p_m]; \quad (16.4)$$

$$p_m V \leq [p_m \cdot V], \quad (16.5)$$

где  $p_m$  – среднее условное давление в подшипнике, МПа;  $F_r$  – радиальная нагрузка в опоре, Н;  $d$ ,  $l$  – соответственно диаметр цапфы и длина подшипника, мм;  $V$  – скорость скольжения, м/с;  $[p_m]$  и  $[p_m \cdot V]$  – соответственно допускаемые значения давления и произведение давления на скорость, которые приведены в табл. 16.1. [49, 59, 97].

Таблица 16.1

**Значение  $[p_m]$  и  $[p_m V]$  для подшипников**

Материал	$[p_m]$ , МПа	$V$ , м/с	$[p_m V]$ , МПа·м/с
Оловянно-фосфоритные бронзы	$\leq 15$	$\leq 10$	$\leq 15$
Оловянно-цинковые бронзы	$\leq 9$	$\leq 6$	$\leq 9$
Аллюминиево-железистые бронзы	$\leq 20$	$\leq 4$	$\leq 20$
Свинцовые бронзы	$\leq 25$	$\leq 12$	$\leq 40$
Баббиты (белые сплавы)	$\leq 15$	$\leq 12$	$\leq 10$
Порошковые материалы: бронзографитовые с пористостью до 30%	$\leq 5$	$\leq 0,5$	$\leq 8$
	$\leq 2,5$	$\leq 3$	

Условный расчет подшипников является проектным при расчете и конструировании подшипников скольжения в условиях гидродинамической смазки.

## 16.7. Гидродинамический расчет подшипников скольжения

В основу гидродинамического расчета подшипников скольжения положено уравнение Рейнольдса для случая движения плоской пластины А относительно поверхности Б (рис. 16.5, б) в смазочном слое, разделяющем эти поверхности, при ламинарном потоке вязкой жидкости без торцового истечения  $\left(\frac{dP}{dx} = 6\mu V_x \frac{h-h_m}{h^3}\right)$ . Используя это уравнение к

расчету подшипников скольжения в условиях жидкостной смазки, вводят допущения: движение пластины вдоль оси  $X$  происходит с постоянной скоростью;  $V_y$  и  $V_z$  равны нулю; вязкость и плотность жидкости принимают постоянными.

Несущая радиальную нагрузку  $F_r$  цапфа, вращающаяся с угловой скоростью  $\omega$ , под действием гидродинамических сил всплывает в смазочном слое и занимает положение по линии центров  $OO_1$  (рис. 16.5, а). Положение цапфы определяется величиной эксцентриситета –  $e$ . Протяженность несущей зоны – углами  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$ . Положение максимального давления в несущей зоне определяется углом  $\varphi_m$  от линии центров. Толщина смазочного слоя  $h$  в произвольном сечении определяется уравнением

$$h = \frac{D}{2} - \frac{d}{2} \cos \gamma - e \cdot \cos(180^\circ - \varphi), \quad (16.6)$$

где  $\varphi$  – угол, определяющий положения  $h$  относительно линии центров.

Ввиду малости угла  $\gamma$ ,  $\cos \gamma \approx 1$  уравнение (16.6) приводится к виду:

$$h = \delta(1 + \chi \cos \varphi). \quad (16.7)$$

При  $\varphi = 180^\circ$  (рис. 16.5, а) зазор в подшипнике принимает свое минимальное значение:

$$h_{\min} = \delta(1 - \chi). \quad (16.8)$$

Преобразуя дифференциальное уравнение Рейнольдса для пластины применительно к подшипнику, следует перейти к цилиндрическим координатам, где  $dx = r d\varphi$ ,  $V_x = \frac{d}{2} \omega$ . Вводя в формулу величину относительного зазора  $\psi = \frac{2\delta}{d}$ , получают формулу для определения несущей способности смазочного слоя

$$F_r = \frac{\mu \cdot \omega \cdot l \cdot d}{\psi^2} C_F, \quad (16.9)$$



где  $C_F = \frac{p_m \Psi^2}{\mu \omega}$  – безразмерная функция (число Зоммерфельда), которую определяют численным интегрированием с учетом торцового истечения масла из подшипника, конструктивного исполнения подшипника (угол охвата смазочным слоем  $180^\circ$  или  $120^\circ$ , подвода смазки в плоскости, перпендикулярной действующей нагрузке).

Решение функции  $C_F$  приведено в табл. 16.2 для различных значений  $l/d$  и  $\chi$  [103].

Таблица 16.2

**Безразмерный коэффициент  $C_F$**

Значения $C_F$ при $\chi$ и $l/d$												
$\chi$	0,3	0,4	0,5	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,92 5	0,95
$l/d$	Угол охвата $180^\circ$ (половинный подшипник)											
0,5	0,13	0,21	0,32	0,49	0,62	0,82	1,10	1,57	2,43	4,26	6,62	10,7
0,6	0,18	0,28	0,43	0,66	0,82	1,07	1,42	2,00	3,04	5,21	7,96	12,6
0,7	0,23	0,36	0,54	0,82	1,01	1,31	1,72	2,40	3,58	6,03	9,07	14,1
0,8	0,29	0,44	0,65	0,97	1,20	1,54	1,95	2,75	4,05	6,72	9,99	15,4
0,9	0,34	0,52	0,75	1,12	1,37	1,74	2,25	3,07	4,45	7,29	10,8	16,4
1,0	0,39	0,59	0,85	1,26	1,53	1,93	2,47	3,37	4,81	7,77	11,4	17,2
1,1	0,44	0,66	0,95	1,38	1,67	2,10	2,66	3,58	5,11	8,19	11,9	17,9
1,2	0,49	0,72	1,03	1,49	1,80	2,25	2,84	3,79	5,36	8,53	12,4	18,4
1,3	0,53	0,78	1,11	1,59	1,91	2,38	2,99	3,97	5,59	8,83	12,7	18,9
$l/d$	Угол охвата $120^\circ$											
0,5	0,10	0,19	0,26	0,46	0,62	0,83	1,14	1,68	2,67	4,72	6,88	12,6
0,6	0,14	0,24	0,36	0,59	0,79	0,98	1,42	2,05	3,21	5,59	7,99	13,6
0,7	0,17	0,30	0,44	0,71	0,94	1,22	1,66	2,36	3,65	6,21	8,85	14,8
0,8	0,2	0,35	0,51	0,82	1,07	1,38	1,86	2,63	4,01	6,75	9,54	15,8
0,9	0,22	0,40	0,58	0,91	1,18	1,52	2,04	2,86	4,31	7,18	10,1	16,6
1,0	0,24	0,44	0,63	0,99	1,28	1,64	2,18	3,04	4,54	7,51	10,5	17,2
1,1	0,28	0,47	0,63	1,06	1,37	1,75	2,31	3,21	4,77	7,80	10,9	17,7
1,2	0,29	0,51	0,72	1,13	1,45	1,84	2,42	3,34	4,94	8,08	11,2	18,1
1,3	0,3	0,54	0,77	1,18	1,51	1,91	2,52	3,45	5,09	8,28	11,5	18,5



## 16.8. Последовательность гидродинамического расчета подшипника

Величины, входящие в приведенные выше расчетные формулы подшипников скольжения с жидкой смазкой, взаимозависимы. Такая задача многократно статически неопределима, и ее решение выполняют либо методом последовательного приближения, либо методом подобия, используя имеющиеся конкретные конструктивные решения, учитывая конструкционные, технологические и эксплуатационные особенности разрабатываемой опоры.

Как правило, исходными данными при расчете подшипника являются: нагрузка на опору (величина и направление, например при расчете валов); частота вращения вала; размеры цапфы (диаметр, длина, либо их отношение); сорт масла; способ смазывания подшипников (машины); температура масла. Некоторыми из этих параметров, если они не определены, следует задаться либо предварительно рассчитать.

Предварительную величину относительно зазора ( $\Psi$ ) можно назначить по формуле [125]

$$\Psi = 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot V^{0,25}, \quad (16.10)$$

где  $V$  – скорость скольжения цапфы, м/с;

С ростом частоты вращения и отношения  $l/d$  назначают большие значения  $\Psi$ ; с ростом давления масла в подшипнике и ростом твердости материала вкладышей назначают меньшие значения  $\Psi$ .

При выборе сорта масла для подшипника исходят из следующего: чем выше нагрузка на опору и меньше скорость скольжения, тем большей вязкостью должна обладать смазка. Вязкость масла существенно зависит от температуры, поэтому необходимо знать вязкостно-температурную характеристику смазки и температуру масла в подшипнике. Температурный перепад масла в подшипнике (разницу между температурой масла на входе в подшипник и выходе из него) стремятся ограничивать. Рекомендуется при смазке подшипника разбрызгиванием или через кольцевую проточку без давления выдерживать перепад в интервале  $8...15^\circ\text{C}$ ; для подшипников со смазкой под давлением  $\Delta t \approx 10...20^\circ\text{C}$ ; для подшипников паровых турбин  $\Delta t \approx 8...12^\circ\text{C}$ . Температуру входящего масла рекомендуется держать в интервале  $40...50^\circ\text{C}$ . В машинах, имеющих циркуляционную систему смазки под давлением (например, двигатели внутреннего сгорания), подшипники обеспечиваются смазкой, применяемой для машины.

Анализ формулы (16.9) с учетом предложенных выше исходных данных показывает, что неизвестным параметром при расчете подшипника является безразмерная функция  $C_F$ .



$$C_F = \frac{F_r \Psi^2}{\mu \cdot \omega \cdot l \cdot d}. \quad (16.11)$$

Вычисленное по (16.11) значение  $C_F$  позволяет по таблице 16.2 определить относительный эксцентриситет  $\chi$  для заданных конструктивных параметров (угла обхвата и отношения  $l/d$ ) и по (16.8) рассчитать минимальный зазор в подшипнике:

$$h_{\min} = \delta(1 - \chi).$$

Работа подшипника без износа будет обеспечена, если толщина масляного слоя в самом узком месте (рис. 16.5, а) будет больше, чем сумма высот микронеровностей поверхностей цапфы и вкладыша, их взаимного расположения, погрешностей формы, а также перекоса оси вследствие прогиба вала

$$h_{\min} \geq h_{\text{кр}}; \quad h_{\text{кр}} > R_{z1} + R_{z2} + \frac{(K_A + K_B)l}{4} + \frac{\Delta R_B}{2} + \frac{\theta \cdot l}{2}, \quad (16.12)$$

где  $R_Z$  и  $R_{Z2}$  – высоты неровностей профилей по десяти точкам поверхностей отверстия и вала;  $K_A$  и  $K_B$  – конусообразность отверстия и вала;  $\Delta R_B$  – радиальное биение поверхности цапфы;  $\theta$  – угол перекоса оси вследствие прогиба вала.

В практике расчетов вместо формулы (16.12) используют зависимость

$$h_{\text{кр}} \geq S_\delta(R_{z1} + R_{z2}), \quad (16.13)$$

где  $S_\delta$  – условный коэффициент безопасности, принимаемый по [103]  $S \geq 2$ .

Цапфы валов получают при обработке шлифованием до  $R_Z$  3,2...0,4, шлифованием с последующим полированием или другими отделочными операциями – до  $R_Z$  0,8...0,05.

Рабочие поверхности вкладышей обрабатывают тонким растачиванием ( $R_Z$  6,3...1,6), развертыванием или протягиванием ( $R_Z$  10...1,6).

Результат расчета определяется задачами конструирования опоры. Он может сводиться к назначению посадки сопрягаемых поверхностей, точности их геометрической формы и шероховатости, выбору смазки.

**Пример.** Рассчитать подшипник скольжения (выбрать посадку), работающего с постоянной частотой вращения  $1000 \text{ мин}^{-1}$  и радиальной нагрузкой 20 кН. Цапфа вала диаметром 85 мм обработана шлифованием по 7 качеству точности с нормальным уровнем относительной геометрической точности.

Вкладыш обработан расточкой по 8 качеству точности с нормальным уровнем относительной геометрической точности. Смазка подшипника – И-Г-А46 без присадок, класс кинематической вязкости – 46  $\text{мм}^2/\text{с}$  ( $cSt$ ). Температура работы подшипника  $65^\circ\text{C}$ .



1. По рекомендациям раздела 16.2 принимаем  $l/d = 1$ , поэтому длина цапфы  $l = 85$  мм.

2. Среднее давление в подшипнике составляет:

$$p_m = \frac{F_r}{l \cdot d} = \frac{20 \cdot 1000}{0,085 \cdot 0,085} = 2,77 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

3. Скорость скольжения цапфы относительно вкладыша составляет:

$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,085 \cdot 1000}{60} = 4,45 \text{ м/с.}$$

4. Угловая скорость цапфы

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 1000}{30} = 104,7 \text{ с}^{-1}.$$

5. По таблице 16.1 на основании полученных значений  $p_m$  и  $V$  назначаем материал вкладыша – оловянно-цинковая бронза. Например, БрО5Ц5С5 или БрО6Ц6С3.

6. По формуле (16.10) определим предварительное значение величины относительного зазора:

$$\psi = 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot V^{0,25} = 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 4,45^{0,25} = 1,16 \cdot 10^{-3}.$$

7. По формуле (16.11) вычислим предварительное значение числа Зоммерфельда

$$C_F = \frac{F_r \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega \cdot l \cdot d} = \frac{20 \cdot 10^3 \cdot (1,16 \cdot 10^{-3})^2}{1,1 \cdot 10^{-2} \cdot 104,7 \cdot 0,085 \cdot 0,085} = 3,23,$$

где  $\mu$  – динамическая вязкость определяется для принятых условий следующим образом.

По определению кинематическая вязкость

$$\nu = \frac{\mu}{\rho},$$

здесь  $\mu$  – динамическая вязкость,  $\rho$  – плотность масла, для принятой марки масла  $\rho = 895 \text{ кг/м}^3$ ,  $\nu_{40} = 46 \text{ сСт (мм}^2/\text{с)}$ .

Для температуры  $40^\circ\text{C}$  динамическая вязкость составляет:

$$\mu_{40} = 1,02 \cdot 10^{-6} \cdot \nu_{40} \cdot \rho = 1,02 \cdot 10^{-6} \cdot 46 \cdot 895 = 0,042 \text{ Па}\cdot\text{с.}$$

Для температуры  $65^\circ\text{C}$  динамическую вязкость рассчитаем по формуле

$$\mu_{65} = \mu_{40} \left( \frac{t_0}{t} \right)^m,$$

где  $t_0 = 40^\circ\text{C}$ ;  $t = 65^\circ\text{C}$ ;  $m = 2,6...3$

$$\mu_{65} = 0,042 \cdot \left( \frac{40}{65} \right)^{2,8} = 0,011 \text{ Па}\cdot\text{с.}$$

8. По таблице 16.2 по значению  $C_F = 3,23$  и принятых значениях угла  $180^\circ$ ,  $l/d = 1$  определяем диапазон значений относительного эксцентриситета  $\chi$ :  $0,75 \leq \chi < 0,80$ . При линейной интерполяции  $\chi = 0,79$ .

9. По формуле (16.8) установим зависимость  $h_{\min}$  от  $\delta$ :

$$h_{\min} = \delta(1 - \chi) = \delta(1 - 0,79) = 0,21\delta.$$

10. Определим для принятых условий задачи показатели шероховатости поверхностей:

– допуск размера отверстия для 8 качества точности составляет 54 мкм ( $T_D = 54$  мкм), при допуске формы 30% от допуска размера  $R_{a2} \leq 0,05T_D = 0,05 \cdot 54 = 2,7$  мкм (стандартное значение  $R_{a2} = 2,5$  мкм);

– допуск размера вала ( $d=85$  мм) и 7 качества точности составляет 35 мкм ( $T_D = 35$  мкм); при допуске формы 30% от допуска размера  $R_{a2} \leq 0,05T_D = 0,05 \cdot 35 = 1,75$  мкм (стандартное значение  $R_{a1} = 1,6$  мкм).

11. Вычислим критическое значение минимального зазора в подшипнике по показателям точности сопрягаемых поверхностей:

$$h_{\text{кр}} = S_\delta(R_{z1} + R_{z2}) = 2(1,6 + 2,5) = 8,2 \text{ мкм}.$$

12. Определим величину минимального значения диаметрального зазора  $S_{\min}^* = 2\delta$  в подшипнике, обеспечивающую условия жидкостного трения:

$$h_{\min} \geq h_{\text{кр}}; \quad 0,21\delta \geq 8,2 \text{ мкм}.$$

$$S_{\min}^* = 2\delta = 2 \cdot \frac{8,2}{0,21} = 78 \text{ мкм}.$$

Выбор посадки из стандартных полей допусков выполним по величине  $S_{\min}$ , учитывая температурные изменения размеров  $\Delta S_t$  в рабочем состоянии подшипника.

$$S_{\min} = S_{\min}^* - \Delta S_t = 78 - 21 = 57 \text{ мкм},$$

где

$$\Delta S_t = (\alpha_2 - \alpha_1)(t - 20^\circ) \cdot d = (17,1 \cdot 10^{-6} - 11,6 \cdot 10^{-6})(65^\circ - 20^\circ) \cdot 85 = 0,21 \text{ мм} = 21 \text{ мкм},$$

где  $S_{\min}$  – минимальный зазор посадки, полученный по результатам измерений размеров сопрягаемых деталей при температуре измерения  $20^\circ\text{C}$ ;  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – соответственно коэффициенты линейного расширения для стали (например, сталь 45 ГОСТ 1050-95) и бронзы (Бр 06Ц6С3).

$$S_{\min} = EI - es; \quad es = EI - S_{\min} = 0 - 57 = -57 \text{ мкм}.$$

13. По ГОСТ 25346-89 наиболее близко подходят основные отклонения вала  $f$  и  $e$ . Назначаем сопряжения в системе отверстия:

$$\text{первое } \varnothing 85 \frac{H8}{f7} \begin{pmatrix} +0,054 \\ -0,036 \\ -0,071 \end{pmatrix}; \quad \text{второе } \varnothing 85 \frac{H8}{e7} \begin{pmatrix} +0,054 \\ -0,072 \\ -0,107 \end{pmatrix}.$$

14. Проверим выбранные посадки на обеспечение условий жидкостного трения во всем диапазоне размеров деталей. При температуре работы подшипника 65°C (табл. 16.3).

Таблица 16.3

**Результаты расчета для окончательного выбора посадки**

Расчетный параметр		Варианты посадок	
		первый	второй
1. Зазор в сопряжении, мкм	$S_{\min}$	36	72
	$S_{\max}$	125	161
2. Зазор в рабочем состоянии подшипника, мкм	$S_{\min}^{65}$	57	93
	$S_{\max}^{65}$	146	182
3. Относительный зазор в подшипнике; $\psi=S/d$	$\psi_{\min}$	$6,7 \cdot 10^{-4}$	$1,1 \cdot 10^{-3}$
	$\psi_{\max}$	$1,7 \cdot 10^{-3}$	$2,1 \cdot 10^{-3}$
4. Число Зоммерфельда; формула (16.11)	$C_F^{\min}$	1,08	2,91
	$C_F^{\max}$	6,94	10,6
5. Относительный эксцентриситет; определяется по табл. 16.2	$\chi_{\min}$	0,556	0,774
	$\chi_{\max}$	0,886	0,9195
6. Минимальный зазор в подшипнике, мкм; формула (16.8)	$h_{\min}^{\min}$	12,6	10,5
	$h_{\min}^{\max}$	8,3	7,3
7. Критическая величина зазора, мкм; формула (16.13)	$h_{\text{кр}}$	8,2	

15. Вывод по расчетам: посадка  $\varnothing 85 \frac{H8}{f7}$  – предпочтительнее, т. к. во всем диапазоне размеров деталей обеспечивает условие  $h_{\min} > h_{\text{кр}}$ .

## ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

### 16.9. Общие сведения и классификация подшипников качения

Подшипники качения являются основным видом опор вращающихся или качающихся деталей. Подшипники качения (рис. 16.6) представляют



собой сборочную единицу, элементами которой являются тела качения 3, установленные между наружным 1 и внутренним 2 кольцами с дорожками качения *A*, сепаратор 4, который разделяет и направляет тела качения, предупреждая перекосы. В некоторых опорах для уменьшения габаритов могут отсутствовать одно или оба кольца, и тела качения катятся непосредственно по поверхностям вала и корпуса.

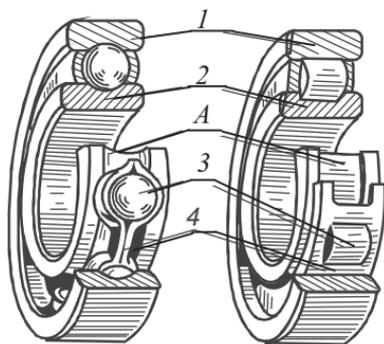


Рис. 16.6. Подшипники качения

Подшипники качения стандартизованы, их изготавливают в условиях высокоспециализированного массового производства на подшипниковых заводах.

*Достоинства:* 1) сравнительно малая стоимость вследствие массового производства подшипников; 2) малые потери на трение и незначительный нагрев (потери на трение при пуске и установившемся режимах работы практически одинаковы);

3) высокая степень взаимозаменяемости, что облегчает монтаж и ремонт машин; 4) малый расход смазочного материала.

*Недостатки:* 1) большие радиальные габаритные размеры; 2) ограниченный ресурс вследствие высоких контактных напряжений; 3) повышенный шум из-за периодического перекатывания тел качения через нагруженную зону; 4) пониженная способность демпфировать колебания и ударные нагрузки; 5) ограниченная быстроходность; 6) высокая стоимость при мелкосерийном производстве.

*Классификация и маркировка.* Подшипники качения классифицируют по следующим признакам:

1) по форме тел качения подразделяют на *шариковые* (рис. 16.7) и *роликовые* (рис. 16.8); последние, в свою очередь, делят по форме роликов на подшипники с короткими цилиндрическими (рис. 16.8, а), кони-

ческими (рис. 16.8, в), бочкообразными (рис. 16.8, б), игольчатыми (рис. 16.8, г) и витыми (рис. 16.8, д) роликами;

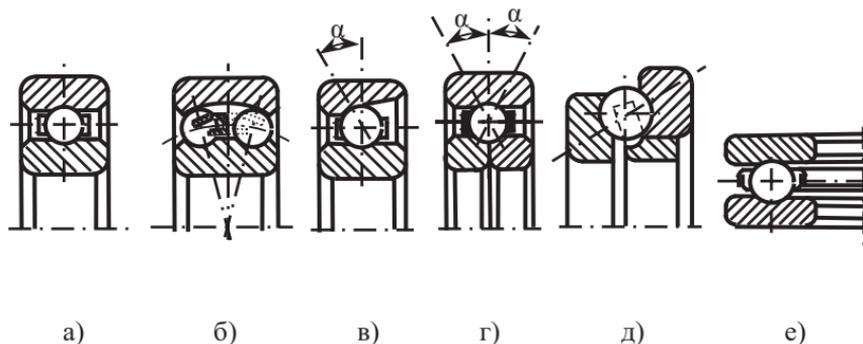


Рис. 16.7. Основные типы шарикоподшипников

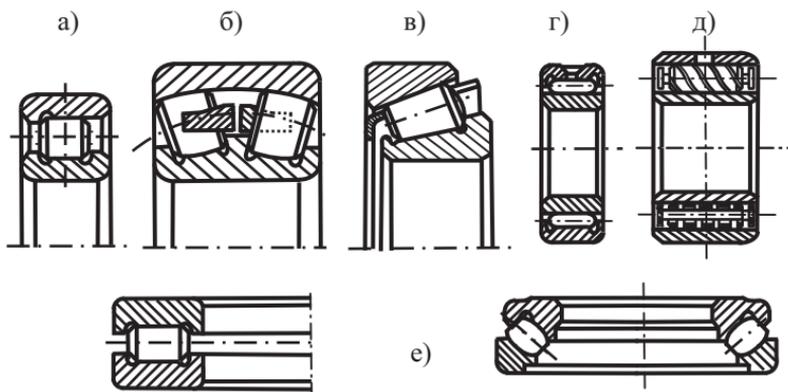


Рис. 16.8. Основные типы роликоподшипников

2) по направлению воспринимаемых относительно оси вала сил разделяют на: *радиальные*, воспринимающие преимущественно радиальные нагрузки, действующие перпендикулярно оси вращения подшипника (рис. 16.7, а, б и 16.8, а, б, г, д); *радиально-упорные*, воспринимающие одновременно действующие радиальные и осевые нагрузки (рис. 16.7, в, г и 16.8, в); *упорно-радиальные*, воспринимающие осевые нагрузки при одновременном действии незначительной радиальной нагрузки (рис. 16.7, д и 16.8, е); *упорные*, воспринимающие только осевые силы (рис. 16.7, е и 16.8, е);

3) по способности самоустановки подразделяют на *несамоустанавливающиеся* и *самоустанавливающиеся* (рис. 16.7, б и 16.8, б), допускающие поворот оси внутреннего кольца по отношению к оси наружного кольца;

4) по числу рядов тел качения (расположенных по ширине) делят на *однорядные* (рис. 16.7, а, в, г, д, е и 16.8, а, в), *двухрядные* (рис. 16.7, б и 16.8, б), *четырёхрядные* и *многорядные*.

Подшипники одного и того же диаметра отверстия внутреннего кольца подразделяют по наружному диаметру и ширине *на серии*: сверхлегкую, особолегкую, легкую, легкую широкую, среднюю, среднюю широкую и тяжелую. Подшипники более тяжелых серий имеют большие габариты, менее быстроходны, обладают более высокой грузоподъемностью. Для особо высокой частоты вращения и легких нагрузок целесообразно использовать подшипники сверхлегкой и особолегкой серии. Основными потребительскими (внешними) характеристиками подшипников являются грузоподъемность, быстроходность, масса, габариты и потери энергии.

Подшипники качения маркируют. Обозначение подшипника наносят на торцевой поверхности колец. Первые две цифры справа (отсчет расшифровки выполняют справа налево) означают диаметр внутреннего кольца, деленный на 5 (для размеров в диапазоне 20...495 мм). Третья и седьмая цифра – серию по наружному диаметру и ширине. Четвертая цифра означает тип подшипника:

шариковый радиальный .....	0;
шариковый радиальный сферический .....	1;
роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами.....	2;
роликовый радиальный со сферическими роликами .....	3;
роликовый радиальный с игольчатыми роликами.....	4;
роликовый радиальный с витыми роликами.....	5;
шариковый радиально-упорный.....	6;
роликовый конический.....	7;
шариковый упорный, шариковый упорно-радиальный .....	8;
роликовый упорный, роликовый упорно-радиальный .....	9.

*Пятая* или *пятая и шестая* цифры обозначают отклонения конструкции подшипника от основного типа, например угол контакта шариков в радиально-упорных подшипниках (угол  $\alpha = 12^\circ$  – обозначают цифрой 3; угол  $\alpha = 26^\circ$  – 4 и т. д.), наличие стопорной канавки на наружном кольце, наличие встроенных уплотнений и др.



Цифры 2, 4, 5 и 6, а также T, 6X, 7, 8, стоящие через тире впереди цифр основного обозначения, указывают его класс точности. Точность подшипников качения характеризуется точностью основных размеров (внутреннего и наружного диаметров подшипников, ширины колец), точностью формы и взаимного расположения колец, точностью вращения. С повышением класса точности стоимость подшипника возрастает. Наиболее широко применяют подшипники качения с классом точности 0. (В обозначении подшипника 0 не указывают).

В условном обозначении подшипника могут быть дополнительные знаки, характеризующие изменение металла деталей подшипника, специальные технологические требования и т. д.

Примеры обозначения подшипников: 210 – подшипник шариковый радиальный, легкой серии с внутренним диаметром  $d = 50$  мм, класса точности 0; 4-2208 – подшипник роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами, легкой серии с  $d = 40$  мм, четвертого класса точности.

Шарики, ролики и кольца подшипников качения изготавливают из сталей ШХ15, ШХ15СГ, ШХ20СГ, 18ХГТ и 20Х2Н4А. Применяют также низкоуглеродистые легированные стали с последующей цементацией и закалкой. Сепараторы подшипников качения выполняют из мягкой углеродистой стали, латуни, бронзы, алюминиевых сплавов, пластмасс (текстолита и других слоистых пластиков, а также из полиамидов) и некоторых других материалов. Стальные сепараторы выполняют штампованными.

## 16.10. Характеристики подшипников основных типов

**Шарикоподшипники.** Шариковые радиальные однорядные подшипники (рис. 16.7, а) являются наиболее массовым типом подшипников. Они предназначены для восприятия, радиальных нагрузок, но могут воспринимать и умеренные осевые нагрузки, действующие в обоих направлениях вдоль оси вращения подшипника. Это обеспечивает фиксацию вала в осевом направлении. При использовании таких подшипников предъявляются менее высокие требования к соосности опор и жесткости валов, они допускают взаимный перекос осей колец до  $8'$ .

В промышленности изготавливают значительное количество конструктивных исполнений (модификаций) радиальных шарикоподшипников: с канавкой на наружном кольце под стопорное пружинное кольцо – исполнение 50000, с защитной шайбой для предохранения от утечки смазочного материала – исполнение 60000.

*Шариковые радиальные двухрядные сферические подшипники* (рис. 16.7, б) предназначены для восприятия радиальных и небольших осевых сил. Они имеют два ряда шариков, расположенных в шахматном порядке, дорожка качения наружного кольца выполнена по сферической поверхности, описанной из центра подшипника, что обеспечивает им самоустанавливаемость.

Подшипник допускает работу при взаимных перекосах до  $4^\circ$  и применяется для валов, подверженных значительным прогибам, и случаях, когда нет гарантий в точной соосности посадочных мест подшипников.

*Шариковый радиально-упорный подшипник* (рис. 16.7, в, г) воспринимает одновременно радиальную и одностороннюю осевую нагрузки. Конструкция этого подшипника отличается от радиального однорядного тем, что один из бортов наружного или внутреннего кольца сошлифован, благодаря чему в нем устанавливается примерно на 45% больше шариков того же диаметра. Соответственно радиальная грузоподъемность данного подшипника больше на 30...40%. С увеличением угла контакта ( $\alpha = 12^\circ$ ,  $\alpha = 26^\circ$ ,  $\alpha = 36^\circ$ ) подшипники могут воспринимать более значительные осевые нагрузки, однако их быстроходность при этом снижается. Часто в опоре ставят два таких подшипника, что обеспечивает большую грузоподъемность опоры и способность ее воспринимать знакопеременную осевую нагрузку.

Изготавливают радиально-упорные подшипники с одним разъемным кольцом (наружным или внутренним, см. рис. 16.7, г). Такие подшипники точно фиксируют вал в осевом направлении, имеют большую суммарную поверхность контакта и большую несущую способность. Наличие разрезного кольца позволяет применять цельный сепаратор и размещать большее количество шариков.

*Шариковый упорный подшипник* (рис. 16.7, е) воспринимает одностороннюю осевую нагрузку. При действии переменных осевых сил обоих направлений устанавливают двойной упорный подшипник. Во избежание заклинивания шариков от действия центробежных сил этот подшипник применяют при средней и низкой частоте вращения.

**Роликоподшипники.** *Роликовый радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами* (рис. 16.8, а) воспринимает только радиальную нагрузку. В сравнении с радиальным однорядным шариковым подшипником грузоподъемность его больше в среднем в 1,7 раза. Подшипник легко разбирается в осевом направлении и допускает некоторое осевое взаимное смещение колец, что важно при осевой самоустановке вала. Различают восемь типов конструкций, из которых основной – подшипник без бортов на наружном или внутреннем кольцах. Если требуется осевая односторонняя фиксация вала, то применяют подшипники

с одним бортом на наружном или на внутреннем кольцах, при фиксации в двух направлениях применяют конструкции с упорной шайбой.

*Роликовые игольчатые подшипники* (рис. 16.8, г) имеют при минимальном рабочем объеме максимальную радиальную грузоподъемность, но не воспринимают осевых сил и потому не фиксируют вал в осевом направлении. Они хорошо работают в условиях качания (неполнооборотного вращения) одного из колец, но по быстроходности в 2-3 раза и более уступают обычным роликоподшипникам, а также чрезвычайно чувствительны к несоосности посадочных мест (перекос колец недопустим) и прогибам валов. Выпускаются игольчатые роликоподшипники в нескольких модификациях: с внутренним и наружным кольцами, без внутреннего кольца, а также без колец с иглами, заключенными в сепаратор (применяют в конструкциях с ограниченными радиальными габаритами).

*Роликоподшипники с витыми роликами* (рис. 16.8, д) в отличие от обычных роликоподшипников имеют высокую радиальную податливость роликов и, как следствие, высокую демпфирующую способность. Они также могут воспринимать только радиальную нагрузку, но имеют почти вдвое меньшую грузоподъемность по сравнению с подшипниками со сплошными роликами и могут работать лишь при небольших частотах вращения (до  $1000 \text{ мин}^{-1}$ ). Их применяют в тихоходных узлах, не требующих точности вращения, подверженных ударным нагрузкам, и в условиях повышенного загрязнения.

*Роликовый радиальный подшипник со сферическими роликами* (рис. 16.8, б) имеет ту же характеристику, что и шариковый сферический, но обладает наибольшей грузоподъемностью из всех других подшипников таких же габаритных радиальных размеров.

*Роликовый конический подшипник* (рис. 16.8, в) воспринимает одновременно радиальную и осевую нагрузки. Конические подшипники выпускают с углом конусности наружного кольца  $\alpha = 10...17^\circ$  и  $\alpha = 25...29^\circ$ , последние используют главным образом для восприятия осевых нагрузок. Они обладают большой грузоподъемностью, применяются при средних и низких скоростях вращения. Конические роликоподшипники имеют съемное наружное кольцо, что позволяет производить раздельный монтаж и демонтаж колец. Конические роликоподшипники нуждаются в тщательной регулировке осевых зазоров. Как малые, так и большие зазоры нежелательны, так как приводят к недопустимому увеличению температуры и разрушению деталей подшипника. Допустимый угол взаимного перекоса осей колец составляет  $2'$ . Для осевой фиксации вала конические роликоподшипники устанавливают на валу по два.

Выбор подшипника зависит от его назначения, направления действия и величины нагрузок, угловой скорости, режима работы, стоимости подшипника и особенностей монтажа. При выборе типа подшипника рекомендуется вначале рассмотреть возможность применения радиальных однорядных шарикоподшипников, как наиболее дешевых и простых в эксплуатации. Выбор других типов должен быть обоснован.

Для малых нагрузок и больших скоростей вращения принимают шариковые однорядные подшипники легких серий. Подшипники более тяжелых серий обладают большей грузоподъемностью, но допускаемая угловая скорость их меньше.

При ударных или переменных нагрузках с высокой кратковременной пиковой нагрузкой предпочтительны двухрядные роликовые подшипники.

## 16.11. Основы теории подшипников качения

### 16.11.1. Задача Штрибека: распределение нагрузки между телами качения

Определение контактных напряжений в подшипнике качения связано с изучением законов распределения нагрузки между телами качения. Нагрузка между ними распределяется неравномерно. Наиболее нагруженным является тело качения, расположенное по направлению действия силы на подшипник (рис. 16.9). Радиальную нагрузку воспринимают тела качения в зоне, ограниченной дугой не более  $180^\circ$  (при отсутствии натяга между кольцами и телами качения). При определении нагрузок, воспринимаемых каждым телом качения, исходят из следующих допущений: радиальный зазор в подшипнике равен нулю; кольца подшипника под нагрузкой не изгибаются; геометрические размеры тел качения и колец идеально точные.

Принимаем для упрощения, что тела качения расположены симметрично относительно плоскости, проходящей через  $F_r$ . Запишем условие равновесия внутреннего кольца подшипника при действии радиальной силы  $F_r$ :

$$F_r = F_0 + 2F_1 \cos \gamma + 2F_2 \cos 2\gamma + \dots + 2F_m \cos m\gamma, \quad (16.8)$$

где  $F_m$  – сила, действующая на кольцо под углом  $m\gamma$ ;  $m$  – половина тел качения в нагруженной зоне (рис. 16.9);  $\gamma$  – угловой шаг расположения тел качения.

Для определения  $F_i$  дополнительно к (16.8) используем уравнение перемещений тел качения и колец

$$\delta_1 = \delta_0 \cdot \cos \gamma; \quad \delta_2 = \delta_0 \cdot \cos 2\gamma; \quad \dots \quad \delta_i = \delta_0 \cdot \cos i\gamma, \quad (16.9)$$

где  $i$  – номер тела качения.

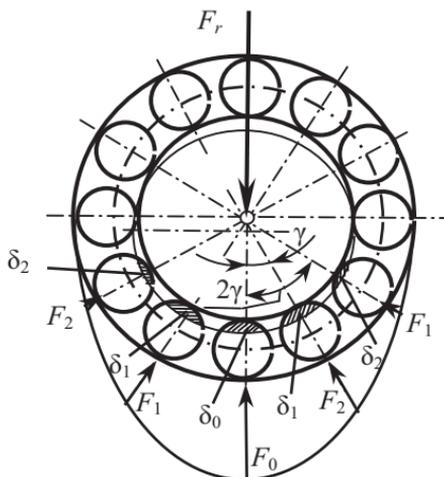


Рис. 16.9. Схема распределения нагрузки между телами качения

Из теории упругости для шарикоподшипников величина деформации в зоне контакта шарика и кольца при сжатии выражается зависимостью

$$\delta_i = c \cdot F_i^{2/3}, \quad (16.10)$$

где  $c$  – коэффициент пропорциональности. Из (16.10) следует, что  $(F_m/F_0)^{3/2} = \delta_i/\delta_0$ , с учетом (16.9) получим:

$$F_1 = F_0 \cos^{3/2} \gamma; \quad F_2 = F_0 \cos^{3/2} 2\gamma, \dots \quad F_i = F_0 \cos^{3/2} i\gamma. \quad (16.11)$$

Подставляя эти значения в уравнение равновесия (16.8), находим

$$F_r = F_0 \left( 1 + 2 \sum_{i=1}^m \cos^{5/2} i\gamma \right). \quad (16.12)$$

Из (16.12) определяем нагрузку на наиболее нагруженное тело качения

$$F_0 = k F_r / z, \quad (16.13)$$

где  $z$  – общее число тел качения;  $k = z / \left( 1 + 2 \sum_{i=1}^m \cos^{5/2} i\gamma \right)$ .

Расчеты показывают, что  $k$  мало зависит от  $z$ . Так, для радиальных шарикоподшипников  $k \approx 4,37$ , а для роликовых  $k \approx 4,06$ .

С учетом влияния радиального зазора и неточности размеров деталей при  $z > 8$  принимают  $k = 5$  для однорядных шарикоподшипников.

$$F_0 = \frac{5F_r}{z}; \quad F_i = \frac{5F_r \cdot \cos^{3/2} i\gamma}{z}. \quad (16.14)$$

Для сферических двухрядных шарикоподшипников с учетом неравномерности распределения нагрузки между рядами тел качения  $F_0 = 6F_r/(z \cdot \cos \alpha)$ ,  $\alpha$  – угол наклона линии контакта,  $z$  – число шариков в обоих рядах.

Для радиально-упорных подшипников радиальная нагрузка уравнивается реакцией, направленной под углом  $\alpha$  к направлению вектора нагрузки. С учетом этого:

$$F_0 = kF_r / (z \cdot \cos \alpha), \quad (16.15)$$

где  $\alpha$  – угол наклона линии контакта;  $k = 4,6$ .

Осевая нагрузка  $F_a$  равномерно распределяется между телами качения при отсутствии взаимного перекоса колец

$$F_0 = F_a / (z \cdot \sin \alpha). \quad (16.16)$$

Распределение нагрузки между телами качения значительно зависит от величины зазора и точности геометрической формы деталей. Поэтому к точности изготовления деталей подшипников предъявляют высокие требования. При эксплуатации подшипника зазоры увеличиваются из-за износа его деталей, что способствует ухудшению условий работы тел качения, изменению характера распределения нагрузки между ними. Распределение нагрузки между телами качения зависит также от жесткости и точности корпусных деталей. Разрабатывая конструкцию опоры, это влияние необходимо учитывать. При нагружении подшипника осевой силой зона распределения нагрузки увеличивается.

### 16.11.2. Контактные напряжения

Решение задачи Штрибека показывает, что тела качения в контакте с дорожками качения колец в каждый квазистатический момент времени испытывают различную нагрузку. Усталость металла в точках контакта наступает в первую очередь в том месте, где металл испытывает наибольшие напряжения. Чем выше напряжения, тем меньше число циклов может выдержать металл. Начальный контакт в шариковых подшипниках – точка, в роликовых – линия. После приложения нагрузки контакт в шариковых подшипниках – круговой и эллиптической формы, в роликовых – прямоугольной, либо трапецевидной формы; в контакте участвуют рабочие поверхности наружных и внутренних колец. Контактные напряжения определяют по формуле Герца. В таблице 16.4 приведены рас-

четные формулы для наибольших контактных напряжений различных типов подшипников качения. Из приведенных в таблице формул следует, что наибольшие напряжения у шариковых и роликовых подшипников имеют место в контакте тела качения с дорожкой внутреннего кольца. Исключение составляют сферические подшипники, в которых наиболее нагруженным является контакт тела качения с наружным кольцом.

При работе подшипника в «точках» контакта тела качения с дорожками колец напряжения изменяются циклически. В современных методиках подбора вращающихся подшипников действие  $\sigma_{H\max}$  для некоторых типов подшипников учитывают через статическую грузоподъемность; для невращающихся подшипников или с частотой вращения меньше  $10 \text{ мин}^{-1}$  выбор подшипников выполняют по базовой статической грузоподъемности (ГОСТ 18854-94).

При расчете базовой статической грузоподъемности ( $C_{or}$ ,  $C_{oa}$ ) за расчетные напряжения принимают максимальные контактные напряжения, которые вызывают общую остаточную деформацию кольца и тела качения, примерно равную  $0,0001D_w$  или  $0,0001D_{we}$  (для конического ролика  $D_{we}$  – средний диаметр ролика, для бочкообразных – наибольший). Наибольшая нагрузка  $F_0$  на тело качения с учетом формул (16.13)–(16.15) может быть определена по формулам табл. 16.4, в которых принимают  $\sigma_{H\max} = [\sigma]$ . Исходя из этого, базовую статическую радиальную грузоподъемность (Н) для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников рассчитывают по формуле [42]:

$$C_{or} = f_0 \cdot i z \cdot D_w^2 \cos \alpha, \quad (16.17)$$

где  $f_0$  – коэффициент статической грузоподъемности;  $i$  – число рядов тел качения.

Базовая статическая радиальная грузоподъемность для роликовых радиальных и радиально-упорных подшипников рассчитывается по формуле

$$C_{or} = 44 \left( 1 - \frac{D_{wc} \cdot \cos \alpha}{D_{pw}} \right) \cdot i \cdot z \cdot L_{we} \cdot D_{we} \cdot \cos \alpha. \quad (16.18)$$

Базовую статическую осевую грузоподъемность для одинарных или двойных шариковых упорных и упорно-радиальных подшипников находят по формуле

$$C_{oa} = f_0 \cdot z \cdot D_w^2 \cdot \sin \alpha; \quad (16.19)$$

для роликовых – по формуле

$$C_{oa} = 220 \left( 1 - \frac{D_{wc} \cdot \cos \alpha}{D_{pw}} \right) \cdot z \cdot L_{we} \cdot D_{we} \cdot \sin \alpha. \quad (16.20)$$



Таблица 16.4

**Формулы для расчета напряжений в подшипниках  
качения ( $\sigma_{H\max}$ , МПа)**

Тип подшипника	$\sigma_{H\max}$ в контакте тела качения с кольцом		Допускаемое контактное напряжение, МПа
	внутренним	наружным	
Шариковый однорядный и радиально-упорный	$1879 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_r}{zD_w^2 \cos \alpha}}$	$1474 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_r}{zD_w^2 \cos \alpha}}$	4200
Шариковый радиальный двухрядный сферический	$1573 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_r}{zD_w^2 \cos \alpha}}$	$2715 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_r}{zD_w^2 \cos \alpha}}$	4600
Радиальный с короткими цилиндрическими роликами и радиально-упорный конический	$632 \cdot \sqrt{\frac{F_r}{zD_w L_{we} \cos \alpha}}$	$537 \cdot \sqrt{\frac{F_r}{zD_w L_{we} \cos \alpha}}$	4000
Радиальный роликовый двухрядный сферический	–	$840 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_r}{zD_w^2 \cos \alpha}}$	4600
Упорный и упорно-радиальный шариковый	$1099 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_a}{zD_w^2}}$		4200
Упорный с цилиндрическими или коническими роликами	$272 \cdot \sqrt{\frac{F_a}{zD_w L_{we} \cos \alpha}}$		4000

*Примечание.* В приведенных формулах  $F_r$  и  $F_a$  – соответственно радиальная и осевая нагрузки на подшипник, Н;  $D_w$  и  $L_{we}$  – соответственно диаметр и рабочая длина тела качения, мм;  $z$  – число тел качения в подшипнике.



Значение  $f_0$  приведены в ГОСТ 18854-94; размерность геометрических параметров в мм.

Статическая грузоподъемность относится к числу эксплуатационных характеристик изделия, ее значения приводят в каталогах и справочной литературе на подшипники качения.

### 16.11.3. Кинематика подшипников

Для определения числа циклов нагружения при повторяющемся контактировании тел качения с дорожками колец подшипника, для изучения

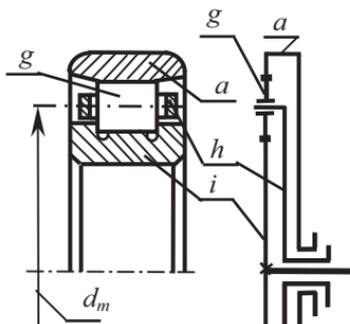


Рис. 16.10. Кинематическая схема подшипника качения:  $d_m$  – средний диаметр положения тел качения (сателлитов);  $g$  – тела качения (сателлиты);  $h$  – сепаратор (водило)

условий работы сепаратора и динамических воздействий на тела качения необходимо знать соотношение частот вращения деталей подшипника. С точки зрения кинематики подшипник можно рассматривать как планетарный механизм (рис. 16.10), в котором роль водила выполняет сепаратор, тела качения являются сателлитами. Используя теорему Виллиса, запишем уравнение

$$\frac{n_i - n_{pw}}{n_a - n_{pw}} = -\frac{D_a}{D_i}, \quad (16.21)$$

где  $n_i$ ,  $n_a$ ,  $n_{pw}$  – соответственно частоты вращения внутреннего, наружного колец и сепаратора;  $D_a$ ,  $D_i$  – соответственно диаметры окружностей расположения точек контакта тел качения на наружном и внутреннем кольцах (рис. 16.11).

При вращении внутреннего кольца относительно неподвижного наружного из (16.21) определяется частота вращения в минуту сепаратора подшипника:

$$n_{pw} = \frac{n_i}{2} \left( 1 - \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}} \right). \quad (16.22)$$

При вращении наружного кольца

$$n_{pw} = \frac{n_a}{2} \left( 1 + \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}} \right). \quad (16.23)$$

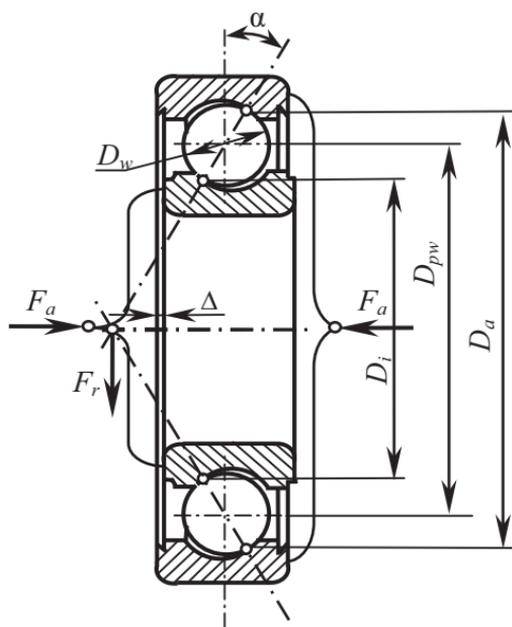


Рис. 16.11. К определению кинематических параметров радиально-упорного шарикоподшипника:  $\Delta$  – осевое смещение колец;  $\alpha$  – угол контакта тел качения с поверхностями качения колец;  $D_a, D_i$  – соответственно диаметры окружностей точек контакта тел качения;  $F_a, F_r$  – соответственно внешние осевая и радиальная нагрузки

Формулы (16.22) и (16.23) показывают, что частота вращения сепаратора зависит от диаметра тела качения ( $D_w$ ). При работе подшипника с осевой нагрузкой или с предварительным натягом, когда тела качения нагружены по всей окружности, из-за разницы  $D_w$  в пределах допуска одни тела качения будут набегать на сепаратор, а другие – отставать, что приведет к износу сепаратора. Частота вращения тела качения относительно сепаратора определяется из уравнения

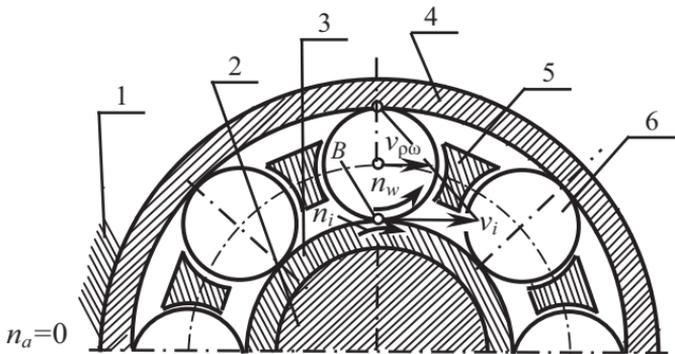
$$D_w \cdot n_w = D_i \cdot \frac{n_i}{2} \left( 1 - \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}} \right) = D_a \cdot \frac{n_a}{2} \left( 1 - \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}} \right),$$

которое приводится к виду:

$$n_w = \frac{n}{2} \cdot \frac{D_{pw}^2 - D_w^2 \cos^2 \alpha}{D_{pw} \cdot D_w}, \quad (16.24)$$

где  $n$  – частота вращения вращающегося кольца,  $\text{мин}^{-1}$ .

При неподвижном наружном кольце частота вращения сепаратора определяется уравнением (16.22). Определим для этого случая число циклов нагружений, которое испытывает наиболее нагруженная точка  $B$  на дорожке качения внутреннего кольца в предположении постоянства нагрузки на подшипник. Если предположить, что сепаратор не вращается, то точка  $B$  получит  $z/2$  циклов нагружений за 1 оборот, т. к. нагрузка передается на дуге, равной примерно  $180^\circ$ . Однако сепаратор вращается в сторону вращения внутреннего кольца (рис. 16.12), то



16.12. К определению скоростей в шарикоподшипнике:

1 – корпус; 2 – вал; 3 – внутреннее кольцо ( $i$ ); 4 – наружное кольцо ( $a$ );  
5 – сепаратор; 6 – тело качения

тогда за один оборот точка  $B$  нагружится  $(1 - (1 - f_g)/2)z/2 = \frac{1}{4}(1 + f_g) \cdot z$  числом циклов нагружений (здесь  $f_g = D_w \cos \alpha / D_{pw}$ ). За срок службы в  $L$  миллионов оборотов число циклов нагружений составит

$$N = 0,25 \cdot 10^6 \cdot L \cdot z(1 + f_g). \quad (16.25)$$

При неподвижном внутреннем кольце число циклов нагружений для наиболее нагруженной точки составит

$$N = 0,5 \cdot 10^6 \cdot L \cdot z(1 + f_g). \quad (16.26)$$

Сравнивая (16.25) и (16.26), видно, что при вращении внутреннего кольца число циклов нагружений вдвое меньше, чем при вращении наружного кольца, при этом характер изменения контактных напряжений при вращении внутреннего кольца будет более благоприятный, чем при вращении наружного кольца. При выборе подшипника качения эти факторы в расчетах учитывают коэффициентом вращения  $V$ .

## 16.12. Расчет долговечности и выбор подшипников качения

### 16.12.1. Причины утраты работоспособности подшипников качения. Критерии расчета

Перекачивание под нагрузкой тел качения подшипника сопровождается действием переменных напряжений в поверхностных слоях контактирующих тел. Тела качения и кольца помимо напряжений сжатия испытывают касательные напряжения сдвига, достигающие максимального значения на некоторой глубине под площадкой контакта, именно эти напряжения являются первопричиной образования микротрещин усталостного разрушения после определенного числа циклов нагружений. Начинающиеся на поверхности трещины расклиниваются смазочным материалом, что приводит к выкрашиванию. В подавляющем большинстве случаев подшипники выходят из строя вследствие выкрашивания, изнашивания или пластической деформации рабочих поверхностей. У большинства типов подшипников выкрашивание начинается на дорожках внутренних колец, у сферических – на наружных дорожках колец.

Из-за нарушения расчетных режимов эксплуатации, перегрузки, перекоса колец, конструктивного несовершенства подшипниковых узлов могут иметь место разрушение колец, тел качения, повышение температуры и др. Для машин, работающих в абразивной среде (сельскохозяйственные машины, автомобильный транспорт, горные, строительные и др.), характерным является износ подшипников. Для подшипников с высокими динамическими нагрузками или высокими статическими нагрузками без вращения, на контактирующих поверхностях колец образуются лунки (бринеллирование). В быстроходных подшипниковых узлах имеют место разрушение сепараторов. Чаще по этому признаку утрачивают работоспособность нагруженные осевой силой подшипники, а также радиальные и радиально-упорные подшипники, установленные с предварительным натягом. В таких подшипниках все тела качения нагружены действием внешних и центробежных сил, вращаясь вокруг оси с разной скоростью, они оказывают силовое воздействие на сепаратор, изнашивая его.

Внешними признаками утраты работоспособности подшипника в опоре являются повышение температуры корпуса и сопротивление вращению вала.

В правильно сконструированной опоре подшипник качения защищен от вредного влияния внешней среды, смонтирован и отрегулирован в соответствии с техническими требованиями, не подвергается воздействию высоких температур, имеет надежную смазку. В таких условиях

подшипник утрачивает работоспособность вследствие усталостного разрушения поверхностей качения из-за многократного воздействия на них знакопеременных напряжений от внешней нагрузки. Поэтому расчетную долговечность рассматривают как функцию от продолжительности работы (в миллионах оборотов или часах) при заданной нагрузке.

Работающие в одинаковых условиях подшипники одного типоразмера имеют различную долговечность, рассеивание которой иногда достигает сорокакратной величины. Расчетная долговечность ( $L$ ) – это наименьшая долговечность для 90% подшипников из заданной партии; 10% от партии могут ее не выдержать. Исследования показывают, что величина  $L$  примерно в 5 раз меньше средней и в 20 раз меньше максимальной. В подавляющем большинстве в конструкциях машин используют стандартные подшипники, которые в зависимости от условий работы назначаются по базовой статической или динамической грузоподъемности, методика расчета которых устанавливается ГОСТ 18854-94 и 18855-94.

### 16.12.2. Выбор подшипников для работы при статической нагрузке

В современных машинах подшипники качения являются основными видами опор. В некоторых машинах (грузовые крюки, опоры поворотных кранов, нажимные устройства прокатных станов, опоры в механизмах поворота лопастей самолетов и вертолетов и др.) подшипники работают в условиях, когда их кольца не вращаются или вращаются с частотой менее одного оборота в минуту. Такие подшипники выбирают по базовой статической  $C_0$  грузоподъемности.

Считается, что подшипник обеспечит работоспособность опоры, если будет соблюдено условие:

$$f_s P_0 \leq C_0, \quad (16.27)$$

где  $f_s$  – коэффициент надежности при статическом нагружении и при соответствующих требованиях к легкости вращения:  $f_s = 1,2 \dots 2,5$  – при высоких,  $f_s = 0,8 \dots 1,2$  – при нормальных,  $f_s = 0,5 \dots 0,8$  – при пониженных требованиях;  $P_0$  – статическая эквивалентная нагрузка.

Под статической эквивалентной нагрузкой понимают: для радиальных и радиально-упорных подшипников радиальную нагрузку ( $P_{or}$ ), направленную перпендикулярно оси подшипника, а для упорных и упорно-радиальных ( $P_{oa}$ ) осевую центральную нагрузку, вызывающие у подшипников в наиболее нагруженной точке контакта такие же остаточные деформации, как и в действительных условиях нагружения. Для радиальных или радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников ее рассчитывают как наибольшую из зависимостей:

$$\left. \begin{aligned} P_{or} &= X_o F_r + Y_o F_a \\ P_{or} &= F_r \end{aligned} \right\}, \quad (16.28)$$

где  $X_o$  и  $Y_o$  – соответственно коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (табл. 16.5).

Таблица 16.5

Значения  $X_o$  и  $Y_o$  для подшипников

Тип подшипника	Угол контакта, $\alpha$	Однорядные		Двухрядные	
		$X_o$	$Y_o$	$X_o$	$Y_o$
Шариковый радиальный однорядный	–	0,6	0,5	0,6	0,5
Шариковый двухрядный сферический	–	0,5	$0,22 \operatorname{ctg} \alpha$	1	$0,44 \operatorname{ctg} \alpha$
Шариковый радиально-упорный	12	0,5	0,47	1	0,94
	20	0,5	0,42	1	0,84
	25	0,5	0,38	1	0,76
	30	0,5	0,33	1	0,66
	40	0,5	0,26	1	0,52
Роликовый сферический и конический	–	0,5	$0,22 \operatorname{ctg} \alpha$	1	$0,44 \operatorname{ctg} \alpha$

Статическая эквивалентная радиальная нагрузка для роликовых радиальных подшипников находится по формуле

$$P_{or} = F_r.$$

Статическую эквивалентную осевую нагрузку для шариковых и роликовых упорно-радиальных подшипников ( $\alpha \neq 90^\circ$ ) рассчитывают по формуле

$$P_{oa} = 2,3 F_r \operatorname{tg} \alpha + F_a.$$

Формула справедлива, если  $(F_r/F_a) \leq 0,44 \operatorname{ctg} \alpha$ , и дает удовлетворительные результаты при  $(F_r/F_a)$  до  $0,67 \operatorname{ctg} \alpha$  для одинарных подшипников, воспринимающих нагрузку в одном направлении.

Для упорных подшипников

$$P_{oa} = F_a.$$

Значение  $C_0$  берут из технических данных на подшипники качения. Для выбранного подшипника должны выполняться условия:  $P_{or} \leq C_{or}$ ;  $P_{oa} \leq C_{oa}$ .

### 16.12.3. Расчетный ресурс (долговечность)

#### подшипников качения

Подшипники качения не могут служить неограниченно долго, даже если они достаточно хорошо предохранены от износа и коррозии. Кри-



териер их работоспособности в этих случаях является усталостное выкрашивание поверхностных слоев.

Подшипники качения являются первой группой деталей, для которых был введен расчет на долговечность.

Ресурс – это число оборотов, которое сделает одно из колец подшипника (или кольца упорного подшипника) относительно другого до появления первых признаков усталости металла тел качения или одного из колец.

За базовый расчетный ресурс ( $L_{10}$ ) принят ресурс, соответствующий 90% надежности для конкретного подшипника или группы идентичных подшипников, изготовленных из обычного металла с применением обычной технологии, работающих в одинаковых и обычных условиях эксплуатации.

Ресурс подшипника измеряют в миллионах оборотов  $L$ . Ресурс машин чаще принято выражать в часах. Связь между ними устанавливается по формуле

$$L_h = 10^6 \cdot L / (60 \cdot n), \quad (16.29)$$

где  $L_h$  – долговечность в часах;  $n$  – частота вращения,  $\text{мин}^{-1}$ .

Для отличающихся от обычных условий работы подшипника определяют скорректированный расчетный ресурс ( $L_{na}$ ), при этом учитывают уровень требуемой надежности ( $a_1$ ), особые свойства металла ( $a_2$ ) и особые условия эксплуатации и смазки подшипника ( $a_3$ ):

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_{10}. \quad (16.30)$$

Обычно в расчетах используют уровень надежности 90% ( $a_1 = 1$ ), при повышении этого уровня  $a_1$  снижается (табл. 16.6).

Таблица 16.6

**Значения коэффициента  $a_1$**

Долговечность $L_{na}$	$L_{10a}$	$L_{5a}$	$L_{4a}$	$L_{3a}$	$L_{2a}$	$L_{1a}$
Надежность, %	90	95	96	97	98	99
Коэффициент долговечности $a_1$	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Подшипник приобретает специальные свойства благодаря применению специальных материалов, или специальных процессов производства, или специальной конструкции. Эти свойства учитывают коэффициентом  $a_2$ , корректирующим ресурс. Современные научные исследования не позволяют установить зависимость между  $a_2$  и количественными характеристиками металла или геометрией дорожки качения. Применение специальных материалов, процесса производства или конструкции не компенсируют недостаток смазки. Выбор значений  $a_2 > 1$  нежелателен, если  $a_3$ , учитывающий режим работы, меньше 1 из-за недостатка смазки.



Прямо влияющими на ресурс подшипника основными эксплуатационными условиями являются величина и направление действующей на подшипник нагрузки. Эксплуатационные условия, которые следует дополнительно учитывать коэффициентом  $a_3$  – это соответствие смазки, наличие инородных частиц, частоты вращения и др. Базовый расчетный ресурс вычисляется при «нормальной» смазке, т. е. смазке, когда толщина масляной пленки в зоне контакта «тело качения – дорожка качения» больше либо равна суммарной шероховатости поверхностей контакта; в этом случае  $a_3 = 1$ . Уменьшение значений  $a_3$  может быть при снижении вязкости смазки при рабочих температурах шарикоподшипника до  $13 \text{ мм}^2/\text{с}$  и до  $20 \text{ мм}^2/\text{с}$  для роликоподшипников или когда частота вращения низкая ( $n \cdot D_{pw} < 10000$ ). Значения  $a_3 > 1$  могут быть назначены, когда условия смазки настолько благоприятны, что выход из строя из-за повреждения поверхностей контакта маловероятен.

В современных расчетах взаимосвязанные коэффициенты  $a_2$  и  $a_3$  используют как их произведение ( $a_{23} = a_2 \cdot a_3$ ). В таблице 16.7 приведены рекомендации по назначению  $a_{23}$ , составленные по литературным источникам [49, 54, 73].

На основе данных большого количества экспериментальных работ была установлена связь между максимальными значениями контактных напряжений (табл. 16.4) и числом циклов ( $N$ ) повторных нагружений:

$$\sigma_H^m \cdot N = \text{const}, \quad (16.31)$$

где  $m$  – показатель степени кривой выносливости (для тела качения в виде шарика  $m = 9$ ; ролика  $m = 20/3$ ).

Таблица 16.7

**Значения коэффициента  $a_{23}$**

Тип подшипника	Условия использования		
	I	II	III
Шарикоподшипники, кроме сферических	0,7...0,8	1,0	1,2
Роликоподшипники цилиндрические и шарикоподшипники сферические	0,5...0,6	0,8	1...1,2
Роликоподшипники конические	0,6...0,7	0,9	1,1...1,3
Роликоподшипники радиальные сферические двухрядные	0,3...0,4	0,6	0,8

*Примечание.* I, II, III – условия использования коэффициента  $a_{23}$ ; I – обычные условия применения подшипников; II – характеризующиеся наличием гидродинамической пленки масла между контактирующими поверхностями и отсутствием перекосов в узле; III – кольца и тела качения изготовлены из сталей электрошлаковой или вакуумной переплавки, остальные условия соответствуют II.



В подшипниках качения число циклов нагружения пропорционально произведению  $z \cdot L$  (формулы 16.25 и 16.26), внешняя нагрузка, приходящаяся на наиболее нагруженное тело качения, находится по уравнениям 16.13–16.25, с учетом этого формула (16.31) приводится к удобной для расчетов форме:

$$F_r^p \cdot L = \text{const} = C_r^p \cdot 1, \quad (16.32)$$

где  $p$  – показатель степени кривой усталости: для шарикоподшипников  $p = 3$ , для роликоподшипников  $p = 10/3$ ;  $L$  – долговечность в миллионах оборотов;  $C$  – динамическая расчетная грузоподъемность, Н; 1 – один миллион оборотов.

**Базовая динамическая радиальная расчетная грузоподъемность** – это постоянная неподвижная радиальная нагрузка, которую подшипник теоретически может воспринимать при базовом расчетном ресурсе, составляющем один миллион оборотов. Для радиально-упорных однорядных подшипников радиальная расчетная грузоподъемность соответствует радиальной составляющей нагрузки, вызывающей чисто радиальное смещение колец подшипника относительно друг друга.

**Базовая динамическая осевая расчетная грузоподъемность** – это постоянная центральная осевая нагрузка, которую подшипник теоретически может воспринимать при базовом расчетном ресурсе, составляющем один миллион оборотов.

В таблице 16.8. приведены расчетные формулы для определения числовых значений базовой динамической расчетной грузоподъемности различных типов подшипников. Для стандартных подшипников она подсчитана и приводится в каталогах.

Выражение (16.32) приводится к виду

$$L = \left( \frac{C_r}{F_r} \right)^p. \quad (16.33)$$

Из формулы (16.33) при  $L = 1$  млн. оборотов  $F_r = C_r$ . В действительности  $F_r \leq 0,5C_r$  – для радиальных и радиально-упорных подшипников и  $F_a \leq 0,5C_a$  – для упорных и упорно-радиальных подшипников.

При расчете базового расчетного ресурса формулу (16.32) преобразуют к виду:

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^p, \quad (16.34)$$

где  $C = C_r$ ,  $P = P_r$  при расчете шариковых и роликовых подшипников;  $C = C_a$  и  $P = P_a$  при расчете упорных и упорно-радиальных подшипников;  $P_r$  – динамическая эквивалентная радиальная нагрузка, Н;  $P_a$  – динамическая эквивалентная осевая нагрузка, Н.

## Базовая динамическая расчетная грузоподъемность

Тип подшипника	$D_{\text{вн}}$ , мм	$\alpha$ , град	Расчетная формула для $C$ , Н
Шариковый радиальный и радиально-упорный	$\leq 25,4$	0...45	$C_r = b_m \cdot f_c \cdot (i \cos \alpha)^{0,7} \cdot z^{2/3} \cdot D_{\text{вн}}^{1,8}$
	$> 25,4$	—	$C_r = 3,647 \cdot b_m \cdot f_c \cdot (i \cos \alpha)^{0,7} \cdot z^{2/3} \cdot D_{\text{вн}}^{1,4}$
Роликовый радиальный и радиально-упорный	—	90	$C_r = b_m \cdot f_c \cdot (i \cdot L_{\text{вн}} \cos \alpha)^{7/9} \cdot z^{3/4} \cdot D_{\text{вн}}^{29/27}$
	$\leq 25,4$	90	$C_a = b_m \cdot f_c \cdot z^{2/3} \cdot D_{\text{вн}}^{1,8}$
Шариковые упорные и упорно-радиальные	$\leq 25,4$	$\neq 90$	$C_a = b_m \cdot f_c \cdot (i \cos \alpha)^{0,7} \cdot \text{tg} \alpha \cdot z^{2/3} \cdot D_{\text{вн}}^{1,8}$
		90	$C_a = 3,647 \cdot b_m \cdot f_c \cdot z^{2/3} \cdot D_{\text{вн}}^{1,4}$
	$> 25,4$	$\neq 90$	$C_a = 3,647 \cdot b_m \cdot (\cos \alpha)^{0,7} \cdot \text{tg} \alpha \cdot z^{2/3} \cdot D_{\text{вн}}^{1,4}$
Роликовый упорный и упорно-радиальный	—	90	$C_a = b_m \cdot f_c \cdot L_{\text{вн}}^{7/9} \cdot \text{tg} \alpha \cdot z^{3/4} \cdot D_{\text{вн}}^{29/27}$
		$\neq 90$	$C_a = b_m \cdot f_c \cdot (L_{\text{вн}} \cdot \cos \alpha)^{7/9} \cdot \text{tg} \alpha \cdot z^{3/4} \cdot D_{\text{вн}}^{29/27}$

*Примечание.* В формулах таблицы: 1.  $b_m$  – коэффициент, характеризующий свойства стали с учетом способа ее изготовления, значения которого зависят от типа и конструкции подшипника. 2.  $f_c$  – коэффициент, зависящий от геометрии деталей подшипника, точности их изготовления и металла. 3. Числовые значения  $b_m$  и  $f_c$  приведены в [42].

**Динамическая эквивалентная радиальная нагрузка** – это неподвижная радиальная нагрузка, под воздействием которой подшипник будет иметь такой же ресурс, как и в условиях действительного нагружения.

**Динамическая эквивалентная осевая нагрузка** – это постоянная центральная осевая нагрузка, под воздействием которой подшипник будет иметь такой же ресурс, как и в условиях действительного нагружения.

Для радиальных и радиально-упорных подшипников динамическая эквивалентная нагрузка находится по формуле:

$$P = P_r = (XV \cdot F_r + Y \cdot F_a) K_B \cdot K_T; \quad (16.35)$$

для упорных подшипников –

$$P = P_a = F_a \cdot K_B \cdot K_T; \quad (16.36)$$

для упорно-радиальных –

$$P = P_a = (X \cdot F_r + Y F_a) K_B \cdot K_T. \quad (16.37)$$

В формулах (16.35...16.37)  $X$  и  $Y$  – соответственно коэффициенты радиальной и осевой нагрузок;  $F_r$  и  $F_a$  – соответственно радиальная и осевая нагрузки на подшипник;  $V$  – коэффициент вращения: при вращении внутреннего кольца  $V = 1$ , при вращении наружного –  $V = 1,2$ ; для сферических подшипников  $V = 1$  – в любом случае вращения колец;  $K_B$  – коэффициент безопасности, учитывающий отклонение кратковременной перегрузки по отношению к расчетной нагрузке (табл. 16.9);  $K_T$  – температурный коэффициент (табл. 16.10), учитывающий влияние температуры подшипника, превышающий  $100^\circ\text{C}$  в рабочем состоянии. В подшипниках, работающих при повышенных температурах, используют стали с повышенной температурой отпуска. Такие подшипники в условном обозначении имеют букву  $T$  с цифрой от 1 до 6, например  $T1, T5$ .

Таблица 16.9

### Значения коэффициента $K_B$

Характер нагрузки на подшипник	$K_B$
1. Нагрузка спокойная, толчки отсутствуют	1
2. Нагрузка с легкими толчками, перегрузка до 125%	1...1,2
3. Нагрузка с умеренными толчками, наличие вибрации, перегрузка до 150%	1,3...1,8
4. Нагрузка со значительными толчками и вибрацией, кратковременная перегрузка до 200%	1,8...2,5
5. Нагрузка с сильными ударами, перегрузка до 300%	2,5...3,0



Значения коэффициента  $K_T$ 

Рабочая температура, °C	≤100	125	150	175	200	225	250
$K_T$	1	1,05	1,1	1,15	1,25	1,35	1,40

*Примечание.* Температура отпуска обычных подшипников составляет 150...200°C. Температура отпуска специальных (термостойких) подшипников соответствует, °C:

T	T1	T2	T3	T4	T5	T6
200	225	250	300	350	400	450

Рабочая температура должна быть ниже температуры отпуска по меньшей мере на 50°C.

Коэффициенты  $X$  и  $Y$  (таблицы 16.11...16.12) зависят от конструкции подшипника и параметра осевого нагружения –  $e$ .

При отсутствии осевой нагрузки в подшипнике из-за наличия радиального зазора имеет место повышенная неравномерность нагружения тел качения. При наличии осевой и постоянной радиальной нагрузок зазор выбирается. Увеличивается дуга нагружения (рис. 16.9), а нагрузка между телами качения распределяется равномернее. До некоторого предельного значения  $e = F_d/F_r$  это компенсирует увеличение общей нагрузки подшипников. Поэтому  $X$  и  $Y$  имеют различные значения в зависимости от условий  $F_d/(VF_r) > e$  и  $F_d/(VF_r) \leq e$ .

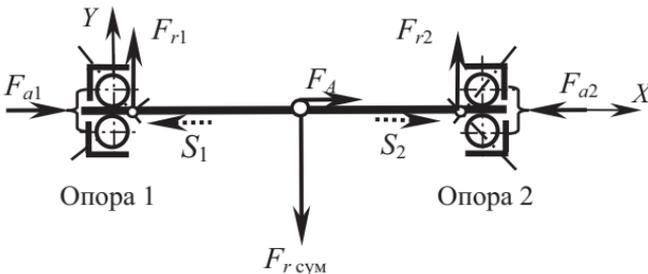


Рис. 16.13. Схема нагружения вала к расчету опор на радиально-упорных подшипниках качения

В радиально-упорных шариковых подшипниках с  $\alpha < 18^\circ$  из-за пониженной жесткости подшипников под действием осевой нагрузки угол контакта изменяется, поэтому  $e$  зависит еще от  $F_a$  (относительной осевой нагрузки  $F_a/(i \cdot z \cdot D_w^2)$ ).

Значения  $e$  и коэффициентов  $X$ ,  $Y$  для подшипников радикальных и радикально-упорных

Тип подшипника	Угол контакта $\alpha$ , град	Относительная осевая нагрузка $e$	Подшипники								
			однорядные		двухрядные		$F_d(V \cdot F_r) > e$	$F_d(V \cdot F_r) \leq e$	$F_d(V \cdot F_r) > e$		
			$X$	$Y$	$X$	$Y$				$X$	$Y$
Шариковый радиальный	0	$0,284 \cdot (f_m)^{0,224}$	0,56	0,44/e	1,0						
	5	$0,284 \cdot (f_m)^{0,224}$ при $f_m \leq 1,03$	1,0	0,44/e	1,0		1,0				0,44/e
Шариковый радиально-упорный	при	$0,333 \cdot (f_m)^{0,247}$ ; $5,17 \geq f_m > 1,03$	1,0	0	1,0		0,63/e				0,85/e
		$0,385 \cdot (f_m)^{0,189}$	0,46	0,54/e	1,0		0,63/e				0,88/e
	10	$0,457 \cdot (f_m)^{0,116}$	0,44	0,56/e	1,0		0,629/e				0,91/e
	15		0,43	1,0	1,0		1,09				1,63
	20		0,41	0,87	1,0		0,92				1,41
Роликовый радиально-упорный	25		0,39	0,76	1,0		0,78				1,24
	30		0,37	0,66	1,0		0,66				1,07
	35		0,35	0,57	1,0		0,55				0,93
	40		0,33	0,50	1,0		0,47				0,81
	45		0,4	0,7 ctg $\alpha$	1,0		0,45 ctg $\alpha$				0,67 ctg $\alpha$

Примечание. 1. Для однорядных радикальных и радикально-упорных подшипников при значениях  $F_d(V \cdot F_r) \leq e$  коэффициенты  $X = 1$ ;  $Y = 0$ . 2. Функция  $f_m = F_d(t \cdot z \cdot D_w)$ .

Таблица 16.12  
 Значения и расчетные формулы для «е» коэффициентов X, Y шариковых упорных и упорно-радиальных подшипников [42]

Угол кон-такта $\alpha$ , град	Предельные значения $F_d(F_r)$	Подшипники							
		одинарные $F_d(VF_r) > e$		двойные $F_d(VF_r) \leq e$					
		X	Y	X	Y				
45	1,25								
50	1,49	0,66		1,18	0,59			0,66	
55	1,79	0,73		1,37	0,57			0,73	
60	2,17	0,81		1,60	0,56			0,81	
65	2,68	0,92		1,90	0,55			0,92	
70	3,43	1,06		2,30	0,54			1,06	
75	4,67	1,28		2,90	0,53			1,28	
80	7,09	1,66	1,0	3,89	0,52			1,66	1,0
85	14,28	2,43		5,86	0,52			2,43	
		4,80		11,75	0,51			4,80	
$\neq 90$	$e = 1,25 \operatorname{tg} \alpha$	$e(1 - \frac{2}{3} \sin \alpha)$		1,0	$0,615 e(1 - \frac{1}{3} \sin \alpha)$				

**Минимальная осевая сила  $S$  в опорах  
из регулируемых радиально-упорных подшипников**

Тип подшипника	Угол $\alpha$ , градус	Формулы расчета $S$
Шариковый	12	$0,57 \cdot (F_r/C_{or})^{0,22} \cdot F_r$
	15	$0,58 \cdot (F_r/C_{or})^{0,14} \cdot F_r$
	$\geq 18$	$e \cdot F_r$
Роликовый	12...36	$0,83 \cdot e \cdot F_r$

*Примечание.* Для роликовых подшипников коэффициент 0,83 учитывает иной, чем в шариковых, характер распределения нагрузки между телами качения.

В опорах валов, сконструированных на радиально-упорных подшипниках, от действия только радиальных сил возникают осевые, которые необходимо учитывать при определении расчетных нагрузок. В этом случае распределение нагрузки между телами качения будет существенно зависеть от осевых зазоров между кольцом и телами качения. При повышенных зазорах неравномерность распределения нагрузок увеличивается. Оптимальным будет зазор, близкий к нулю, при рабочих температурах подшипника. Поэтому в таких опорах всегда предусматривается регулировка осевого зазора. Формулы для расчета минимальной осевой силы ( $S$ ) приведены в табл. 16.13. В правильно сконструированной и отрегулированной опоре (например, рис. 16.13), должны выдерживаться условия:

$$\left. \begin{array}{l} F_{a1} \geq S_1 \\ F_{a2} \geq S_2 \end{array} \right\} \text{ и } \sum F_{(x)} = 0, \quad (16.38)$$

где  $F_{a1}$  – расчетная осевая нагрузка подшипника в опоре 1,  $F_{a2}$  – в опоре 2;  $S_1$  и  $S_2$  – соответственно – минимальные осевые силы.

#### 16.12.4. Расчеты сдвоенных подшипников

При конструировании опор валов с использованием радиально-упорных подшипников для восприятия осевых нагрузок обоих направлений применяют парный монтаж по одной из схем: широкий торец к широкому (О); узкий торец к узкому (Х); узкий торец к широкому (тандем – схема Т). Подшипники одного комплекта селективно подобраны, не взаимозаменяемы с другим комплектом того же типа. При расчете базовой радиальной расчетной грузоподъемности сдвоенных радиально-упорных подшипников, установленных в опоре по схемам О или Х, их рассматривают как один двухрядный радиально-упорный подшипник. При расчете базовой радиальной расчет-



ной грузоподъемности подшипников, установленных по схеме Т, используют зависимость:

$$C_{гком} = (i)^k \cdot C_r, \quad (16.39)$$

где  $C_{гком}$  – базовая радиальная грузоподъемность комплекта подшипников, Н;  $C_r$  – базовая радиальная грузоподъемность одного однорядного подшипника;  $k$  – показатель степени:  $k = 0,7$  – для шариковых радиально-упорных подшипников,  $k = 7/9$  – для роликовых;  $i$  – число подшипников в комплекте.

Расчет эквивалентной радиальной нагрузки сдвоенных подшипников выполняют по формуле (16.35). Значения коэффициентов  $X$  и  $Y$  назначают по таблицам (16.11...16.12).

При компоновке фиксирующих опор с использованием двух радиально-упорных подшипников, которые заменяются независимо друг от друга, изложенные выше условия к ним не применимы. Действующую на комплект нагрузку следует прикладывать к одному подшипнику. Сдвоенная установка двух одинаковых шариковых радиальных однорядных подшипников приравнивается к одному двухрядному подшипнику (ГОСТ 18855-94). Однако такая установка нежелательна.

#### 16.12.5. Радиальные зазоры и осевая игра в подшипниках качения

**Радиальный зазор** между кольцами и телами качения в подшипнике – это возможность взаимного перемещения колец относительно друг друга в радиальном направлении.

**Осевая игра** – это осевое перемещение кольца подшипника из одного крайнего положения в другое при неподвижном парном кольце. Осевая игра является следствием наличия радиального зазора.

Эксплуатационные характеристики опор (грузоподъемность, жесткость, расстояние между опорами, условия монтажа, вид смазки и др.) в значительной мере связаны с правильным выбором подшипника, имеющего оптимальные для данных условий эксплуатации радиальные зазоры или осевую игру. Оптимально сформированные зазоры обеспечивают рациональное распределение нагрузки между телами качения, способствуют уменьшению вибрации и шума при работе, обеспечивают требуемое смещение вала в осевом и радиальном направлениях.

В нерегулируемых подшипниках различают три вида радиальных зазоров: *начальный*, *посадочный* и *рабочий*. Начальный радиальный зазор ( $C_r$ ) характеризуется условно номером группы, проставленной перед обозначением класса точности подшипника. Для классификации подшипников по группам зазоров ГОСТ 24810-81 «Подшипники



качения. Зазоры. Размеры» устанавливает шесть групп зазоров: С1, С2, «нормальный», С3, С4, С5. Подшипники с группой зазоров «нормальный» дополнительного обозначения не имеют. В справочной литературе приводятся радиальные зазоры в нерегулируемых подшипниках. Некоторое представление о зазорах дают следующие примеры. Обозначение подшипника: 76-108 – шарикоподшипник радиальный однорядный (типоразмер 108), класс точности – 6, радиальный зазор по 7-му ряду (наименьший зазор – 21 мкм, наибольший – 39 мкм); 207 – шарикоподшипник радиальный однорядный (типоразмер 207), класс точности – 0, с радиальными зазором по нормальному ряду (наим. – 12 мкм, наиб. – 26 мкм); 32124 – роликоподшипник с короткими цилиндрическими роликами (типоразмер 32124), класс точности – 0, с радиальным зазором по нормальному ряду (наим. – 50 мкм, наиб. – 80 мкм).

Посадочный радиальный зазор формируется в подшипнике после его установки в опору, при этом внутренний диаметр наружного кольца уменьшается, а наружный диаметр внутреннего кольца увеличивается из-за посадочных деформаций. Таким образом, посадочный зазор будет всегда меньше начального (возможен даже натяг). Во время эксплуатации механизма при установившихся температурных режимах и режимах нагружения в подшипниковой опоре образуется рабочий радиальный зазор, который будет уменьшаться или увеличиваться за счет контактной упругой деформации наиболее нагруженного тела с дорожками качения колец.

Подшипники, используемые в нормальных условиях эксплуатации, должны иметь радиальный зазор, отвечающий нормальному ряду. Опоры механизмов, работающих со значительными перепадами рабочих температур корпусных деталей и валов (больше 10...20°C), а также работающих с высокими и динамическими нагрузками, когда требуются значительные посадочные натяги на вал и в корпус, конструируют с использованием подшипников с увеличенными радиальными зазорами.

Радиальные самоустанавливающиеся подшипники с увеличенным радиальным зазором применяют при недостаточной соосности посадочных мест.

В радиально-упорных подшипниках регулируемых типов и в упорных подшипниках требуемая осевая игра устанавливается осевым перемещением колец подшипника. Примерные величины осевой игры для таких подшипников приведены в таблицах 16.14...16.16 при разности температур вала и корпуса 10...20 °C [92].

Таблица 16.14

**Рекомендуемая осевая игра для радиально-упорных  
однорядных шариковых подшипников**

Диаметр отверстия подшипника $d$ , мм		Угол контакта, градус						Расстояние между разне- сенными под- шипниками, $l_{\max}$ , мм
		12...18			свыше 25			
		Подшипники						
		сдвоены		разнесены		сдвоены		
св.	до	Рекомендуемая осевая игра, мкм						
		наим.	наиб.	наим.	наиб.	наим.	наиб.	
–	30	20	40	30	50	10	20	$8 d$
30	50	30	50	40	70	15	30	$7 d$
50	80	40	70	50	100	20	40	$6 d$
80	120	50	100	60	150	30	50	$5 d$
120	180	80	150	100	200	40	70	$4 d$
180	260	120	200	150	250	50	100	$(3...6) d$

Таблица 16.15

**Рекомендуемая осевая игра для конических  
однорядных роликовых подшипников**

Диаметр отверстия подшипника $d$ , мм		Угол контакта, градус						Расстояние между разнесенными подшипниками, $l_{\max}$ , мм
		10...16			свыше 20			
		Подшипники						
		сдвоены		разнесены		сдвоены		
св.	до	Рекомендуемая осевая игра, мкм						
		наим.	наиб.	наим.	наиб.	наим.	наиб.	
–	30	20	40	40	70	–	–	$14 d$
30	50	40	70	50	100	20	40	$12 d$
50	80	50	100	80	150	30	50	$11 d$
80	120	80	150	120	200	40	70	$10 d$
120	180	120	200	200	300	50	100	$9 d$
180	260	160	250	250	350	80	150	$6,5 d$

Таблица 16.16

**Рекомендуемая осевая игра для двойных и одинарных сдвоенных  
упорных шариковых подшипников**

Диаметр отверстия подшипника $d$ , мм		Серии подшипников					
		8100		8200, 8300		8400	
		Рекомендуемая осевая игра, мкм					
св.	до	наим.	наиб.	наим.	наиб.	наим.	наиб.
–	50	10	20	20	40	–	–
50	120	20	40	40	60	60	80
120	140	40	60	60	80	80	120



### 16.12.6. Посадки подшипников качения

Работоспособность подшипников в опорах механизмов в значительной степени зависит от характера соединения колец подшипников с валом и корпусом. При назначении посадки необходимо учитывать надежность крепления колец по заданной посадке, легкость монтажа и демонтажа подшипника, возможность перемещения кольца в «плавающей» опоре. Точность изготовления подшипников качения установлена ГОСТ 520-89 (ИСО 492-86, ИСО 199-79) «Подшипники качения. Общие технические условия». Стандартами предусмотрены следующие классы точности: 0, 6, 5, 4, 2, Т – для шариковых радиальных и радиально-упорных и роликовых радиальных подшипников; 0, 6х, 6, 5, 4, 2 – для роликовых конических подшипников; 0, 6, 5, 4, 2 – для упорных и упорно-радиальных подшипников; 8 и 7 – дополнительные классы точности более низкие, чем класс 0.

Класс точности задает предельные отклонения размеров деталей подшипника, формы и расположение поверхностей. Поле допуска размера наружного кольца подшипника располагается в тело, а поле допуска размера внутреннего кольца не в тело (как это имеет место в стандартной системе отверстия), а в противоположную сторону. Различные посадки обеспечиваются выбором соответствующих отклонений размеров шеек валов и отверстий корпусов. Поля допусков, технические требования к посадочным поверхностям валов и отверстий корпусов, регламентируются ГОСТ 3325-85.

В зависимости от условий работы подшипника в опоре различают местное, циркуляционное и колебательное нагружения колец подшипника.

В случае местного нагружения кольцо подшипника воспринимает постоянную по направлению нагрузку ограниченным участком дорожки качения и передает ее соответствующему ограниченному участку посадочной поверхности вала или корпуса.

При циркуляционном нагружении кольцо подшипника воспринимает результирующую нагрузку последовательно всей окружностью дорожки качения и передает ее всей посадочной поверхности вала или корпуса.

В случае местного нагружения при вращении кольца подшипника нагрузка направлена и действует на одно и то же место в кольце; при циркуляционном нагружении за каждый оборот подшипника последовательно нагружаются все участки дорожки качения кольца; при колебательном нагружении нагрузка действует на ограниченный по дуге участок дорожки качения. Интенсивность нагружения подшипниковых узлов, определяемая отношением динамической эквивалентной нагрузки к базовой расчетной динамической грузоподъемности, устанавливает режим работы подшипника (табл. 16.17).



**Режимы работы подшипников качения (ГОСТ 3325-85)**

Режим работы	Относительная нагрузка
Легкий	$P/C \leq 0,07$
Нормальный	$0,07 < P/C \leq 0,15$
Тяжелый	$P/C > 0,15$
Особый	–

*Примечание.* К режиму «особый» относят условия эксплуатации подшипников, работающих при ударных и вибрационных нагрузках. Посадки для этого режима выбирают, как для режима «тяжелый».

Посадка вращающихся колец подшипников для исключения их проворачивания относительно посадочной поверхности вала или отверстия корпуса в процессе работы под нагрузкой назначается с гарантированным натягом. Посадку одного из не вращающихся колец подшипников двухопорного вала необходимо назначать с небольшим гарантированным зазором. В таблицах 16.18 и 16.19 приведены рекомендуемые ГОСТ 3325-85 поля допусков вала и отверстия корпуса для установки подшипников качения на вал и в отверстие корпуса.

При назначении посадок колец следует руководствоваться следующим. С ростом относительной нагрузки, увеличением интенсивности силы толчков величина натягов в посадке возрастает. С ростом частоты вращения подшипника посадки должны быть более свободными, это позволяет сохранять зазоры в подшипнике ближе к начальным, повышать точность вращения, снижать теплонапряженность. Посадки колец роликовых подшипников назначают с большим натягом, чем шариковых, т. к. нагрузка выше, чем в шарикоподшипниках. Для радиально-упорных подшипников посадки с большим натягом предпочтительнее, т. к. зазоры в подшипнике формируются в процессе сборки опоры. В таблицах 16.18 и 16.19 приведены рекомендуемые поля допусков в различных машинах и изделиях. Для тугих колец упорных шариковых и роликовых подшипников применяют посадки  $L0/j_s6$  или  $L6/j_s6$ .

Кольца подшипников имеют малую толщину и соответственно низкую жесткость в радиальном направлении, жесткость колец в осевом направлении значительно выше. Это приводит к существенному влиянию геометрической формы посадочных мест на размеры и форму дорожек подшипников качения. Например, овальность и огранка посадочной поверхности вала с числом граней 3 в посадках с натягом, передаваясь на поверхности качения, искажают их форму и вызывают повышенный уровень вибрации и износа подшипников при работе машины.

Посадочные места под подшипники должны иметь параметры шероховатости, указанные в таблице 16.20 [55], а допустимые отклонения формы посадочных мест – соответствовать таблице 16.21.

Точность положения колец подшипников относительно оси вращения обуславливается наличием перекосов, вызванными отклонениями посадочных поверхностей под подшипник, погрешностями монтажа, деформациями в местах контакта, температурными деформациями и жесткостью сопряженных деталей. Для обеспечения удовлетворительной работоспособности подшипника допустимые углы взаимного перекоса не должны превышать значений, приведенных в табл. 16.22.

## **16.13. Основы конструирования подшипниковых узлов**

### **16.13.1. Основные принципы конструирования**

Конструкция подшипникового узла зависит от назначения механизма, условий его эксплуатации, от направления и величины действующих нагрузок, требуемой долговечности, скорости вращения, состояния внешней среды, технологических возможностей изготовления деталей узла, системы смазки и уплотнений и др.

Практикой отработан следующий примерный порядок проектирования подшипниковых узлов.

1. Эскизная компоновка узла в зависимости от требований, предъявляемых к механизму.
2. На основании кинематической схемы механизма и его силовых характеристик расчет величин и направлений действующих на опоры нагрузок.
3. Назначение необходимого типа подшипника в зависимости от направления действующих нагрузок, частоты вращения подшипника, условий монтажа, эксплуатации и др.
4. Определение типоразмера подшипника в соответствии с действующими нагрузками, требуемой долговечностью, частотой вращения и влиянием окружающей среды.
5. Выбранный типоразмер подшипника согласовывается с общей конструкцией и технологией изготовления подшипникового узла. Учитывают: целесообразность расточки отверстий в корпусе под один диаметр для посадки различно нагруженных подшипников, затруднения при изготовлении ступенчатых валов с большими перепадами диаметров и иные технологические причины. Все это заставляет иногда отказываться от подшипников, более выгодных с точки зрения несущей способности, и использовать подшипники, более соответствующие конструкции узла.



Рекомендуемые поля допусков для установки подшипников качения на вал

Условия выбора полей допусков		Подшипники				Рекомендуемые поля допусков для подшипников классов точности
		Диапазон диаметров отверстий				
		Шариковые		Роликовые		
нагружение	режим работы	радиально-упорные	цилиндрические	конические	сферические	0 и 6
		радиальные и радиально-упорные; все диапазоны диаметров				
Местное внутренне-го кольца (вращающийся корпус)	летки и нормальный, трехконтурный, не триа	радиально-упорные; все диапазоны диаметров				<i>h6 (h6)</i>
	тяжелый и нормальный, не триа	кольца на валу внутреннего	радиально-упорные; все диапазоны диаметров			
Местное внутренне-го кольца (вращающийся корпус)	валу	радиально-упорные; все диапазоны диаметров				<i>f6</i> <i>g6</i> <i>f6</i> <i>(f6)</i> <i>h6</i>
	бугря перемещение кольца на валу	радиально-упорные; все диапазоны диаметров				<i>h6</i>
		радиально-упорные; все диапазоны диаметров				

Продолжение таблицы 16.18

Условия выбора полей допусков		Подшипники				Область применения	Рекомендуемые поля допусков для подшипников для кл. точности		
		Диапазон диаметров отверстий							
		Шариковые		Роликовые					
нагружение	режим работы	радиальные	радиально-упорные	цилиндрические	конические	сферические	0 и 6	5 и 4	
		до 18	—	—	—	—			
Циркуляционное, вращающийся вал	легкий и нормальный	св. 18 до 100	до 100	до 40	—	—	k6 js6	k5 js	
		св. 100 до 140	св. 40 до 140	св. 40 до 140	—	—	k6 h6 js6	k5	
Циркуляционное, колёса-вал	нормальный и тяжелый	до 18	до 100	до 40	до 40	св. 140 до 250	—	js5	
		св. 18 до 100					js6		
		св. 100 до 140	св. 40 до 100	св. 100 до 140	св. 100 до 200	св. 100 до 140	св. 140 до 200	m6	m5
		св. 140 до 200	св. 200 до 250	св. 140 до 250	св. 140 до 250	св. 140 до 250	св. 140 до 250	n6 p6	n5 —



Окончание таблицы 16.18

Условия выбора полей допусков		Подшипники				Область применения	Рекомендуемые поля допусков для подшипников для кл. точности
		Диапазон диаметров отверстий					
		Шариковые		Роликовые			
нагруженное	режим работы	радиальные	радиально-упорные	цилиндрические игольчатые	конические	сферические	0 и 6
		–	–	св. 50 до 140	–	св. 50 до 100	–
		–	–	св. 140 до 200	–	св. 100 до 140	–
		–	–	–	–	–	т6
		–	–	–	–	–	р6
		–	–	–	–	–	г6

Циркуляционное или колебательное (вращающийся вал)

тяжелыми с ударными нагрузками



Таблица 16.19

## Рекомендуемые поля допусков для установки подшипников в отверстия корпуса

Корпус	Условия выбора полей допусков			Область применения	Рекомендуемые поля допусков для подшипников кл. точности		
	нагружение	перемещение наружного кольца	режим работы		0 и 6	5 и 4	
1	2	3	4	5	6	7	
Цельный	циркуляционное нагружение наружного кольца (вращающийся корпус)	не перемещается в осевом направлении	тяжелый; конструкция корпуса – тонкостенная; подшипники – радиальные	Передние и задние колеса самолетов, колеса автомобилей на конических подшипниках, ведущие барабаны гусеничных машин, колеса башенных подъемных кранов	P7	P6	
			нормальный и тяжелый				Передние колеса автомашин и тягачей на шарикоподшипниках, колчатые валы, канатные и натяжные шкивы
			нормальный, нагрузка переменная				
	колебат. (вращающийся корпус или комбинир. вращение)		нормальный и тяжелый	электродвигатели, насосы, коробки передач, задние мосты автомобилей и тягачей	K7	–	

1	2	3	4	5	6	7
Цельный или разъемный	местное нагружение кольца (вращающийся вал)	имеет возможность перемещения в осевом направлении	тяжелый и нормальный  тяжелый, динамическая нагрузка	Электродвигатели, насосы, шпиндели металлорежущих станков	Js7	Js6
			нормальный и легкий	Колесные пары железнодорожного транспорта и трамваев, большинство подшипниковых узлов общего машиностроения	Н7 Н7	–
Цельный	колебательное (вращается вал или корпус)	не перемещается в осевом направлении	нагрузки переменные, меняющиеся по направлению, высокая точность хода; $p \leq 0,15C$	трансмиссионные валы, сельскохозяйственные машины шпиндели металлорежущих станков	Н8	–
			легкий $p \leq 0,07C$	шлифовальные шпиндели, ма- лые электромоторы	К6	К5
Цельный	колебательное	легко перемещается в осевом		высокоскоростные электродвигатели для высокоточных при- боров	Н6	Js6 Js5
					Н7, Н6	Н6, Н5

Таблица 16.20  
**Параметры шероховатости посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов под подшипники качения**

Класс точности	Подшипники качения		Посадочные поверхности		
	св.	Номинальный диаметр, мм	валов	опорных торцов заплечиков	
				до	параметр шероховатости $R_{cs}$ , мкм
0	–	80	1,25	1,25	2,5
	80	500	2,5	2,5	2,5
6 и 5	–	80	0,63	0,63	1,25
	80	500	1,25	1,25	2,5
4	–	80	0,32	0,63	1,25
	80	500	0,63	1,25	2,5

Допуски формы и расположения посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов, сопрягаемых с подшипниками качения

Номинальные диаметры $d$ и $D$ подшипников качения, мм		Классы точности подшипников											
		посадочные поверхности, сопрягаемые с подшипником вала						отверстия корпуса					
		допуск круглости и профиля продольного сечения, мкм		допуск круглости и профиля продольного сечения, мкм		допуск круглости и профиля продольного сечения, мкм		допуск круглости и профиля продольного сечения, мкм		допуск круглости и профиля продольного сечения, мкм		допуск круглости и профиля продольного сечения, мкм	
св.	до	0 и 6	5 и 4	0	6	5	4	0 и 6	5 и 4	0	6	5	4
18	30	3,5	1,5	21	13	6	4	5	2	33	21	9	6
30	50	4	2	25	16	7	4	6	2,5	39	25	11	7
50	80	5	2	30	19	8	5	7,5	3	46	30	13	8
80	120	6	2,5	35	22	10	6	9	3,5	54	35	15	12
120	180	6	3	40	25	12	8	10	4	63	40	18	14
180	250	7	3,5	46	29	14	10	11,5	5	72	46	20	16
250	315	8	4	52	32	16	—	13	5,3	81	52	23	30

**Допуски соосности посадочных поверхностей и допустимые углы взаимного перекоса  
колец подшипников**

Тип подшипника	Допуски соосности посадочных поверхностей длиной $B=10$ мм в диаметральном выражении, мкм		Допустимые углы взаимного перекоса колец подшипника, мин	Допустимые углы взаимного перекоса от технологической погрешности обработки, мкм	
	вала	корпуса		общий	вала корпуса
радиальный однорядный шариковый (при радиальном нагружении) с радиальным зазором: нормальным по 7-му ряду по 8-му ряду	—	—	—	—	—
	4,0	8,0	4	1,33	2,67
	6,0	12,0	6	2	4
	8,0	16,0	8	2,67	5,33
конический с роликами: без модифицированного контакта с небольшим модифицированным контактом	—	—	—	—	—
	1	2	1	0,33	0,67
	2	4	2	0,67	1,33
	—	—	—	—	—
радиально-упорный шариковый однорядный с углом контакта:	3	6	3	1	2
	2,4	4,8	2,5	0,83	1,67
	—	—	—	—	—
	6	12	6	2	4
радиальный сферический двухрядный: шариковый ГОСТ 5720-75 роликовый ГОСТ 5721-75	6	12	6	2	4
	6	12	6	2	4

*Примечание.* 1. Данные таблицы соответствуют ГОСТ 3325-85 с переводом градусов и секунд в минуты угловые. 2. При длине посадочного места отличающегося от 10 мм табличные значения допусков следует умножить на  $B/10$ .

6. Назначение необходимого класса точности подшипника в зависимости от требований, предъявляемых к точности вращения вала (ограничения зазоров в подшипнике, радиальных и осевых биений и т. д.).

7. Определение характера сопряжения колец подшипника с посадочными поверхностями вала и корпуса, способа крепления на посадочных местах.

8. Определение типа смазочного материала, выбор системы уплотняющих устройств в зависимости от частоты вращения и состояния окружающей среды, температурных условий работы и назначения узла.

9. Окончательное принятие решения по конструкции подшипникового узла с обеспечением необходимых прочности и жесткости сопрягаемых с подшипниками деталей, соосности посадочных мест, легкости монтажа и демонтажа подшипников, защищенности от теплового влияния.

### 16.13.2. Выбор схемы подшипниковых узлов

Подшипники качения служат опорами валов, обеспечивая радиальное и осевое положение их в корпусе. Опору, фиксирующую вал от осевых перемещений, принято называть фиксирующей, а опору, позволяющую перемещаться ему в осевом направлении, – плавающей.

При работе машины от имеющегося в кинематических парах трения и рабочего процесса подшипниковый узел может нагреваться. Тепловые удлинения его деталей оценивают по формуле:

$$\Delta l = l (\alpha_1 \cdot \Delta t_1 - \alpha_2 \cdot \Delta t_2),$$

где  $\alpha$  – коэффициент линейного расширения материала (для легированной стали  $\alpha$  примерно составляет  $11,5 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ , для чугуна –  $10,5 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ ; алюм. сплавы –  $24,5 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ );  $\Delta t_1, \Delta t_2$  – соответственно температура окружающей среды и детали,  $^\circ\text{C}$ ;  $l$  – длина детали, мм.

С целью исключения влияния вредных нагрузок вследствие температурных деформаций и перетяжки подшипников применяют следующие схемы установки подшипников.

1. Обе опоры плавающие. Такая установка подшипников используется, когда осевая фиксация вала выполняется другими элементами конструкции. Например, как это выполнено в конструкции цилиндрического редуктора с шевронной передачей 1 (рис. 16.14).

2. Одну опору выполняют фиксирующей, другую – плавающей (рис. 16.15 а). При этом подшипник (или подшипники) могут не фиксироваться в осевом направлении либо в корпусе, либо на валу. Эта

схема позволяет конструировать опоры длинных валов ( $l > (10...14)d$ ) и валов, опоры которых находятся в разных корпусах.

3. Неподеггающиеся значительному нагреву короткие валы ( $l \approx (3...8)d$ ) устанавливают в наиболее простом исполнении, когда один подшипник предотвращает осевое перемещение вала в одном направлении, а другой – в противоположном. Такую установку называют «в распор» (рис. 16.15 б).

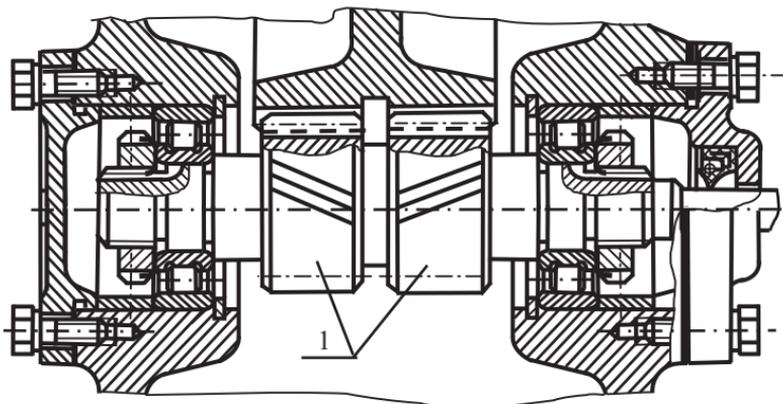


Рис. 16.14 Плавающие опоры вала: 1 – шевронная передача

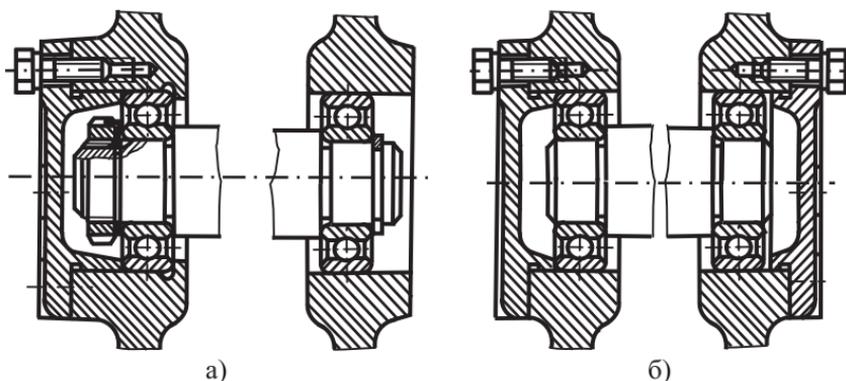
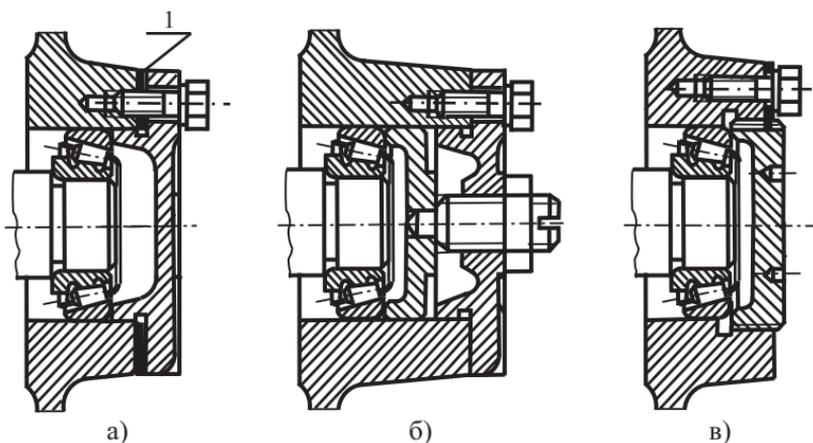


Рис. 16.15. Опоры вала на шариковых подшипниках

В случае проектирования опор на радиальных подшипниках во избежание защемления тел качения между крышкой и наружным кольцом подшипника необходимо формировать осевой зазор:  $c = 0,2...0,5$  мм для опор на шарикоподшипниках (рис. 16.15, б) и  $0,5...1$  мм – роликоподшипниках.

При использовании радиально-упорных подшипников, зазор в которых регламентируется (табл. 16.14...16.15), в опорах предусматриваются средства регулировки осевой игры подшипников (рис. 16.16).

Кольца подшипников в зависимости от принятой схемы установки должны закрепляться в корпусе и на валу, чтобы фиксировать вал в осевом направлении, воспринимая осевую нагрузку, исключать проворот колец на посадочных местах при действии динамических нагрузок.



*Рис. 16.16. Средства регулировки «осевой игры» подшипника:  
а – регулировочными прокладками 1; б – нажимной шайбой и винтом;  
в – резьбовой крышкой*

### **16.13.3. Установка подшипников на валах и в корпусах**

Основным способом крепления подшипника на валу является затяжка внутреннего кольца гайкой (рис. 16.17, г). Наиболее надежную затяжку обеспечивает упор в заплечик или буртик на валу. Такое крепление обеспечивает точную осевую фиксацию подшипника, надежно страхует кольцо подшипника от проворота, позволяет в сопряжении использовать посадки с меньшим натягом.

Упор в заплечик вала без торцового крепления используется только в случае односторонней осевой нагрузки (рис. 16.17, а) и надежным предотвращением кольца от проворота за счет посадочного натяга.

Осуществить затяжку при упоре в пружинное стопорное кольцо, закладываемое в кольцевую канавку на валу (рис. 16.17, б), невозможно из-за опасности его среза или выдавливания из канавки. Поэтому это стопорение используют в целях предохранения от случайных перемещений и при небольших осевых нагрузках.

С целью сокращения длины вала для концевых подшипников (рис. 16.17, в) используют торцовые шайбы, крепящиеся к торцу вала винтами. На гладких валах внутренние кольца подшипников закрепляют в обоих направлениях при помощи конических разрезных втулок (рис. 16.17, д). Для этих целей промышленность выпускает подшипники с коническим внутренним отверстием (конусность 1:12). На втулке подшипник затягивают гайкой, такой способ крепления позволяет регулировать осевое положение подшипника на гладких валах. В силу того, что положение подшипника на валу при затяжке меняется из-за упругих деформаций внутреннего кольца и смятия сопрягаемых поверхностей, подшипники не выдерживают значительных осевых нагрузок, действующих в сторону большего диаметра конуса.

Способы установки подшипников в корпусах приведены на рис. 16.18. В тяжело нагруженных опорах наружное кольцо подшипника затягивают резьбовым соединением с упором в уступ (заплечик) в корпусе или стакане (рис. 16.18, г, з).

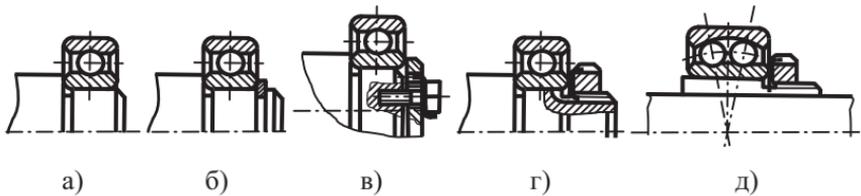


Рис. 16.17. Крепление подшипников на валах

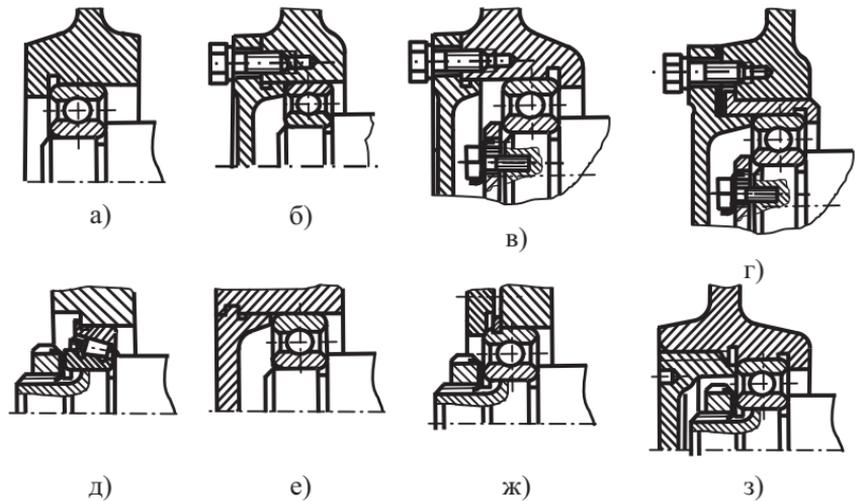


Рис. 16.18. Установка подшипников в корпусах

Затяжка в кольцевые стопорные шайбы слабее (рис. 16.18, ж). В концевых установках наружное кольцо фиксируется с помощью крышек, при этом глухие крышки могут не центрироваться.

Осевое смещение наружных колец подшипников возможно при помощи регулировочных прокладок, устанавливаемых между крышкой и корпусом, а также различных по конструкции резьбовых соединений (рис. 16.16) и др.

#### 16.13.4. Уплотняющие устройства подшипниковых узлов

Подшипниковые узлы входных и выходных валов машин и агрегатов необходимо герметизировать. Это связано с устранением утечки смазочного материала из корпуса машины или опоры и защитой подшипников и деталей от проникновения извне загрязняющих частиц и влаги. Во многих отраслях машиностроения эта задача играет особо ответственную роль. Например, химическое, вакуумное, пищевое машиностроение. В поисках рациональных решений разработано большое количество разнообразных конструкций уплотнений. Все системы уплотнений подразделяют на два класса: контактные и бесконтактные. **К числу контактных** относят сальники, манжеты, разрезные пружинные кольца, торцовые уплотнения и др.

**В бесконтактных конструкциях** уплотнительный эффект достигается за счет действия центробежных сил, гидродинамических явлений и других. К числу таких уплотнений относятся отгонные резьбы, лабиринтные уплотнения, отражательные диски, крыльчатки, ловушки различных типов, дренажные устройства и т. д.

Примеры сальниковых и манжетных уплотнений приведены на рис. 16.19. Простейшее сальниковое уплотнение (рис. 16.19, а) представляет собой коническую канавку со стандартным углом профиля  $15 \pm 1^\circ$ , в которую устанавливается эластичный трущийся элемент в форме трапециевидного или прямоугольного кольца. Материал таких элементов – фетр, войлок или волокнистые материалы, связующим в которых является синтетический каучук. Уплотняющие кольца изготавливают цельными и разрезными. При установке на вал под действием сил упругости материал плотно охватывает поверхность вала. Для увеличения надежности и срока службы шероховатость поверхности вала должна быть не более  $R_a$  (0,32...0,65) мкм, а твердость не ниже  $HRC_3$ , 45; при подводе смазки к сальнику долговечность его резко возрастает. Войлочные или фетровые уплотнения применяют в подшипниковых узлах, заполняемых пластичной смазкой. Перед монтажом кольца пропитывают разогретой смесью жирового солидола и чешуйчатого графита.

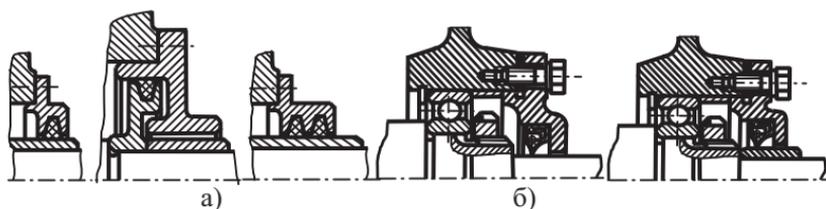


Рис. 16.19. Сальниковые и манжетные уплотнения: а) в конических канавках; б) установка манжеты на вал и промежуточную втулку

В машиностроении широко применяют в уплотнениях армированные манжеты для валов (рис. 16.19, б). Манжета – самостоятельная конструкция. Резиновые армированные манжеты изготавливаются промышленностью в соответствии с ГОСТ 8752-79. Воротник манжеты обжимается на валу браслетного типа пружиной с регламентированным усилием нажатия. Поверхность вала, по которой работает манжета, должна иметь твердость не менее  $HRC, 45$  и шероховатость не более  $0,16...0,32$  мкм. Эффективность работы манжеты зависит от скорости скольжения (угловой скорости вала), температуры, давления, действующего на уплотнение, и качества поверхности вала. С увеличением скорости вращения вала необходимо устанавливать более жесткие допуски на форму поверхности, шероховатости и биение вала. При работе в запыленной среде устанавливают двусторонние манжеты (с пыльником).

Уплотняющие устройства с трущимися металлическими или графитовыми элементами хорошо работают при высоких температурах и на быстроходных валах. Такие устройства делятся на радиальные и осевые. Радиальные уплотнения представляют собой разрезные кольца, укладываемые в проточенные на валу канавки. Число колец зависит от условий работы уплотнения, но обычно не менее двух. Радиальные разрезные кольца из высококачественного чугуна надежно работают при скоростях до  $10$  м/с как с жидкой, так и пластичной смазкой.

В осевых уплотняющих устройствах поверхности уплотнения располагают перпендикулярно оси вала, а создаваемые пружиной (пружинами) силы прижатия трущихся поверхностей – вдоль оси вала. Как правило, осевое уплотнение включает два уплотнения: торцовое и радиальное. Подвижный диск в процессе эксплуатации имеет незначительные осевые перемещения, поэтому радиальное уплотнение – простейшее (резиновые кольца, пружинные разрезные кольца, сальники и т. д.). Постоянный контакт между подвижным диском  $a$  и неподвижным  $b$  (рис. 16.20) обеспечивается осевым усилием от пружины; поверхности трения

обрабатывают до шероховатости  $R_a = 0,16...0,32$  мкм, при этом должны быть обеспечены перпендикулярность торцевой поверхности подвижного диска относительно направляющей поверхности вала и параллельность трущихся поверхностей. Эффективность работы такого уплотнения зависит также от удачного подбора материалов трущихся пары: сталь-баббит; закаленная или азотированная сталь-бронза; углеграфитовые антифрикционные материалы, пластики и др.



Рис. 16.20. Комбинированные уплотнения

Наиболее простым бесконтактным уплотнением является кольцевая щель между валом и корпусом. Эффективность такого уплотнения невысокая, т. к. длина щели, как правило, ограничена. Для повышения эффективности щелевого уплотнения вводят кольцевые канавки на валу, на втулке или одновременно на валу и на втулке. Назначение канавок – создать гребешки на валу, которые отбрасывают масло центробежными силами в кольцевое пространство между валом и втулкой. Область применения таких уплотнений – машины, работающие в чистой и сухой окружающей среде [86].

Наибольший эффект достигается использованием различных комбинированных уплотнений (рис. 16.20), сочетающих торцовое (детали а, б) и радиальное уплотнения (резиновые кольца в канавках), предотвращающие утечки жидкости, указанные стрелками.

В ряде случаев, при ограниченных габаритах подшипникового узла, применяют подшипники со встроенными защитными шайбами типа 60000 с одной защитной шайбой и 80000 с двумя защитными шайбами, которые выпускаются заправленными смазочным материалом.

### 16.13.5. Смазка подшипниковых узлов

С целью снижения трения в подшипниках качения, стабилизации теплового режима работы подшипникового узла, снижения шума механизма, подшипники смазывают. В подшипниковых узлах для смазки используют пластичные и жидкие смазки. При выборе вида смазки следует учитывать следующие факторы.

1. Размеры подшипника и частоту его вращения. При окружных скоростях 4...5 м/с можно применять как пластичные, так и жидкие смазки. При больших окружных скоростях следует применять жидкие смазки. Чем выше окружная скорость, тем меньшей вязкостью должно обладать масло. Чем выше окружная скорость при использовании пластичных смазок, тем меньшую консистенцию должна иметь смазка.

2. Чем выше нагрузка на подшипник, тем большей вязкостью должны обладать жидкие смазки, а пластичные смазки – большей консистенцией.

3. Рабочую температуру подшипникового узла. Вязкость жидких и консистенция пластичных смазок снижаются с повышением температуры. Для работающих при низкой температуре подшипников (ниже 0°С) следует назначать сорта масел, имеющих минимальную вязкость, а температуру застывания на 15...20°С ниже рабочей температуры узла. Для подшипников, работающих при температуре выше 70...80°С, следует использовать загущенные масла.

4. Состояние окружающей среды. В подшипниковых узлах, работающих в среде с вредными газами, парами и другими веществами, рекомендуется использовать пластичные смазки.

Применение пластичных смазок для подшипников ограничивается умеренными температурами; наиболее целесообразно применять их в конструкциях с затрудненными условиями обслуживания в эксплуатации. Смазку в такие узлы вводят в момент их сборки. Закрытые подшипники качения заполняют преимущественно смазкой ЦИАТИМ-201; при заполнении другими смазками ставят дополнительную маркировку на торце подшипника правее номера в виде индекса С1...С18. Для пластичного смазочного материала в корпусе подшипника предусматривается некоторый свободный объем, который заполняют смазкой на 2/3 при  $n \leq 1500$  мин<sup>-1</sup> и на 1/3...1/2 при  $n > 1500$  мин<sup>-1</sup>. При повышенных температурах (до 100°С) применяют Литол-24 ГОСТ 21150-75; при температурах до 150°С – ЦИАТИМ-221 ГОСТ 9433-60 и др.

Для подшипниковых узлов с жидкими маслами применяются следующие способы смазывания: окунанием в масляную ванну; при помощи фитилей и разбрызгиванием, с помощью винтовых канавок, конических насадок, дозирующих масленок, распыливанием.

Смазывание в масляной ванне применяют для узлов с горизонтальным расположением вала, когда подшипник изолирован от общей системы смазки. При частоте вращения вала до 3000 мин<sup>-1</sup> уровень масла не должен превышать середины нижнего шарика или ролика, а при частоте вращения свыше 3000 мин<sup>-1</sup> ниже указанного уровня; требуется контроль за уровнем масла.

Фитильная смазка применяется в быстроходных подшипниковых узлах. Помимо дозированной подачи фитиль выполняет роль эффективного фильтра. Этот вид смазывания используют на вертикальных и горизонтальных валах.

Смазывание разбрызгиванием применяют в механизмах, где подшипники допускается смазывать тем же маслом, что и остальные детали изделия. Погружение в масло разбрызгивающей детали должно быть таким, чтобы не создавалось заливающей подшипник струи. Во избежание попадания излишнего масла в подшипники, продуктов износа других деталей, работающих в одном корпусе с ними, подшипники защищают маслоотражательными кольцами.

Смазывание с помощью конусных насадок и винтовых канавок на валах используют в конструкциях с вертикальными валами.

Наибольшее применение для подшипников имеют трансмиссионные, индустриальные, авиационные, турбинные масла. Трансмиссионные масла предназначаются для смазки зубчатых передач, подшипников в картерном варианте для коробок скоростей, агрегатов трансмиссии автомобилей, тракторов, дорожных машин, троллейбусов и других машин. Используются масла марок ТАп-10; ТАп-15, троллейбусное Л, З; осевое Л, З, С и др. Индустриальные масла используются для смазки производственного технологического оборудования, которое работает в закрытых отапливаемых помещениях при стабильных условиях окружающей среды. Промышленностью выпускается индустриальное масло общего назначения (ГОСТ 20799-75) следующих марок: И-5А, И-12А, И20А, И-40А и др.

### Пример 1.

Определить частоту вращения сепаратора относительно внутреннего кольца подшипника, частоту вращения тела качения относительно сепаратора и рассчитать число циклов нагружения наиболее нагруженной точки беговой дорожки 207 подшипника качения. Подшипник установлен на быстроходный вал редуктора, имеет частоту вращения  $970 \text{ мин}^{-1}$ . Требуемая долговечность работы изделия составляет 10000 часов.

Исходные данные к расчету:

$$n_i = 970 \text{ мин}^{-1}; n_a = 0; L_h = 10000 \text{ час}; d = 35 \text{ мм}; D = 72 \text{ мм};$$

$$D_w = 11,11 \text{ мм}; D_{pw} = 54 \text{ мм}; z = 9; \alpha = 0.$$

### Решение.

1. При вращении внутреннего кольца (наружное кольцо подшипника неподвижно) частота вращения сепаратора находится по формуле (16.22)

$$n_{pw} = \frac{n_i}{2} \left( 1 - \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}} \right) = \frac{970}{2} \left( 1 - \frac{11,11 \cdot 1}{54} \right) = 385 \text{ мин}^{-1}.$$

2. Частота вращения шарика относительно сепаратора – по формуле (16.24):

$$n_w = \frac{n_i}{2} \cdot \frac{D_{pw}^2 - D_w^2 \cdot \cos^2 \alpha}{D_{pw} \cdot D_w} = \frac{970}{2} \cdot \frac{54^2 - 11,11^2 \cdot 1}{54 \cdot 11,11} = 2258 \text{ мин}^{-1}.$$

3. За весь срок службы  $L_h = 10000$  часов число циклов нагружений в миллионах оборотов составит:

$$L = \frac{60 \cdot L_h \cdot n_i}{10^6} = \frac{60 \cdot 10^4 \cdot 970}{10^6} = 582.$$

4. Число циклов нагружений наиболее нагруженной точки дорожки качения внутреннего кольца найдем по формуле 16.25:

$$\begin{aligned} N &= 0,25 \cdot 10^6 \cdot L \cdot z \left( 1 + \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}} \right) = \\ &= 0,25 \cdot 10^6 \cdot 582 \cdot 9 \cdot \left( 1 + \frac{11,11 \cdot 1}{54} \right) = 1579 \cdot 10^6. \end{aligned}$$

### Пример 2.

Подобрать подшипники для опор вала (рис. 16.21) при следующих условиях: радиальные нагрузки в опорах  $F_{r1} = 2100$  Н,  $F_{r2} = 2600$  Н; внешняя осевая сила  $F_A = 1050$  Н; частота вращения вала  $970 \text{ мин}^{-1}$ ; требуемый ресурс  $L_h = 6000$  ч; температура работы опор до  $100^\circ\text{C}$ ; коэффициент безопасности  $k_B = 1,4$  (табл. 16.9); коэффициент вращения  $V = 1$ ; диаметр цапф вала не менее 40 мм. Подшипник работает в обычных условиях при наличии пленки масла между контактирующими поверхностями, требуемая вероятность безотказной работы 90%.

### Решение.

1. В целях упрощения конструкции опор примем одинаковые в опорах подшипники типа 36000, т. е. подшипник 36208, имеющий:  $n_{пред} = 9500 \text{ мин}^{-1}$  – при пластичной смазке;  $n_{пред} = 13000 \text{ мин}^{-1}$  – при жидкой смазке;  $d = 40$  мм;  $D = 80$  мм;  $D_{pw} = 60$  мм;  $D_w = 12,7$  мм (диаметр тела качения);  $z = 12$ ;  $i = 1$  (число рядов тел качения в подшипнике);  $\alpha = 12^\circ$ ;  $C_0 = C_{0r} = 23200$  Н;  $C = C_r = 38900$  Н [92].

*Примечание.* В литературе, изданной позднее 1994 года, базовую статическую радиальную расчетную грузоподъемность обозначают  $C_0$ , по ГОСТ 18854 – 94 она обозначается  $C_{0r}$ , а базовая динамическая радиальная расчетная грузоподъемность обозначается  $C_r$  для радиальных и радиально – упорных подшипников.



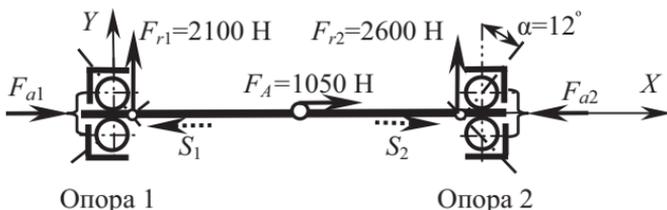


Рис. 16.21. Схема к выбору подшипников качения для опор вала (пример 2)

2. Определим предварительное ( $S'$ ) значение минимальных осевых сил в опорах от действия радиальных сил (табл. 16.13):

$$S'_1 = 0,57 \cdot (F_{r1}/C_{0r})^{0,22} \cdot F_{r1} = 0,57 \cdot (2100/23200)^{0,22} \cdot 2100 = 706 \text{ Н.}$$

$$S'_2 = 0,57 \cdot (F_{r2}/C_{0r})^{0,22} \cdot F_{r2} = 0,57 \cdot (2600/23200)^{0,22} \cdot 2600 = 916 \text{ Н.}$$

3. В правильно отрегулированных опорах на подшипниках качения должны выдерживаться условия:

$$F_{a1\min} \geq S'_1; \quad F_{a2\min} \geq S'_2,$$

а сумма проекций сил на ось  $X$  равна нулю,

$$\sum X = 0, \quad \text{т. е.} \quad F_{a1} + F_A - F_{a2} = 0.$$

Предварительно принимаем  $F_{a1} = F_{a1\min} = S'_1 = 706 \text{ Н}$ , откуда осевая реакция в опоре 2 составит:

$$F_{a2} = S'_1 + F_A = 706 + 1050 = 1756 \text{ Н;}$$

$$F_{a2} = F_{a2\min} > S'_2 = 916 \text{ Н.}$$

Таким образом, предварительное решение  $F_{a1} = S'_1$  – верное.

4. Определим наиболее нагруженную опору вала, вычислив по формуле (16.35) для каждой опоры динамическую эквивалентную нагрузку. Примем в расчетах следующие обозначения: в буквенном обозначении параметра цифровой индекс внизу означает номер опоры, рядом стоящая цифра в скобках, – угол контакта (рис. 16.21). Например,  $e_{1(10)}$ : параметр осевого нагружения в опоре 1, угол контакта в подшипнике  $10^\circ$ .

4.1. Для опоры 1 найдем параметр  $e_1$ .

$$\text{Функция } f_m = F_a / (i \cdot z \cdot D_w^2) = 706 / (1 \cdot 12 \cdot 12,7^2) = 0,365.$$

По табл. 16.11. для угла контакта  $\alpha = 10^\circ$ :

$$e_{1(10)} = 0,385 \cdot (f_m)^{0,189} = 0,385 \cdot (0,365)^{0,189} = 0,318.$$

Для угла контакта  $\alpha = 15^\circ$ :  $e_{1(15)} = 0,475 \cdot (f_m)^{0,116} = 0,475 \cdot (0,365)^{0,116} = 0,422.$

Для угла контакта  $\alpha = 12^\circ$  значение  $e_{(12)}$ , найдем линейной интерполяцией между значениями  $e_{1(10)}$  и  $e_{1(15)}$ :

$$e_1 = e_{1(12)} = e_{1(10)} + (e_{1(15)} - e_{1(10)}) \cdot (12^\circ - 10^\circ) / (15^\circ - 10^\circ) = 0,318 + (0,422 - 0,318) \cdot 2^\circ / 5^\circ = 0,359.$$

4.2. Для предварительно принятых условий нагружения опоры 1 проверим условие  $\frac{F_{a1}}{VF_{r1}} = \frac{706}{1 \cdot 2100} = 0,336 < e_1 = 0,359$ .

Поэтому  $X_1 = 1$ ;  $Y_1 = 0$ .

4.3. Динамическая эквивалентная нагрузка для опоры 1 составит:

$$P_1 = (X_1 \cdot V \cdot F_{r1} + Y_1 \cdot F_{a1}) \cdot K_T \cdot K_B = 1 \cdot 1 \cdot 2100 \cdot 1 \cdot 1,4 = 2940 \text{ Н.}$$

4.4. Определим параметры  $X$ ,  $Y$  и  $e$  для опоры 2. Уточним минимальную осевую силу  $S_1$  в опоре 1

$$S_1 = e_1 \cdot F_{r1} = 0,359 \cdot 2100 = 754 \text{ Н.}$$

4.4.1. Уточним осевую реакцию в опоре 2:

$$F_{a2} = S_1 + F_A = 754 + 1050 = 1804 \text{ Н.}$$

4.4.2. Для в опоры 2 функция  $f_m$  составит:

$$f_m = F_{a2} / (i \cdot z \cdot D_w^2) = 1804 / (1 \cdot 12 \cdot 12,7^2) = 0,932.$$

4.4.3. Определим для опоры 2 параметр осевого нагружения  $e_2$ . По табл. 16.11 для  $\alpha = 10^\circ$  имеем:

$$e_{2(10)} = 0,385(f_m)^{0,189} = 0,385 \cdot (0,932)^{0,189} = 0,38;$$

для  $\alpha = 15^\circ$ :

$$e_{2(15)} = 0,475(f_m)^{0,116} = 0,475(0,932)^{0,116} = 0,471;$$

$$e_2 = e_{2(12)} = e_{2(10)} + (e_{2(15)} - e_{2(10)}) \cdot (12^\circ - 10^\circ) / (15^\circ - 10^\circ) = 0,38 + (0,471 - 0,380) \cdot 2^\circ / 5^\circ = 0,416.$$

4.4.4. Проверим условие осевого нагружения для опоры 2:

$$\frac{F_{a2}}{VF_{r2}} = \frac{1804}{1 \cdot 2600} = 0,694 > e_2 = 0,416.$$

4.4.5. Для опоры 2 определим коэффициенты  $X_2$  и  $Y_2$ .

При  $F_a / (V \cdot F_r) > e$  по табл. 16.11 находим для угла контакта  $\alpha = 10^\circ$ :  $X_{2(10)} = 0,46$ ; для угла контакта  $\alpha = 15^\circ$ :  $X_{2(15)} = 0,44$ ; для угла контакта  $\alpha = 12^\circ$  значения  $X$  и  $Y$  определим линейной интерполяцией:

$$X_2 = X_{2(12)} = X_{2(15)} + (X_{2(10)} - X_{2(15)}) \cdot (15^\circ - 12^\circ) / (15^\circ - 10^\circ) = 0,44 + (0,46 - 0,44) \cdot 3^\circ / 5^\circ = 0,452;$$

$$Y_2 = (1 - X_2) / e_2 = (1 - 0,452) / 0,416 = 1,317.$$

4.5. Находим динамическую эквивалентную нагрузку в опоре 2:

$$P_2 = (X_2 \cdot V \cdot F_{r2} + Y_2 \cdot F_{a2}) \cdot K_T \cdot K_B = (0,452 \cdot 1 \cdot 2600 + 1,317 \cdot 1804) \cdot 1 \cdot 1,4 = 4971 \text{ Н.}$$



4.6. Нагрузка в 1-й опоре составляет  $P_1 = 2940$  Н, во 2-й опоре  $P_2 = 4971$  Н. Наиболее нагруженной является опора 2, т. к. динамическая эквивалентная нагрузка в ней выше, чем в первой опоре, и составляет 4971 Н.

5. Определим базовый расчетный ресурс подшипника в опоре 2:

$$L_{10} = \left( \frac{C_r}{P_2} \right)^3 = \left( \frac{38900}{4971} \right)^3 = 479,2 \text{ млн. об.}$$

6. Проверим справедливость применения формулы (16.33) по условию

$$P_2 < 0,5C_r,$$

пологая, что  $F_{r2} = P_2$ :

$$P_2 = 4971 < 0,5 \cdot 38900 \text{ Н} = 19450 \text{ Н.}$$

7. Найдем скорректированный ресурс подшипника

$$L_{ha} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_{10} = 1 \cdot 0,75 \cdot 479,2 = 359,4 \text{ млн. об.},$$

где  $a = 1$  (табл. 16.6);  $a_{23} = 0,75$  (табл. 16.7, условия использования I).

8. Определим долговечность работы подшипника в часах:

$$L_h = 10^6 \cdot L_{ha} / (60 \cdot n) = 10^6 \cdot 359,4 / (60 \cdot 970) = 6175 \text{ час.}$$

Требуемая долговечность по заданию составляет 6000 час.

Таким образом, заданные условия работы и заданный срок службы подшипник 36208 обеспечивает.

### Пример 3.

По условию примера 2 рассчитать и подобрать:

1) поле допуска для стального вала, на который будет установлен подшипник качения 36208 нулевого класса точности; 2) поле допуска для отверстия корпуса под подшипник качения 36208; 3) составить и записать посадки подшипника 36208 на вал и в отверстие корпуса.

Дополнительные данные из примера 2:

- нагрузка радиальная постоянного направления;
- вращается вал относительно вектора нагрузки;
- динамическая эквивалентная нагрузка в опоре 1 составляет  $P_1 = 2940$  Н; в опоре 2 –  $P_2 = 4971$  Н.
- динамическая грузоподъемность подшипника 36208:  $C = 38900$  Н.

### Решение.

Устанавливаем вид нагружения колец подшипника.

По условию задачи внутреннее кольцо подшипника посажено на вал и вращается вместе с ним. В этом случае внутреннее кольцо подшипника будет воспринимать результирующую нагрузку последовательно всей окружностью дорожки качения и передавать ее всей поса-



дочной поверхности вала. Такой вид нагружения, как известно, называют циркуляционным.

Наружное кольцо подшипника неподвижно относительно корпуса и воспринимает постоянную по направлению нагрузку ограниченным участком дорожки качения и передает ее ограниченному участку поверхности отверстия корпуса. Такой вид нагружения называют «местным».

Устанавливаем режим работы подшипника по ГОСТ 3325-85, который оценивается по отношению динамической эквивалентной нагрузки к динамической грузоподъемности.

Вычисляем две расчетные величины  $0,07 \cdot C$  и  $0,15 \cdot C$ :

$$0,07 \cdot C = 0,07 \cdot 38900 = 2723 \text{ Н};$$

$$0,15 \cdot C = 0,15 \cdot 38900 = 5835 \text{ Н}.$$

Сравнивая величину динамической эквивалентной нагрузки в опоре  $2 P_2 = 4971 \text{ Н}$  с полученными значениями  $0,07 \cdot C$  и  $0,15 \cdot C$ , находим, что выполняется условие:

$$0,07C < P_2 < 0,15C;$$

$$2723 < 4971 < 5835,$$

что соответствует нормальному режиму работы подшипника (см. табл. 16.17).

По табл. 6.18 (приложение 5 ГОСТ 3325-85) для циркуляционного вида нагружения внутреннего кольца подшипника 36208 нулевого класса точности с внутренним диаметром 40 мм рекомендуется принять поле допуска вала  $k6$  и  $Js6$ . Принимаем поле  $k6$ .

Поле допуска внутреннего кольца подшипника нулевого класса точности обозначают  $L0$ , а посадка получается  $\varnothing 40 \frac{L0}{k6}$ .

Для местного нагружения наружного кольца подшипника 36208, нормального режима работы, нулевого класса точности табл. 16.19 (по ГОСТ 3325-85) рекомендуется принимать поле допуска отверстия корпуса  $Js7$ . Примем поле допуска  $Js7$ .

Поле допуска наружного кольца подшипника 36208 нулевого класса точности имеет обозначение  $l0$ .

В итоге получаем посадку наружного кольца подшипника в отверстие корпуса  $\varnothing 80 \frac{Js7}{l0}$ .

Числовые значения предельных отклонений вала и отверстия корпуса для полученных полей следует найти в ГОСТ 25346-89, а числовые значения предельных отклонений колец подшипника 36208 следует искать в ГОСТ 520-89. Схемы расположения полей допусков полученных посадок приведены на рис. 16.22.

Обозначение посадок приведено на рис. 16.23.

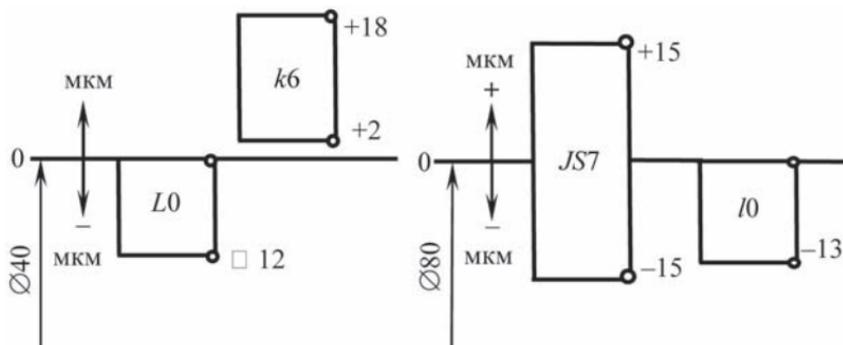


Рис. 16.22. Сопряжение подшипника с валом и корпусом:  
 $L0$  – поле допуска внутреннего кольца подшипника;  $k6$  – поле допуска вала;  $JS7$  – поле допуска отверстия корпуса;  $l0$  – поле допуска наружного кольца подшипника

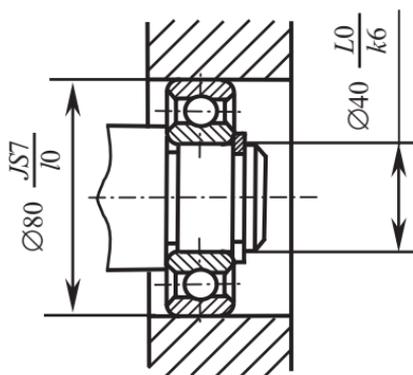


Рис. 16.23. Обозначение посадок подшипника

### Вопросы для самоконтроля

1. Основные конструктивные схемы подшипников качения. Детали подшипника и их назначение.
2. Основные типы подшипников качения; признаки классификации.
3. Маркировка подшипников. Понятие серии подшипника качения.
4. Распределение радиальной нагрузки между телами качения. Основные выводы из решения задачи Штрибека.

5. Влияние осевой силы на распределение радиальной нагрузки между телами качения.
6. Контактные напряжения в зоне контакта тел качения с беговой дорожкой. Влияние геометрических размеров тел качения и их количества в подшипнике на величину  $\sigma_{Hmax}$ .
7. Понятие статической грузоподъемности подшипника качения.
8. С какой целью изучается кинематика подшипников качения? Что собой представляет кинематическая схема подшипника качения?
9. Какие движения совершают тела качения и сепаратор при вращении внутреннего кольца?
10. Как изменится число циклов нагружения наиболее нагруженной точки контакта беговой дорожки подшипника при смене вращения внутреннего кольца на наружное при одинаковой частоте их вращения?
11. Основные причины потери работоспособности подшипников качения.
12. Понятие базовой статической грузоподъемности и статической эквивалентной нагрузки.
13. Принцип подбора подшипников для работы при статической нагрузке.
14. Понятие ресурса подшипников качения. Базовый расчетный ресурс, скорректированный расчетный ресурс.
15. Понятие базовой динамической радиальной расчетной грузоподъемности для радиальных и радиально-упорных подшипников.
16. Понятие базовой динамической осевой грузоподъемности для упорных и упорно-радиальных подшипников.
17. Параметры подшипника и материала, влияющие на базовую динамическую расчетную грузоподъемность.
18. Понятие динамической эквивалентной нагрузки для различных типов подшипников.
19. Дать характеристику коэффициентов, входящих в расчетные зависимости динамической эквивалентной нагрузки.
20. Понятие коэффициента осевого нагружения, его физический смысл.
21. Зависимость осевых сил от радиальных для правильно отрегулированных радиально-упорных подшипников.
22. Основные конструктивные схемы установки сдвоенных подшипников в опоре.
23. Особенности расчета базовой радиальной расчетной грузоподъемности сдвоенных подшипников.



24. Понятие радиального зазора и осевой игры в подшипниках качения.
25. Виды радиальных зазоров в нерегулируемых подшипниках; принципы назначения подшипника из групп радиального зазора.
26. Осевая игра в опорах из радиально-упорных подшипников, средства формирования осевой игры.
27. Выбор полей допусков для валов и отверстий корпусов под подшипники качения.
28. Чем объяснить необходимость введения допусков формы и расположения посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов, сопрягаемых с подшипниками качения?
29. Основные принципы конструирования опор валов на подшипниках качения. Примерная последовательность проектирования.
30. Понятие фиксирующей и плавающей опоры. Нагрузки, воспринимаемые опорами.
31. Способы крепления колец подшипников в корпусах и валах.
32. Уплотняющие устройства, типы, принципы работы.
33. Требования к поверхностям валов, работающих с манжетами, обоснование требований.
34. Смазка подшипниковых узлов. Смазочные материалы; факторы, влияющие на выбор типа смазки.



## ГЛАВА 17

### МУФТЫ

#### 17.1. Общие сведения, назначение, классификация

Муфтами приводов называют устройства, предназначенные для передачи вращательного движения между соединяемыми валами, или между валом и установленными на нем деталями (зубчатыми колесами, звездочками, шкивами и др.) совместно работающих узлов машин. Посредством муфт соединяют соосные валы, приближенно соосные или несоосные валы, допускающие смещения осей соединяемых деталей в осевом, радиальном, угловом направлениях.

Кроме соединения валов и передачи вращающего момента отдельные типы муфт выполняют дополнительные функции:

– *обеспечение* взаимной неподвижности соединения деталей (глухие муфты), компенсацию погрешностей в относительном расположении валов при монтаже (компенсирующие и упругие муфты);

– *управление работой* – включение и выключение исполнительного механизма при непрерывно работающем двигателе (управляемые муфты);

– *регулирование параметров* – ограничение передаваемого момента и частоты вращения, предохранение деталей машин от перегрузок (предохранительные муфты), передача момента только в одном направлении (обгонные муфты);

– *уменьшение динамических нагрузок* – ослабление вибраций, толчков, ударов (упругие муфты).

Машины выполняют из отдельных узлов или агрегатов, поэтому муфты в современном машиностроении используются почти во всех машинах. Это обстоятельство объясняет большое разнообразие их конструкций (рис. 17.1). Наиболее распространенные муфты стандартизованы. В курсе «Детали машин» изучают механические муфты.

Основной характеристикой муфт является передаваемый вращающий момент  $T_{\text{табл.}}$ , значение которого вместе с размерами, массой и другими данными указывают в паспортах муфт. Муфты подбирают по расчетному моменту  $T_{\text{расч.}}$  и диаметру соединяемых валов:

$$T_{\text{расч.}} = K \cdot T \leq T_{\text{табл.}}, \quad (17.1)$$

где  $T$  – наибольший длительно действующий момент;  $K$  – коэффициент динамичности, учитывающий режим работы: для приводов от электродвигателя при спокойной нагрузке  $K = 1,15 \dots 1,4$ ; при переменной нагрузке  $K = 1,5 \dots 2$ ; при ударной нагрузке  $K = 2,5 \dots 4$ . Выбор типа

муфт производят в соответствии с конструктивными особенностями и требованиями, предъявляемыми к приводу (машине) в целом.



Рис. 17.1. Классификация муфт

## 17.2. Муфты неуправляемые постоянные

Под постоянными нерасцепляемыми муфтами понимают такие изделия, которые осуществляют постоянное соединение валов между собой; разъединение валов возможно разборкой муфты при неработающей машине.

Для соединения валов с незначительными смещениями осей, вызванными неточностью изготовления деталей, относительное положение которых неизменно, применяют *глухие муфты* – *втулочные, фланцевые*. Для соединения валов с незначительными смещениями осей, вызванными неточностью изготовления деталей, монтажа и упругими деформациями используют *подвижные муфты* – *компенсирующие, упругие*.

### 17.2.1. Глухие муфты

Глухие муфты соединяют соосные валы, образуя жесткое неподвижное постоянное соединение (составной вал). Они не компенсируют ошибок изготовления и монтажа и кроме вращающего момента передают также изгибающий момент, поперечные и осевые нагрузки. Глухие муфты применяют в тихоходных приводах, для создания длинных валопроводов.

*Муфта втулочная* – простейшая из глухих муфт. Муфта представляет собой втулку, насаживаемую на концы валов (рис. 17.2). Соединение втулки с валами выполняют с помощью штифтов (рис. 17.2, а),

шпонок (рис. 17.2, б) или зубьев (шлицев). Втулочные муфты применяют для передачи небольших вращающих моментов при диаметре 60...70 мм. Они отличаются простотой конструкции, особо малыми габаритами по диаметру, но сложны при монтаже и демонтаже, т. к. возникает необходимость в относительном осевом смещении валов агрегатов. Втулочную муфту выбирают по ГОСТ 24246-80, расчетом проверяют прочность соединительных деталей – штифтов, шпонок, шлицев.

*Муфта фланцевая* является наиболее распространенным видом глухих муфт (рис. 17.3). Состоит из двух полумуфт с фланцами, соединенных болтами, поставленными без зазора (вариант II) или с зазором (вариант I). Фланцевые муфты просты по конструкции, надежны в работе, могут передавать большие вращающие моменты.

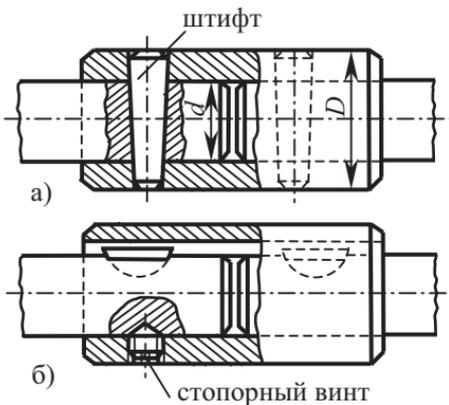


Рис. 17.2. Втулочная муфта

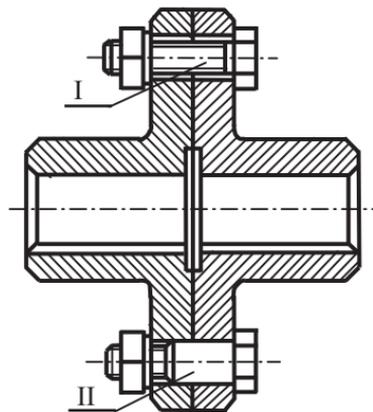


Рис. 17.3. Фланцевая муфта

При установке болтов с зазором вращающий момент передается силами трения, возникающими от затяжки болтов. Чтобы обеспечить соосность валов, полумуфты центрируются с помощью специального цилиндрического буртика. Болты рассчитывают по силе затяжки  $F_{зат.}$ , необходимой для передачи момента:

$$F_{зат} = \frac{2 \cdot K \cdot T \cdot S \cdot 10^3}{d_{ср} \cdot z \cdot f}, \quad (17.2)$$

где  $T$  – передаваемый вращающий момент (Н·м);  $K$  – коэффициент динамичности;  $S = 1,2...1,5$  – запас сцепления;  $d_{ср}$  – средний диаметр

кольцевой поверхности трения, примерно равный диаметру окружности расположения болтов, мм;  $z$  – число болтов;  $f = 0,15 \dots 0,20$  – коэффициент трения.

При установке болтов без зазора вращающий момент передается непосредственно болтами, работающими на срез и смятие, и одновременно выполняющими функцию центрирования полумуфт. При выполнении расчетов обычно предполагают, что весь момент воспринимается болтами, работающими на срез. Тогда силу, стремящуюся срезать один болт, определяют по зависимости:

$$F_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot K \cdot T \cdot 10^3}{z \cdot d_{\text{ср}}} \quad (17.3)$$

Муфты фланцевые стандартизованы по ГОСТ 20761-81, их применяют для соединения валов диаметрами 12...220 мм в диапазоне вращающих моментов 8...45000 Н·м.

### 17.2.2. Компенсирующие муфты

Компенсирующие муфты предназначены для соединения валов с компенсацией радиальных (рис. 17.4, а), осевых (рис. 17.4, б) и угловых (рис. 17.4, в) смещений вследствие неточности их изготовления, монтажа, упругих и температурных деформаций. Компенсация отклонений от соосности валов достигается за счет подвижности жестких деталей муфты. Эти муфты создают дополнительные нагрузки на валы и подшипники, вызываемые отклонениями от соосности валов. Наибольшее распространение из группы компенсирующих муфт получили *зубчатые, цепные, кулачково-дисковые, шарнирные*.

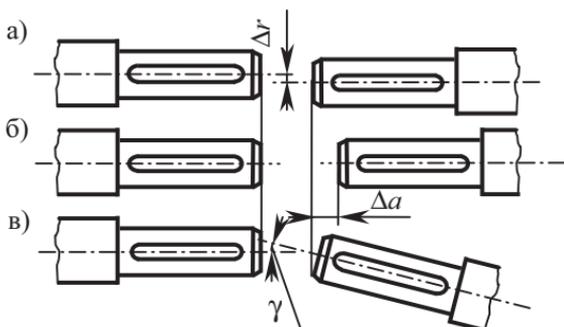


Рис. 17.4. Возможные смещения соединяемых валов

Муфту зубчатую применяют в высоконагруженных конструкциях для валов диаметром 40...200 мм (рис. 17.5). Она состоит из двух втулок 1 с внешними зубьями и двух обойм 2 с внутренними зубьями.

Обоймы соединены жестко с помощью болтов, установленных в отверстия без зазора. Компенсирующую способность муфты обеспечивают созданием зазоров между сопряженными зубьями, при этом вершины зубьев втулок изготавливают по сфере. Радиальные и угловые смещения осей втулок относительно оси обоймы взаимосвязаны. Наибольшее угловое смещение может достигать  $1^{\circ}30'$  при отсутствии радиального смещения, а наибольшее радиальное смещение – от 1,5 до 6,5 мм (в зависимости от диаметра вала) при отсутствии углового смещения.

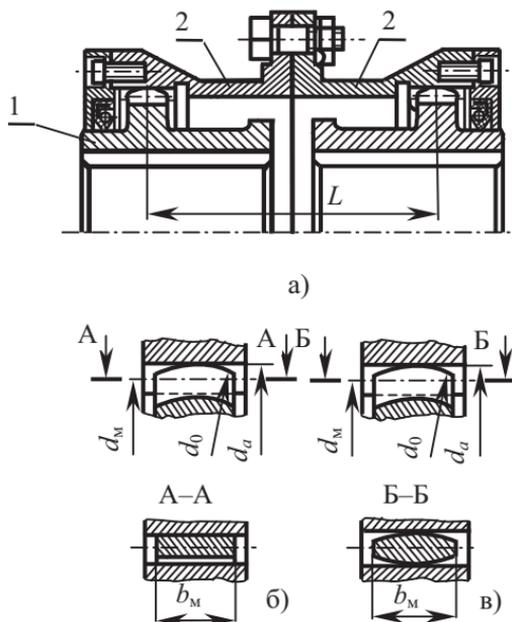


Рис. 17.5. Зубчатая муфта

Для муфт используют эвольвентное зацепление с профильным углом  $\alpha = 20^{\circ}$  и коэффициентом высоты головки зуба  $h_a^* = 0,8$ . Центрирование обоймы относительно втулки обычно выполняют по наружному диаметру  $d_a$ ; при этом поверхность по наружному диаметру рекомендуется обрабатывать по сфере. Соединение втулок с валом осуществляется шпонкой и посадкой с натягом или шлицами.

Зубья втулки выполняют с линейчатыми (рис. 17.5, б) или криволинейными (рис. 17.5, в) образующими. Перекос бочкообразных зубьев (с криволинейными образующими) не вызывает концентрации напряжений на их кромках.

Большое число одновременно работающих зубьев эвольвентного профиля обеспечивает компактность и высокую нагрузочную способность муфты.

При работе муфты в условиях смещений соединяемых валов возникают дополнительная радиальная сила  $F_r \approx (0,2...0,4) \cdot F_t$  и момент  $M_n \approx (0,1...0,15) \cdot T$ , нагружающих вал;  $F_t = 2 \cdot T/d_m$  – окружная сила на расчетном диаметре муфты.

При вращении валов, установленных с перекосом, происходит циклическое смещение (продольное и радиальное) зубьев втулок относительно обойм. Это смещение (скольжение) вызывает изнашивание зубьев. Для повышения износостойкости активные поверхности зубьев выполняют твердыми (45...55HRC<sub>3</sub>), а в муфту заливают масло.

Зубчатые муфты подбирают по наибольшему диаметру концов соединяемых валов и проверяют по формулам:

$$T_{\text{табл}} \geq K_1 \cdot K_2 \cdot T \quad \text{и} \quad T_{\text{max}} \leq 2 \cdot T_{\text{табл}}, \quad (17.4)$$

где  $T$  – передаваемый вращающий момент;  $T_{\text{max}}$  – максимальный кратковременно действующий момент;  $T_{\text{табл}}$  – максимальный вращающий момент муфты по ГОСТ 5006-83;  $K_1$  – коэффициент безопасности:  $K_1 = 1$  – если поломка муфты вызывает остановку машины,  $K_1 = 1,2$  – поломка вызывает аварию,  $K_1 = 1,8$  – поломка приводит к человеческим жертвам;  $K_2$  – коэффициент условий работы машины:  $K_2 = 1$  – при спокойной работе,  $K_2 = 1,2$  – при переменной,  $K_2 = 1,5$  – при тяжелой.

Для зубчатых муфт выполняют также условный расчет, при котором полагают, что нагрузка распределяется равномерно между всеми зубьями, а зубья сопрягаются по всей длине и высоте. Неточность и условность расчета компенсируют назначением допускаемых напряжений. Контактные напряжения смятия в муфте:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{K \cdot T}{0,9d_m^2 \cdot b_m} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (17.5)$$

где  $d_m = m(z + 2x)$  – делительный диаметр зубьев;  $m$  – модуль зацепления;  $z$  – число зубьев полумуфты;  $x$  – коэффициент смещения;  $b_m$  – ширина зуба;  $[\sigma]_{\text{см}} = 12...15$  МПа – допускаемое напряжение (для стандартных муфт).

*Муфта цепная* стандартизована по ГОСТ 20742-81, применяется для соединения валов диаметром 20...130 мм при передаче вращающего момента 63...8000 Н·м. Муфта состоит из двух полумуфт-звездочек с одинаковым числом зубьев и охватывающей их однорядной или двухрядной роликовой цепи (рис. 17.6). Для предохранения от загрязнений и лучшего смазывания муфты закрывают кожухом с уплотняющими элементами. Цепные муфты позволяют компенсировать угловые



смещения до  $1^\circ$ . При использовании цепей с бочкообразными роликами угловые смещения могут достигать до  $3...5^\circ$ . Возможное радиальное смещение осей зависит от размеров муфт и шага цепи и может достигать 1 мм. Зазоры в зацеплении и шарнирах цепи создают значительный люфт, поэтому не рекомендуется применять эти муфты при реверсивных нагрузках.

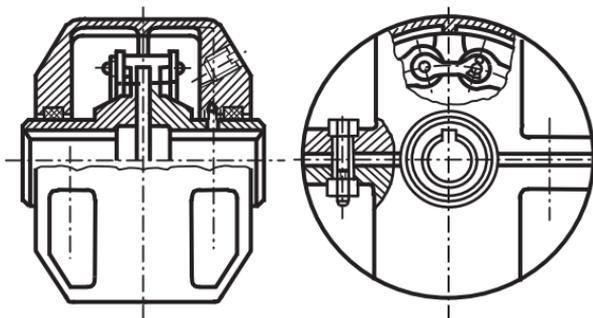


Рис. 17.6. Цепная муфта

*Муфта кулачково-дисковая* – предназначена главным образом для соединения валов с поперечным смещением осей и обеспечивает компенсацию небольших осевых и угловых смещений. Муфта стандартизована по ГОСТ 20720-81, применяется для соединения валов диаметром 16...150 мм при передаче вращающего момента 16...16000 Н·м. Кулачково-дисковая муфта (рис. 17.7) состоит из двух полумуфт 1 и 2 промежуточного диска 3. На внутреннем торце каждой полумуфты образовано по одному крестообразно расположенному пазу. На обоих торцах диска выполнено по одному выступу, которые расположены также крестообразно друг относительно друга. При сборке в пазы полумуфт устанавливают выступы диска. При вращении выступы проскальзывают относительно пазов, компенсируя таким образом перекося и радиальное смещение валов –  $\Delta r$ . Продольное смещение валов компенсируется благодаря зазору  $\delta$  между диском и полумуфтами.

Вращающий момент, передаваемый муфтой, нагружает боковые поверхности пазов и кулачка. Перекося валов способствует неблагоприятному распределению давлений на сопрягаемых поверхностях, поэтому кулачково-дисковую муфту применяют при относительно невысоких радиальных смещениях и угловых перекосях валов:  $\Delta r < 0,04 \cdot d$  ( $d$  – диаметр посадочной поверхности) и  $\Delta \alpha < 0,5$  град. Относительное перемещение выступов в пазах вызывает износ сопрягаемых поверх-

ностей. С ростом несоосности валов и частоты их вращения интенсивность износа возрастает. Для снижения износа трущиеся поверхности смазывают. (Например, через отв. 4 в кулачке муфты, рис. 17.7, а). Важное значение имеет правильное назначение посадки сопрягаемых пазов и кулачков, а также шероховатости их поверхностей. Повышенные зазоры ухудшают работу муфты из-за увеличения кромочных давлений на контактирующих поверхностях. Поэтому рекомендуется назначать посадки с малыми зазорами (например,  $H7/h6$ ;  $H7/g6$  и др.). Расчет муфты выполняют исходя из условия прочности на смятие боковых поверхностей кулачка диска.

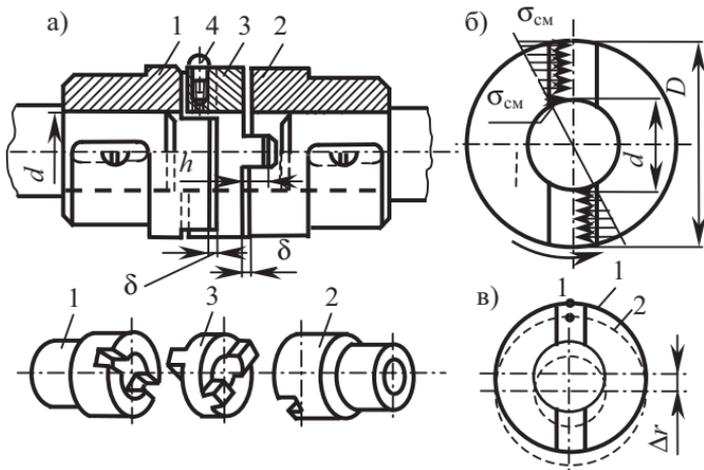


Рис. 17.7. Кулачково-дисковая муфта

Полагают, что величина напряжений смятия изменяется пропорционально радиусу расположения рассматриваемых точек соприкосновения (рис. 17.7, б). Исходя из этого, запишем формулу для максимальных давлений на диаметре  $D$  в мм кулачков промежуточного диска [59]:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{6 \cdot 10^3 K \cdot T \cdot D}{h(D^3 - d_1^3)} \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

где  $K$  – коэффициент динамичности;  $d_1$  – диаметр отверстия промежуточного диска, мм;  $h$  – высота кулачка, мм;  $T$  – передаваемый вращающий момент, Н·м;  $[\sigma]_{\text{см}}$  – допускаемые напряжения смятия.

Для незакаленных стальных и чугунных поверхностей принимают  $[\sigma]_{\text{см}} = 10 \dots 15$  МПа; для закаленных с твердостью  $HRC_3, 47 \dots 51$  и надежной смазке –  $[\sigma]_{\text{см}} = 15 \dots 30$  МПа.

При наличии радиального смещения валов промежуточный диск муфты занимает эксцентричное положение относительно их осей. При вращении муфты выступы промежуточного диска скользят в пазах полумуфт, возникающие при этом силы трения дополнительно нагружают валы привода. Дополнительную нагрузку на вал оценивают приближенно по формуле [59]

$$F_M = \frac{4 \cdot 10^3 \cdot T \cdot f}{D + d_1},$$

где  $f$  – коэффициент трения; в зависимости от смазки  $f = 0,12 \dots 0,25$ ;  $T$  – вращающий момент, Н·м;  $D$  и  $d$  – соответственно наружный диаметр и диаметр центрального отверстия, мм;  $F_M$  – сила от муфты при ее работе, Н.

Зная силы трения в кулачковой муфте, можно оценить ее КПД. Силы трения за оборот муфты при эксцентриситете  $\Delta r$  совершают работу  $A_f = F_M \cdot 8\Delta r$ , полезная работа за один оборот:  $A_{\text{п}} = 2 \cdot \pi \cdot 10^3 \cdot T$ , отсюда:

$$\eta = 1 - \frac{F_M \cdot 8\Delta r}{2 \cdot \pi \cdot 10^3 \cdot T} \approx 1 - \frac{5,1 \cdot \Delta r \cdot f}{D + d_1}.$$

В практических расчетах принимают  $\eta = 0,98 \dots 0,99$ .

*Муфта шарнирная* применяется при значительных смещениях соединяемых валов. Шарнирные муфты стандартизованы по ГОСТ 5147-80 (рис. 17.8), обеспечивают передачу вращения между несоосными валами, допуская углы перекоса до  $45^\circ$ .

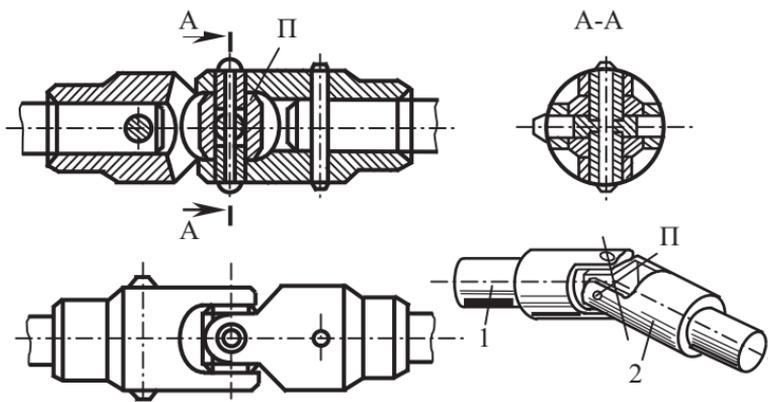


Рис. 17.8. Шарнирная муфта

Это достигается с помощью шарниров трения скольжения и промежуточного звена П в виде параллелепипеда с двумя отверстиями, оси которых пересекаются под прямым углом.

Муфты изготавливают для валов с диаметром 8...40 мм, при передаваемых вращающих моментах 11,2...1120 Н·м.

Недостаток этих муфт – неравномерное вращение ведомого вала, т. к. при работе крестовина совершает относительно вала колебательные движения.

### 17.2.3. Упругие муфты

*Упругие муфты* (рис. 17.10, 17.11) служат для снижения динамических нагрузок. Они способны ослаблять и гасить колебания внешней нагрузки, а также позволяют компенсировать незначительные неточности взаимного расположения валов. Муфта состоит из двух полу-муфт и упругих элементов, которые могут быть металлическими (стальные пружины) и неметаллическими (обычно из резины или полиуретана).

Основные характеристики упругих муфт – жесткость (или обратная ей величина – податливость) и демпфирующая способность.

Под жесткостью муфт понимают функцию  $T = f(\varphi)$ , связывающую передаваемый момент с углом относительного смещения полу-муфт при деформации упругих элементов. Крутильная жесткость

$$C_{\varphi} = \frac{dT}{d\varphi}, \quad (17.11)$$

где  $T$  – вращающий момент, передаваемый муфтой;  $\varphi$  – угол закручивания муфты моментом  $T$ .

В зависимости от конструкции упругих элементов и способа их установки характеристика  $C_{\varphi}$  может быть постоянной (линейная характеристика) и переменной (нелинейная характеристика) (рис. 17.9). От характеристики жесткости упругих муфт в значительной степени зависит способность машины переносить резкие изменения нагрузки и работать без резонансных колебаний. В приводах, где применены муфты с переменной жесткостью, не может быть резонанса.

Под демпфирующей способностью муфты понимают ее способность рассеивать, т. е. превращать в тепло энергию при деформировании упругих элементов. Энергия в муфтах рассеивается за счет внешнего трения на поверхностях трения упругих элементов и внутреннего трения их материала. Демпфирующую способность наиболее удобно характеризовать энергией необратимо поглощенной муфтой за один цикл (рис. 17.9): нагрузка ( $OA1$ ) и разгрузка ( $1BC$ ). Разница энергий

при нагружении и при разгрузке – поглощаемая энергия, она измеряется площадью петли гистерезиса  $OA1BC$ .

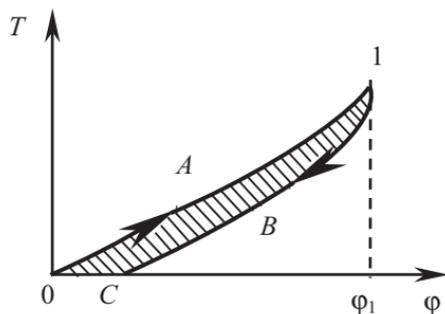


Рис. 17.9. Поглощаемая энергия в упругих муфтах за один цикл

Конструкции упругих муфт разнообразны. Муфты с упругими элементами из эластомеров отличаются простотой конструкции, технологичностью и хорошими амортизирующими и электроизолирующими свойствами. Они являются основными при передаче средних и малых моментов. Однако нагрузочная способность и долговечность резиновых элементов меньше, чем стальных.

*Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП).* Муфта состоит из двух дисковых полумуфт (рис. 17.10, а), в одной из которых в конических отверстиях закреплены соединительные пальцы с надетыми гофрированными резиновыми втулками. Материал полумуфт – чугун СЧ20, сталь 35 или 35Л.

Вследствие небольшой толщины резиновых втулок муфта обладает малой податливостью и компенсирует незначительные смещения валов ( $\Delta_r = 0,3...0,6$  мм,  $\Delta_\alpha = 1...5$  мм,  $\gamma \leq 1^\circ$ ). Радиальное и угловое смещения валов снижают долговечность резиновых втулок, нагружая валы дополнительной изгибающей силой.

Муфта МУВП широко применяется для соединения машин с электродвигателями при передаче малых и средних вращающих моментов. Она проста в изготовлении. Наружная поверхность полумуфт может использоваться в качестве тормозного барабана. Муфту подбирают по ГОСТ 21424-93 в диапазоне диаметров валов 16...150 мм.

При проверке прочности рассчитывают пальцы на изгиб, а резину – по напряжениям смятия на поверхностях соприкосновения втулок с пальцами. При этом полагают, что все пальцы нагружены одинаково, а напряжения смятия распределены равномерно по длине втулки:

$$\sigma_{\text{см}} = 2 \cdot 1000 \cdot T \cdot K / (d_1 \cdot l \cdot z \cdot D_0) \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (17.12)$$

где линейные размеры в мм,  $T$  в Нм,  $\sigma_{\text{см}}$  в МПа

$$\sigma_{\text{из}} = 1000 \cdot K \cdot T \cdot l / (0,1 \cdot d_1^3 \cdot z \cdot D_0) \leq [\sigma]_{\text{из}}, \quad (17.13)$$

где  $D_0$  – диаметр окружности расположения центров пальцев;  $d_1$  – диаметр пальцев;  $l$  – длина упругого элемента;  $z$  – число пальцев;  $[\sigma]_{\text{см}} = 1,8 \dots 2$  МПа – допустимое напряжение смятия для резины;  $[\sigma]_{\text{из}} = 60 \dots 80$  МПа – допустимое напряжение на изгиб для пальцев;  $K$  – коэффициент режима работы ( $K = 1,2 \dots 2,2$ ).

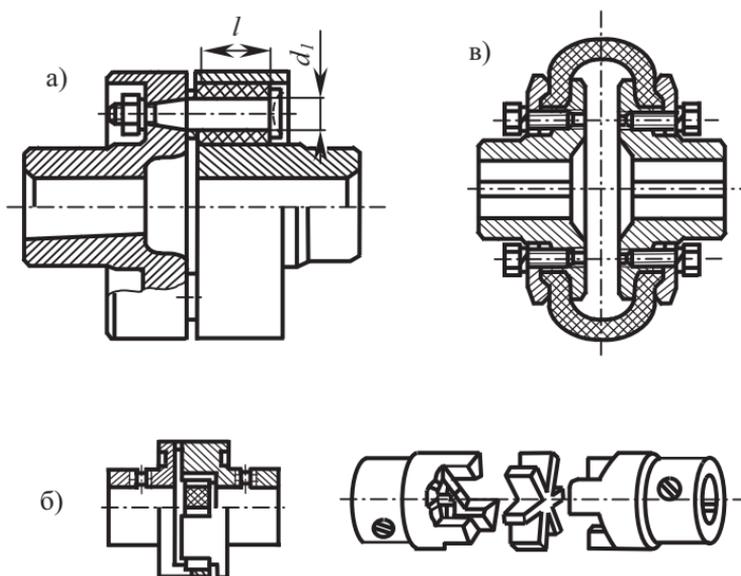


Рис. 17.10. Упругие муфты с резиновыми элементами

*Муфта упругая с торообразной оболочкой* (рис. 17.10, в). Состоит из двух полумуфт, упругой оболочки, по форме напоминающей автомобильную шину, и двух колец, зажимающих ее с помощью винтов.

Эта муфта обладает высокими упругими и демпфирующими свойствами. Обеспечивает шумо- и электроизоляцию узлов привода, удобна и надежна в эксплуатации. Применяется в конструкциях, где трудно обеспечить соосность валов, при переменных и ударных нагрузках. Допускает смещение валов: радиальное  $\Delta_r \leq 1,6 \dots 5$  мм, осевое  $\Delta_\alpha \leq 5 \dots 11$  мм и угловое  $\gamma \leq 2 \dots 6^\circ$ . Муфта применяется в диапазоне диаметров валов 14...240 мм и передачи вращающих моментов 20...40000 Н·м.

При отклонении валов от соосности муфта создает дополнительные нагрузки на них. Радиальная сила и изгибающий момент при этом велики, а осевая сила от единичного осевого смещения составляет 150...300 Н/мм. Эту силу необходимо учитывать в расчетах подшипников.

Распространенный отказ – разрушение оболочки у зажима. В сечении у зажима напряжения среза составляют

$$\tau = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot K \cdot T}{\pi \cdot D_1^2 \cdot \delta} \leq [\tau], \quad (17.14)$$

где  $D_1$  – диаметр оболочки в сечении около зажима, мм;  $\delta$  – толщина оболочки, мм;  $[\tau] = 0,4$  МПа – допускаемое напряжение при срезе.

*Муфта с резиновой звездочкой* (рис. 17.10, б). Состоит из двух полумуфт с торцовыми выступами и резиновой звездочкой, зубья которой расположены между выступами. Зубья звездочки работают на сжатие. При передаче момента в каждую сторону работает половина зубьев. Муфта стандартизована и широко применяется для соединения быстроходных валов с диаметрами валов 12...45 мм при передаче вращающего момента 3...120 Н·м соответственно. Муфта компактна и надежна в эксплуатации, допускает радиальное смещение осей  $\Delta_r \leq 0,2$  мм; перекос осей  $\gamma = 1^\circ 30'$ .

Недостатки – при разборке и сборке необходимо смещение валов в осевом направлении.

Работоспособность резиновой звездочки определяется напряжением смятия и может быть рассчитана по формуле [59]:

$$\sigma_{\text{см}} \approx 24 \cdot 10^3 \cdot D \cdot K \cdot T / [z \cdot h \cdot (D^3 - d^3)] \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (17.15)$$

где  $z$  – число зубьев звездочки,  $D$  – наружный диаметр,  $d$  – внутренний диаметр;  $h$  – протяженность контакта резинового элемента в осевом направлении.

*Муфта со змеевидной пружиной*. Муфта состоит из двух полумуфт 1 с зубьями специального профиля, между которыми свободно заложены секции ленточной змеевидной пружины 3 прямоугольного сечения (рис. 17.11).

Кожух 2, состоящий из двух половин, удерживает пружину от выскакивания под действием центробежной силы и служит резервуаром для пластичного смазочного материала, который меняют через каждые 4 месяца.

Муфта со змеевидной пружиной достаточно податлива. В зависимости от размеров она допускает комбинированное смещение валов, радиальное  $\Delta_r = 0,5...3$  мм, осевое  $\Delta_a = 4...20$  мм и угловое  $\gamma \leq 1^\circ 15'$ . Муфта надежна в работе и долговечна. Применяется при передаче



больших вращающих моментов. Размеры муфты принимают по нормам станкостроения. Змеевидную пружину проверяют на изгиб, рассматривая ее как балку, защемленную с двух сторон.

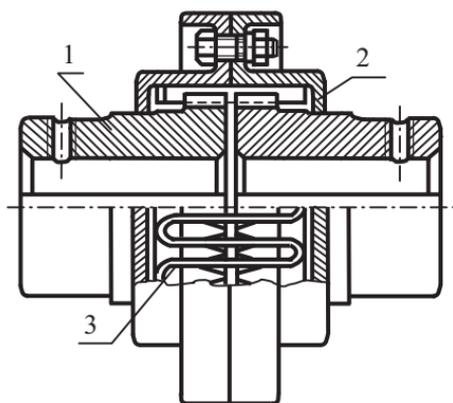


Рис. 17.11. Муфта со змеевидной пружиной

**Пример.** Подобрать и проверить упругую втулочно-пальцевую муфту (МУВП), соединяющую валы диаметром  $d_{\text{вала}} = 38$  мм электродвигателя 4А132S и редуктора в приводе ленточного транспортера, работающего с переменной нагрузкой. Передаваемая мощность  $P = 6$  кВт, частота вращения  $n = 1440$  мин<sup>-1</sup>.

**Решение.**

1. Номинальный вращающий момент, передаваемый муфтой:

$$T = P/\omega = 30 \cdot P/(\pi \cdot n) = 30 \cdot 6 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 1440) = 39,8 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

2. Принимаем коэффициент динамичности  $K = 1,5$ .

3. Расчетный вращающий момент:

$$T_{\text{расч}} = K \cdot T = 1,5 \cdot 39,8 = 59,7 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

4. Выбираем по ГОСТ 21424-93 муфту упругую втулочно-пальцевую с моментом  $T_{\text{табл}} = 250$  Н·м и диаметром отверстий в полу-муфтах для установки вала  $d_{\text{муфт}} = 38$  мм. Проверяем

$$T_{\text{расч}} = 59,7 \text{ Н}\cdot\text{м} < T_{\text{табл}} = 250 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$d_{\text{вала}} = 38 \text{ мм} = d_{\text{муфт}} = 38 \text{ мм},$$

что удовлетворяет условиям выбора муфт.

Число пальцев  $z = 6$ ; диаметр пальцев  $d_1 = 14$  мм, материал пальцев сталь 45 – допускаемое напряжение изгиба  $[\sigma]_{\text{н}} = 80$  МПа, длина втулки упругого элемента  $l = 28$  мм, материал элементов – резина (допус-

каемое напряжение смятия  $[\sigma]_{\text{см}} = 2 \text{ МПа}$ ,) диаметр окружности расположения пальцев  $D_0 = 105 \text{ мм}$ .

5. Напряжения смятия в резиновом элементе

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{см}} &= 2 \cdot K \cdot T / (d_1 l z \cdot D_0) = \\ &= 2 \cdot 1,5 \cdot 39,8 \cdot 10^3 / (14 \cdot 28 \cdot 6 \cdot 105) = 0,5 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{\text{см}} = 2 \text{ МПа},\end{aligned}$$

что удовлетворяет условию прочности.

6. Напряжения изгиба в пальцах

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{и}} &= K \cdot T / (0,1 \cdot d_1^3 \cdot z \cdot D_0) = \\ &= 1,5 \cdot 39,8 \cdot 10^3 \cdot 28 / (0,1 \cdot 14^3 \cdot 6 \cdot 105) = 9,7 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{\text{и}} = 80 \text{ МПа},\end{aligned}$$

что удовлетворяет условию прочности.

### Вопросы для самоконтроля

1. Для чего используют муфты в приводах?
2. По каким признакам классифицируют муфты?
3. Что учитывают при выборе в привод стандартной муфты?
4. Какие критерии работоспособности глухих муфт?
5. Виды несоосности валов. Какие муфты компенсируют их вредное влияние?
6. Какие функции выполняют упругие муфты?
7. Как проверяют работоспособность упругой втулочно-пальцевой муфты?

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Авиационные зубчатые передачи и редукторы: Справочник / под ред. Э. Б. Вулгакова. – М. : Машиностроение, 1981. – 374 с.
2. *Александров, Л. И.* Зубчатые передачи / Л. И. Александров, Н. П. Артеменко, Д. И. Костюк. – Харьков : Изд-во Харьковского гос. ун-та, 1964. – 275 с.
3. *Андожский, В. Д.* Эвольвентные зубчатые колеса с несимметричным профилем зубьев / В. Д. Андожский, Н. И. Рогачевский // Вестник машиностроения. – 1988. – № 10. – С. 32–34.
4. *Андрющенко, В. М.* Математические таблицы для расчета зубчатых передач. – М. : Машиностроение, 1974. – 440 с.
5. *Анурьев, В. И.* Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. – М. : Машиностроение, 1982. – Т. 1. – 736 с.; Т. 2. – 584 с.; Т. 3. – 576 с.
6. *Артоболевский, И. И.* Теория механизмов и машин. – М. : Наука, 1988. – 640 с.
7. *Белый, В. А.* Металлополимерные зубчатые передачи / В. А. Белый, В. Е. Старжинский, С. В. Щербаков. – Минск : Наука и техника, 1981. – 351 с.
8. *Берестенев, О. В.* Зубчатые передачи с повышенной податливостью зубьев / О. В. Берестенев, И. В. Жук, А. Н. Неделькин – Минск, 1993. – 183 с.
9. *Биргер, И. А.* Резьбовые и фланцевые соединения / И. А. Биргер, Г. Б. Иосилевич.. – М. : Машиностроение, 1990. – 364 с.
10. *Биргер, И. А.* Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шор, Г. Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1993. – 639 с.
11. *Билинчук, Н. Л.* Сравнительная усталостная прочность зубчатых колес с восстановленным профилем зубьев / Н. Л. Билинчук, Н. Н. Каменев, И. А. Копф [и др.] // Вестник машиностроения. – 1989. – № 2. – С. 51–53.
12. *Болотовская Т. П.* Расчет коррекции зубчатых колес с помощью блокирующих контуров / Т. П. Болотовская, И. А. Болотовский, В. Э. Смирнов. – Уфа : БАШНТОМашпром, 1958. – 190 с.
13. *Болотовская Т. П.* Справочник по корригированию зубчатых колес / Т. П. Болотовская, И. А. Болотовский, В. Э. Смирнов. – М. ; Свердловск : Машгиз, 1962. – 215 с.
14. *Болотовский, И. А.* Эвольвентные зубчатые колеса с несимметричными зубьями / И. А. Болотовский, О. Ф. Васильева, В. П. Котельников // Вестник машиностроения. – 1984. – № 4 – С. 15–17.



15. *Бондаренко, С. В.* К расчету коэффициента перекрытия для деформируемых прямозубых зацеплений / С. В. Бондаренко, А. А. Крылов // Известия вузов. Машиностроение. – 1986. – № 5. – С. 50–54.

16. *Брагин, В. В.* Проектирование высоконапряженных цилиндрических зубчатых передач / В. В. Брагин, Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1991. – 224 с.

17. *Будыка, Ю. Н.* Теория зацепления и сравнительная износостойкость плоских зацеплений общего вида // Труды семинара по теории машин и механизмов. Т. 10. Вып. 39. – М., 1951. – С. 56–74.

18. Валы и оси. Конструирование и расчет / С. В. Серенсен, М. Б. Громан, В. П. Когаев [и др.]. – М. : Машиностроение, 1970. – 319 с.

19. *Вейц, В. Л.* Геометрия зацепления зубчатых передач / В. Л. Вейц, А. М. Волженская, Н. И. Колчин. – Л. : Машиностроение; Ленингр. отделение, 1978. – 136 с.

20. *Воробьев, Н. В.* Цепные передачи. – М. : Машиностроение, 1968. – 251 с.

21. *Воробьев, И. И.* Ременные передачи. – М. : Машиностроение, 1979. – 168 с.

22. *Вулгаков, Э. Б.* Зубчатые передачи модифицированного исходного контура. – М. : Машгиз, 1962. – 100 с.

23. *Вулгаков, Э. Б.* Эвольвентные зубчатые передачи в обобщающих параметрах. Справочник по геометрическому расчету / Э. Б. Вулгаков, Л. М. Васина. – М. : Машиностроение, 1978. – 174 с.

24. *Вулгаков, Э. Б.* Теория эвольвентных зубчатых передач. – М. : Машиностроение, 1995. – 320 с.

25. *Гавриленко, В. А.* Цилиндрическая эвольвентная зубчатая передача. – М. : Машгиз, 1956. – 296 с.

26. *Гавриленко, В. А.* Зубчатые передачи в машиностроении. – М. : Машгиз, 1962. – 532 с.

27. *Гавриленко, В. А.* Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. – М. : Машиностроение, 1969. – 432 с.

28. *Генкин, М. Д.* Прямозубая эвольвентная передача с коэффициентом перекрытия больше двух / М. Д. Генкин, Ю. А. Мишарин // Вестник машиностроения. – 1960. – № 3. – С. 13–17.

29. *Генкин, М. Д.* Методы и средства допустимых нагрузок на зубчатые передачи путем уменьшения динамических усилий и интенсивности вибраций – М. : Наука. – 1964. – с. 7–25.

30. *Генкин, М. Д.* Повышение надежности тяжело нагруженных передач / М. Д. Генкин [и др.]. – М. : Машиностроение, 1981. – 232 с.

31. *Гжиров, Р. И.* Краткий справочник конструктора. – Л. : Машиностроение, 1983. – 464 с.
32. *Гинзбург, Е. Г.* Производство зубчатых колес / Е. Г. Гинзбург, Н. Т. Халебский. – Л. : Машиностроение; Ленингр. отд-ние, 1978. – 136 с.
33. *Глушченко, И. П.* Цепные передачи / И. П. Глушченко, А. А. Петрик. – М.: Техника, 1973. – 104 с.
34. ГОСТ 1643-81. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски.
35. ГОСТ 8889-88. Передачи зубчатые турбин и компрессорных машин. Технические требования. Методы контроля.
36. ГОСТ 13755-68. Зацепления зубчатые. Исходный контур цилиндрических зубчатых колес.
37. ГОСТ 13755-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходный контур.
38. ГОСТ 16530-83. Передачи зубчатые. Термины, определения и обозначения.
39. ГОСТ 16531-83. Передачи зубчатые цилиндрические. Термины, определения и обозначения.
40. ГОСТ 16532-70. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии.
41. ГОСТ 21354-87/СТ СЭВ 5744-86 / Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность.
42. ГОСТ 18855-94. Подшипники качения. Динамическая расчетная грузоподъемность и расчетный ресурс (долговечность).
43. *Громан, М. Б.* Графики для подбора коррекции прямозубых зубчатых передач и указания к их применению // Вестник машиностроения. – 1957. – № 7. – С. 32–38.
44. *Громан, М. Б.* О блокирующих контурах эвольвентного зацепления // Вестник машиностроения. – 1962. – № 12. – С. 12–17.
45. *Гузенков, П. Г.* Детали машин. – М. : Высш. шк., 1982. – 351 с.
46. *Готовцев, А. А.* Проектирование цепных передач: Справочник / А. А. Готовцев, И. П. Котенок. – М. : Машиностроение, 1982. – 336 с.
47. *Давыдов, Б. Л.* Редукторы. Конструкции, расчет и испытания. / Б. Л. Давыдов, Б. А. Скородумов, Ю. В. Бубырь. – Москва ; Киев : Mashgiz, 1963. – 474 с.
48. *Дашкевич, Б. П.* Детали машин. Курсовое проектирование / Б. П. Дашкевич, С. К. Дьяченко, С. З. Столбовой. – Киев : Гостехиздат, 1959. – 296 с.
49. Детали машин /Л. А. Андриенко, Б. А. Байков, И. К. Ганулич [и др.] ; под. ред. О. А. Ряховского. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 544 с.



50. Детали машин : Атлас / под ред. Д. Н. Решетова. – М., 1988. – 370 с.
51. *Дмитриев, В. А.* Детали машин. – Л. : Судостроение, 1970. – 791 с.
52. *Дунаев, П. Ф.* Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М. : Высш. шк., 2001. – 447 с.
53. *Журавлев, В. Н.* Машиностроительные стали: Справочник / В. Н. Журавлев, О. И. Николаева. – М : Машиностроение, 1981 – 391 с.
54. *Заблонский, К. И.* Детали машин. – Киев : Вища шк., 1985. – 520 с.
55. *Звездаков, В. П.* Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения деталей машин в примерах и задачах / Алт. гос. техн. ун-т им. И.И. Ползунова. – Барнаул : Изд-во АлтГТУ, 2000. – 528 с.
56. Зубчатые передачи. Справочник / Е. Г. Гинзбург, Н. Ф. Голованов, Н. Б. Фирун [и др.] ; под ред. Е. Г. Гинзбурга. – Л. : Машиностроение, 1980. – 415 с.
57. *Иванов, И. П.* Зубчатые передачи с комбинированным смещением: Основы теории и расчетов. – Л. : Изд-во Ленинградского ун-та, 1989. – 128 с.
58. *Иванов, М. Н.* Волновые зубчатые передачи. – М. : Высш. шк., 1981. – 184 с.
59. *Иванов, М. Н.* Детали машин / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М. : Высш. шк., 2002. – 408 с.
60. *Иосилевич, Г. Б.* Детали машин. – М. : Машиностроение, 1988. – 368 с.
61. *Иосилевич, Г. Б.* Прикладная механика / Г. Б. Иосилевич, Г. Б. Строганов, Г. С. Маслов ; под ред. Г. Б. Иосилевича. – М. : Высш. шк., 1989. – 351 с.
62. ИСО 53–74. Международный стандарт. Колеса зубчатые цилиндрические для общего и тяжелого машиностроения. Исходная рейка.
63. *Калашников, С. Н.* Зубчатые колеса и их изготовление / С. Н. Калашнико, А. С. Калашников. – М. : Машиностроение, 1983. – 264 с.
64. *Каргин, П. А.* О методике расчета на износ эвольвентных зубчатых передач с учетом ускоренного скольжения профилей зубьев // Машиноведение. – 1966. – № 3. – С. 33–40.
65. *Клебанов, Б. М.* Зубчатые передачи в машиностроении / Б. М. Клебанов, А. Е. Гинзбург. – Л. : Машиностроение, 1978. – 119 с.
66. *Когаев, В. П.* Прочность и износостойкость деталей машин / В. П. Когаев, Ю. Н. Дроздов Ю. Н. – М. : Высш. шк., 1991. – 318 с.



67. Коган, Г. И. Отделка зубчатых колес. – М. ; Л. : Машгиз, 1962. – 120 с.

68. Кораблев, А. И. Об использовании зубчатых колес эвольвентного профиля с модифицированным исходным контуром в авиадвигателях Гражданского Воздушного Флота / Вопросы геометрии и динамики зубчатых передач. – М. : Наука, 1964. – с. 90–98.

69. Кораблев, А. И. Повышение несущей способности и долговечности зубчатых передач / А. И. Кораблев, Д. Н. Решетов ; под ред. Д. Н. Решетова. – М. : Машиностроение, – 1968. – 288 с.

70. Крагельский, И. В. Основы расчетов на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. – М., 1977. – 528 с.

71. Краснощеков, Н. Н. Теория зацепления Новикова / Н. Н. Краснощеков, Р. В. Федякин, В. А. Чесноков. – М. : Наука, 1976. – 173 с.

72. Кудрявцев, В. Н. Конструкция и расчет зубчатых редукторов / В. Н. Кудрявцев, Ю. А. Державец, Е. Г. Глухарев. – Л. : Машиностроение, 1971. – 328 с.

73. Кудрявцев, В. Н. Детали машин. – М. ; Л., 1980. – 464 с.

74. Кудрявцев, В. Н. О методах оценки несущей способности цилиндрических зубчатых передач / В. Н. Кудрявцев, Д. Н. Решетов, И. С. Кузьмин [и др.] // Вестник машиностроения. – 1989. – № 9. – С. 29–36.

75. Кудрявцев, В. Н. Расчет и проектирование зубчатых редукторов: Справочник / В. Н. Кудрявцев, И. С. Кузьмин. А. Л. Филипенков. – СПб. : Политехника, 1993. – 448 с.

76. Кузьмин, А. В. Расчеты деталей машин / А. В. Кузьмин, И. М. Чернин, Б. С. Козинцов. – Мн. : Высш. Шк., 1986. – 400 с.

77. Курсовое проектирование деталей машин / С. А. Чернавский, Г. М. Ицкович, К. Н. Боков [и др.]. – М. : Машиностроение, 1980. – 351 с.

78. Лунев, А. В. Способ установления угла главного профиля исходного производящего реечного контура и коэффициента его смещения при нарезании прямозубых зубчатых колес с малым числом зубьев внешней эвольвентной передачи с передаточным отношением, равным единице / А. В. Лунев, В. П. Звездаков, А. А. Лунев : патент на изобретение № 2143622 от 29. 10. 98.

79. Малинкович, М. Д. Качественная оценка скольжения и износа зубьев цилиндрических колес // Известия вузов. – М. : Машиностроение. – 1979. – № 9. – С. 38–41.

80. Машиностроение. Энциклопедия : в 40 т. – М., 1995. – Т. 4–1 : Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка. – 864 с.



81. *Марков, А. Л.* Измерение зубчатых колес. – Л. : Машиностроение, 1977. – 279 с.

82. *Новиков, М. Л.* Зубчатые передачи, а также кулачковые механизмы с точечной системой зацепления : авт. св-во № 109113 кл. 47,6, заявл. 19.04.56. – Б. и. 1957, № 10.

83. ОСТ 37.001.223-80. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные агрегатов автомобильных трансмиссий: Исходный контур. – М., 1980.

84. Основы технологии машиностроения ; под ред. В. С. Корсакова. – М : Машиностроение, 1977. – 416 с.

85. *Орлов, В. В.* О деформационном поверхностном упрочнении зубчатых колес / В. В. Орлов, Д. Л. Юдин, А. П. Петраков [и др.] // Вестник машиностроения. – 1979. – № 1. – С. 17–19.

86. *Орлов, П. И.* Основы конструирования. – М. : Машиностроение, 1977. – Т. 1, 623 с. ; Т. 2, 574 с. ; Т. 3, 357 с.

87. *Павленко, А. В.* Зубчатые передачи с зацеплением Новикова / А. В. Павленко, Р. В. Федякин, В. А. Чесноков. – Киев : Техника, 1978. – 144 с.

88. *Павлов, Я. М.* Детали машин. – М. : Машиностроение, 1969. – 448 с.

89. *Палей, М. А.* Допуски и посадки. Справочник : в 2 ч. / М. А. Палей, А. Б. Романов, В. А. Брагинский. – Л. : Политехника, 1991. – Ч. 1. – 576 с.

90. *Палей, М. А.* Допуски и посадки. Справочник : в 2 ч. / М. А. Палей, А. Б. Романов, В. А. Брагинский. – Л. : Политехника, 1991. – Ч. 2. – 607 с.

91. *Первицкий, Ю. Д.* Расчет и конструирование точных механизмов. – М. : Машиностроение, 1976. – 456 с.

92. *Перель, Л. Я.* Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник / Л. Я. Перель, А. А. Филатов. – М. : Машиностроение, 1992. – 608 с.

93. *Петрусевич, А. И.* Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямозубыми колесами / А. И. Петрусевич, М. Д. Генкин, В. К. Гринкевич. – М., 1956. – 134 с.

94. Планетарные передачи. Справочник / под ред. В. Н. Кудрявцева, Ю. Н. Кирдяшева. – Л. : Машиностроение, 1977. – 536 с.

95. Пластмассовые зубчатые колеса в механизмах проборов. Расчет и конструирование. Справочное и научное издание / В. Е. Старжинский, Б. П. Тимофеев, Е. В. Шалобаев [и др.] ; под общ. ред. В. Е. Старжинского, Е. В. Шалобаева. – СПб. ; Гомель : ИММСНАНБ, 1998. – 538 с.

96. Поляков, В. С. Справочник по муфтам / В. С. Поляков, И. Д. Барбаш, О. А. Ряховский. – Л. : Машиностроение, 1974. – 351 с.
97. Проектирование механических передач ; под ред. С. А. Чернавского. – М. : Машиностроение, 1984. – 560 с.
98. Производство зубчатых колес: Справочник / С. Н. Калашников, А. С. Калашников, Г. И. Коган [и др.] ; под общ. ред. Б. А. Тайца. – М. : Машиностроение, 1990. – 464 с.
99. Пронин, Б. А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи /вариаторы / Б. А. Пронин, Г. А. Ревков – М. : Машиностроение, 1980. – 320 с.
100. Птицын, Г. А. Расчет и изготовление зубчатых передач в ремонтном деле / Г. А. Птицын, В. Н. Кокичев. – Л. : Судпромиздат, 1961. – 519 с.
101. Расчет радиальных и радиально-упорных подшипников качения. Методические указания / сост. Ю. К. Михайлов, В. И. Корнилов. – Л., 1981. – 40 с.
102. Расчет и выбор подшипников качения: Справочник / Н. А. Спицин, Б. А. Яхин, В. Н. Перегудов [и др.]. – М. : Машиностроение, 1974 – 56 с.
103. Решетов, Д. Н. Детали машин. – М. : Машиностроение, 1989. – 469 с.
104. Сварка, резка, контроль: Справочник : в 2 т. / под ред. Н. П. Алешина, Г. Г. Чернышева. – М. : Машиностроение, 2004. – Т. 1, 619 с. ; Т 2, 478 с.
105. Сидоренко, А. К. Новые виды зубчатых передач. – М. : Машиностроение, 1990. – 128 с.
106. Снесарев, Г. А. Расчет редукторов на надежность // Вестник машиностроения. – 1982. – № 5. – С. 49–53.
107. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / под ред. И. А. Болотовского. – М. : Машиностроение, 1986. – 447 с.
108. СТ СЭВ 308-76. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходный контур.
109. Степнов, М. Н. Статистическая обработка результатов механических испытаний. – М. : Машиностроение, 1972. – 232 с.
110. Тайнов, А. И. Новые виды зубчатых передач. – Минск, 1960.
111. Тайц, Б. А. Точность и контроль зубчатых передач / Б. А. Тайц, Н. Н. Марков. – Л. : Машиностроение, 1978. – 136 с.
112. Тентлер, Е. А. Влияние допускаемых погрешностей изготовления на коэффициент перекрытия прямозубой зубчатой передачи // Зубчатые и червячные передачи. – Л. : Машиностроение, 1968. – С. 101–105.



113. Тимофеев, Б. П. Состояние и перспективы нормирования точности зубчатых колес и передач / Б. П. Тимофеев, Е. В. Шалобаев // Вестник машиностроения. – 1990. – № 12. – С. 34–36.

114. Точность производства в машиностроении и приборостроении : под ред. А. Н. Гаврилова. – М. : Машиностроение, 1973. – 567 с.

115. Феодосьев, В. И. Сопrotивление материалов. – М. : Наука, 1981. – 254 с.

116. Фролов, В. Г. Расчеты геометрии эвольвентных разноконтурных зубчатых зацеплений // Вестник машиностроения. – 1964. – № 7. – С. 26–31.

117. Фролов, В. Г. Дополнительные возможности по расчету эвольвентного зубчатого зацепления // Теория передач в машинах. – М. : Наука, 1973. – С. 56–60.

118. Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внешнего зацепления. Расчет геометрии / под ред. И. А. Болотовского. – М. : Машиностроение, 1974. – 160 с.

119. Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внутреннего зацепления. Расчет геометрических параметров / И. А. Болотовский, Б. И. Гурьев, В. Э. Смирнов [и др.]. – М. : Машиностроение, 1977. – 192 с.

120. Часовников, Л. Д. Передачи зацеплением. – М. : Машиностроение, 1969. – 487 с.

121. Чернилевский, Д. В. Курсовое проектирование деталей машин и механизмов. – М. : Высш. школа, 1980. – 238 с.

122. Шнейдер, Ю. Г. Технология финишной обработки давлением: Справочник. – СПб. : Политехника, 1998. – 414 с.

123. Шпак, А. И. Расчет элементов привода : учебное пособие по курсовому проектированию / АлтГТУ им. И. И. Ползунова. – Барнаул : Изд-во АлтГТУ, 1997. – 222 с.

124. Шпак, А. И. Основы расчета и проектирования элементов механического привода : учеб. пособие по курсовому проектированию / АлтГТУ им. И. И. Ползунова. – Барнаул : Изд-во АлтГТУ, 1999. – 385 с.

125. Якушев, А. И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения / А. И. Якушев, Л. Н. Воронцов, Н. М. Федотов. – М. : Машиностроение, 1986. – 352 с.

126. Якушев, А. И. Допуски и посадки ЕСДП СЭВ для гладких цилиндрических деталей (расчет и выбор) / А. И. Якушев, Е. Ф. Бежелукова, В. Н. Плуталов. – М. : Изд-во стандартов, 1977. – 256 с.

127. Niemann, G. Construction / G. Niemann, W. Richter. – 1960. – S. 397–402.

128. *Drago, R.* Heavy Lift Helicopter Brings up Drive Ideas // Power Transmission Design. – 1974. – Vol. 26.

129. *Sato, T.* Influence of various gear errors on rotational vibration / T. Sato, K. Umezawa, J. Ishikawa // International Symposium on gearing and power transmissions. – Tokyo, 1981.

130. *Retting, H.* Innere Anregung und Verahnungs – dämpfung bei Stimradgetrieben / H. Retting, H. Gerber // Antriebstechnik. – 1987. – Bd. 26, № 3. – S. 89–95.



**Тюняев Анатолий Васильевич** — кандидат технических наук, профессор кафедры «Детали машин» Алтайского государственного технического университета им. И. И. Ползунова, заслуженный работник высшей школы РФ, почетный работник высшего образования РФ, 8 лет работал на машиностроительном заводе в должности зам. главного конструктора завода. Общий педагогический стаж — свыше 40 лет.



**Звездаков Валерий Прокопьевич** — кандидат технических наук, профессор кафедры «Детали машин» Алтайского государственного технического университета им. И. И. Ползунова, почетный работник высшего образования РФ, 6 лет работал главным метрологом на машиностроительном заводе. Общий педагогический стаж — свыше 40 лет.



**Вагнер Виктор Анатольевич** — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Детали машин» Алтайского государственного технического университета им. И. И. Ползунова, заслуженный работник высшей школы РФ, член-корреспондент САН ВШ, 10 лет работает генеральным директором ОАО «Алтай-Лада». Общий педагогический стаж — 25 лет.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие.....	3
Введение .....	4

### ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

1. Основные критерии работоспособности, надежности и расчета деталей машин .....	6
2. Стандартизация и взаимозаменяемость в машиностроении .....	23
3. Машиностроительные материалы .....	25
4. Шероховатость поверхности деталей машин.....	35
5. Точность изготовления. Допуски и посадки .....	40
6. Технологичность деталей машин .....	56
7. САПР и использование его в курсе деталей машин .....	61
8. Краткие сведения о вероятностных расчетах деталей машин .....	66

### Раздел первый СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

<b>Глава 1. Резьбовые соединения.....</b>	<b>77</b>
1.1. Общие сведения, области применения и сравнительная оценка .....	77
1.2. Классификация резьб .....	80
1.3. Элементы цилиндрических резьб .....	80
1.4. Основные типы резьб и методы их изготовления .....	82
1.5. Конструкции крепежных резьбовых деталей и способы их стопорения от самоотвинчивания в резьбовых соединениях .....	84
1.6. Материалы резьбовых деталей, классы прочности и допускаемые напряжения .....	86
1.7. Взаимодействие между винтом и гайкой .....	91
1.8. Расчет резьбы на прочность .....	97
1.9. Расчет резьбовых соединений.....	99



<b>Глава 2. Заклепочные соединения</b> .....	131
2.1. Общие сведения и применение .....	131
2.2. Расчет на прочность элементов заклепочного шва .....	135
2.3. Материалы заклепок и допускаемые напряжения .....	137
<b>Глава 3. Сварные соединения</b> .....	139
3.1. Общие сведения .....	139
3.2. Виды сварных соединений и расчет их на прочность.....	145
3.3. Допускаемые напряжения сварных соединений .....	160
<b>Глава 4. Паяные и клеевые соединения</b> .....	167
4.1. Общие сведения, оценка и применение .....	167
4.2. Паяные соединения .....	168
4.3. Клеевые соединения.....	173
<b>Глава 5. Клеммовые соединения</b> .....	178
<b>Глава 6. Шпоночные и шлицевые соединения</b> .....	185
6.1. Общие сведения .....	185
6.2. Критерии работоспособности и расчета .....	189
6.3. Материал шпонок и допускаемые напряжения .....	191
6.4. Зубчатые (шлицевые) соединения .....	194
6.5. Критерии работоспособности и расчет прочности .....	199
<b>Глава 7. Соединения деталей с натягом</b> .....	212
7.1. Общие сведения .....	212
7.2. Виды повреждений и критерии работоспособности соединений с натягом .....	214

## Раздел второй МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

<b>Глава 8. Зубчатые передачи</b> .....	232
8.1. Общие сведения.....	232



8.2. Краткие сведения из геометрии и кинематики эвольвентного зацепления. Методы изготовления зубчатых колес .....	239
8.3. Основные параметры эвольвентного зацепления и зубчатых колес .....	246
8.4. Виды разрушений зубьев. Критерии работоспособности и расчета .....	250
8.5. Точность изготовления зубчатых колес и передач .....	257
8.6. Конструкции зубчатых колес .....	264
8.7. Зубчатые передачи со смещением исходного производящего контура. Геометрические показатели качества эвольвентного зацепления. Блокирующие контуры .....	266
8.8. Модификация исходного контура .....	274
8.9. Материалы. Термическая, химико-термическая обработки и поверхностное упрочнение .....	279
8.10. Силы, действующие в зацеплении цилиндрических эвольвентных зубчатых передач .....	286
8.11. Геометрические показатели качества зацепления. Распределение усилий между зубьями в идеальной и реальной зубчатых передачах .....	290
8.12. Основы расчета зубьев цилиндрических зубчатых колес на прочность .....	302
8.13. Учет нагрузок, изменяющихся во времени .....	325
8.14. Расчет геометрических и кинематических параметров зубчатой передачи .....	328
8.15. Проверочный расчет цилиндрических зубчатых передач на контактную выносливость .....	330
8.16. Проверочный расчет зубьев на выносливость при изгибе .....	337
8.17. Расчет прочности зубьев при действии максимальной нагрузки .....	337
8.18. Примеры проверочных расчетов по ГОСТ 21354-87 .....	345
8.19. Цилиндрические передачи с арочными зубьями .....	356
8.20. Цилиндрические передачи с зацеплением Новикова .....	360
8.21. Конические зубчатые передачи .....	368
<b>Глава 9. Червячные передачи .....</b>	<b>412</b>
9.1. Общие сведения .....	412
9.2. Элементы червячной передачи .....	413



9.3. Геометрические параметры червячной передачи .....	422
9.4. Расчет червячной передачи на прочность .....	433
9.5. Допускаемые напряжения .....	442
9.6. Расчет передачи на нагрев .....	445
9.7. Краткие сведения о червячных редукторах .....	446
9.8. Смазка червячных передач .....	449
9.9. Пример расчета ортогональной цилиндрической червячной передачи .....	449
<b>Глава 10. Волновые механические передачи .....</b>	<b>457</b>
10.1. Общие сведения .....	457
10.2. Передаточное отношение передачи .....	461
10.3. Элементы волновой передачи .....	463
10.4. Проектный расчет волновой передачи .....	475
10.5. Проверочный расчет волновой передачи .....	476
10.6. КПД волновой передачи. Краткие сведения о волновых редукторах .....	477
10.7. Пример расчета волновой передачи .....	479
<b>Глава 11. Фрикционные передачи .....</b>	<b>484</b>
11.1. Общие сведения .....	484
11.2. Кинематика фрикционной передачи.....	486
11.3. Статика фрикционной передачи .....	486
11.4. Критерии работоспособности .....	487
11.5. Материалы фрикционных пар.....	488
11.6. Основы расчета фрикционной передачи.....	489
11.7. Краткие сведения о фрикционных вариаторах.....	491
<b>Глава 12. Ременные передачи .....</b>	<b>495</b>
12.1. Общие сведения .....	495
12.2. Геометрические зависимости.....	496
12.3. Кинематика ременной передачи .....	498
12.4. Силы в ременной передаче.....	500
12.5. Расчетные напряжения в ремне.....	507
12.6. Критерии работоспособности ременной передачи.....	509
12.7. Плоскоременная передача .....	512
12.8. Клиноременные и поликлиновые передачи.....	524
12.9. Шкивы ременных передач.....	534



<b>Глава 13. Цепные передачи</b> .....	543
13.1. Общие сведения .....	543
13.2. Элементы цепных передач .....	545
13.3. Критерии работоспособности цепных передач .....	555
13.4. Основные параметры цепных передач .....	556
13.5. Неравномерность скорости движения цепи.....	561
13.6. Натяжение и смазывание цепи. КПД цепных передач .....	562
13.7. Основы расчета цепных передач.....	564
<b>Глава 14. Передача винт–гайка</b> .....	573
14.1. Общие сведения .....	573
14.2. Расчет передач скольжения .....	577
14.3. Краткие сведения к расчету передачи винт–гайка качения .....	580

## Раздел третий ВАЛЫ И ОСИ. ПОДШИПНИКИ. МУФТЫ

<b>Глава 15. Валы и оси</b> .....	586
15.1. Общие сведения .....	586
15.2. Критерии работоспособности и расчета .....	591
15.3. Расчетные схемы валов .....	591
15.4. Расчет на прочность .....	592
15.5. Расчет на жесткость .....	604
<b>Глава 16. Подшипники</b> .....	628
16.1. Подшипники скольжения. Общие сведения .....	628
16.2. Конструкции радиальных подшипников скольжения .....	629
16.3. Подшипниковые материалы .....	630
16.4. Смазка. Трение в подшипниках скольжения .....	631
16.5. Критерии работоспособности подшипников скольжения .....	635
16.6. Условные расчеты подшипников .....	636
16.7. Гидродинамический расчет подшипников скольжения .....	637
16.8. Последовательность гидродинамического расчета подшипника .....	639



16.9. Подшипники качения. Общие сведения и классификация подшипников качения .....	643
16.10. Характеристики подшипников основных типов .....	647
16.11. Основы теории подшипников качения .....	650
16.12. Расчет долговечности и выбор подшипников качения .....	658
16.13. Основы конструирования подшипниковых узлов .....	675
<b>Глава 17. Муфты</b> .....	<b>701</b>
17.1. Общие сведения, назначение, классификация .....	701
17.2. Муфты неуправляемые постоянные .....	702
Список литературы .....	716



*Анатолий Васильевич ТЮНЯЕВ,  
Валерий Прокопьевич ЗВЕЗДАКОВ,  
Виктор Анатольевич ВАГНЕР*

## **ДЕТАЛИ МАШИН**

*Учебник*

*Издание второе,  
исправленное и дополненное*

Зав. редакцией инженерно-технической литературы  
*В. А. Моисеева*  
Выпускающие *Е. П. Королькова, Н. В. Черезова*

ЛР № 065466 от 21.10.97  
Гигиенический сертификат 78.01.07.953.П.007216.04.10  
от 21.04.2010 г., выдан ЦГСЭН в СПб

**Издательство «ЛАНЬ»**  
lan@lanbook.ru; www.lanbook.com  
192029, Санкт-Петербург, Общественный пер., 5.  
Тел./факс: (812) 412-29-35, 412-05-97, 412-92-72.  
Бесплатный звонок по России: 8-800-700-40-71

Подписано в печать 05.12.12.  
Бумага офсетная. Гарнитура Школьная. Формат 84×108<sup>1/32</sup>.  
Печать офсетная. Усл. п. л. 38,64. Тираж 1000 экз.

Заказ № .

Отпечатано в полном соответствии  
с качеством предоставленных диапозитивов  
в ОАО «Издательско-полиграфическое предприятие «Правда Севера».  
163002, г. Архангельск, пр. Новгородский, д. 32.  
Тел./факс (8182) 64-14-54; www.ippps.ru

