

ДЛЯ ВЫСШИХ
УЧЕБНЫХ ЗАВЕДЕНИЙ

М.Н. Иванов
В.А. Финогенов

Детали машин



ТЕХНИКА
И ТЕХНОЛОГИИ



М.Н. Иванов
В.А. Финогенов

Детали машин

Издание двенадцатое, исправленное

Рекомендовано
Министерством образования и науки
Российской Федерации в качестве учебника
для студентов высших технических
учебных заведений



Москва «Высшая школа» 2008

Рецензент — академик *А. Г. Зекунов* (зав. кафедрой Академии стандартизации, метрологии и сертификации)

Иванов М. Н.

Детали машин: Учебник для машиностроительных специальностей вузов/М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. — 12-е изд. испр. — М.: Высш. шк., 2008. — 408 с.: ил.

Учебник соответствует программе курса «Детали машин». В каждом разделе приводятся контрольные вопросы для самоподготовки и примеры, помогающие освоить методику расчетов и разрабатывать программы таких расчетов. Справочный материал учебника соответствует требованиям Госстандарта по состоянию на 01.01.2008 г.

Для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов.

Учебное издание

Иванов Михаил Николаевич, Финогенов Владимир Александрович

ДЕТАЛИ МАШИН

Редактор *В.А. Козлов*. Внешнее оформление *К.И. Мандель*.
Компьютерная верстка *Н.С. Михайлова*. Оператор *В.Н. Новоселова*
Корректор *Г.Н. Петрова*.

Изд. № РЕНТ-229. Подп. в печать 07.04.08. Формат 60×88^{1/16}.
Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс». Печать офсетная.
Объем 24,99 усл. печ. л., 25,49 усл. кр.-отт. Тираж 4000 экз. Заказ № 2973.

ОАО «Издательство «Высшая школа», 127994, Москва,
Неглинная ул., 29/14, стр. 1.

Тел.: (495) 694-04-56

<http://www.vshkola.ru>. E-mail: info_vshkola@mail.ru

Отдел реализации: (495) 694-07-69, 694-31-47, факс: (495) 694-34-86
E-mail: sales_vshkola@mail.ru

Отпечатано в ОАО «Ивановская областная типография».
153008, г. Иваново, ул. Типографская, 6.

E-mail: 091-018@rambler.ru

© Иванова Т.М. (наследница), 2008

© Финогенов В.А., 2008

© ОАО «Издательство «Высшая школа», 2008

Оригинал-макет данного издания является собственностью издательства «Высшая школа», и его репродуцирование (воспроизведение) любым способом без согласия издательства запрещается.

Учебник соответствует программе курса «Детали машин» для машиностроительных и механических специализаций высших технических учебных заведений России.

Основное содержание учебника базируется на курсе лекций, которые читаются в Московском государственном техническом университете им. Н. Э. Баумана. Изложение некоторых вопросов расширено по сравнению с содержанием лекций и включает дополнения, предназначенные, с одной стороны, для студентов, желающих углубить свои знания самостоятельно, а с другой — для выполнения расчетов при курсовом проектировании по специальным заданиям. В каждом разделе даны примеры, помогающие усвоить методику расчетов и разрабатывать программы для автоматизированных расчетов, а также контрольные вопросы для самоподготовки.

При выполнении рисунков авторы стремились дать простые схемы, которые, однако, сохраняют основные черты конструкций и позволяют понять условия работы и расчета деталей, полагая, что конструкции деталей студенты изучают дополнительно на лабораторных занятиях и при курсовом проектировании. Сведения, необходимые для курсового проектирования, в том числе справочные данные, обычно приводятся в учебных пособиях по проектированию деталей и узлов машин, а также в справочниках [11, 12, 15, 16]. В учебнике данные справочного характера сообщаются в ограниченном объеме, необходимом лишь для подтверждения и иллюстрации общих теоретических выводов и выполнения примеров расчета.

В основу изложения методик расчета деталей положены их главные критерии работоспособности. При написании или выводе расчетных формул не приводятся промежуточные преобразования в тех случаях, когда это не мешает объяснению физического смысла и когда студенты сами могут выполнить эти преобразования.

В настоящем издании в связи с введением ГОСТ 19650—97 авторами внесены изменения и уточнения в главу 9. Обновлен иллюстративный материал учебника.

Авторы

«Детали машин» являются первым из расчетно-конструкторских курсов, в котором изучают *основы проектирования* машин и механизмов.

Любая машина (механизм) состоит из деталей.

Деталь — такая часть машины, которую изготовляют без сборочных операций. Детали могут быть простыми (гайка, шпонка и т. п.) или сложными (коленчатый вал, корпус редуктора, станина станка и т. п.). Детали (частично или полностью) объединяют в узлы.

Узел представляет собой законченную сборочную единицу, состоящую из ряда деталей, имеющих общее функциональное назначение (пошипник качения, муфта, редуктор и т. п.). Сложные узлы могут включать несколько простых узлов (подузлов); например, редуктор включает подшипники, валы с насаженными на них зубчатыми колесами и т. п.

Среди большого разнообразия деталей и узлов машин выделяют такие, которые применяют почти во всех машинах (болты, валы, муфты, механические передачи и т. п.). Эти детали (узлы) называют *детальями общего назначения* и изучают в курсе «Детали машин». Все другие детали (поршни, лопатки турбин, гребные винты и т. п.) относятся к *детальям специального назначения* и изучаются в специальных курсах.

Детали общего назначения применяют в машиностроении в очень больших количествах.

Поэтому любое совершенствование методов расчета и конструкции этих деталей, позволяющее уменьшить затраты материала, понизить стоимость производства, повысить долговечность, приносит большой экономический эффект.

Как самостоятельная научная дисциплина курс «Детали машин» оформился к 80-м годам XIX столетия. В это время он был выделен из общего курса построения машин. До 80-х годов XIX в., когда машин было мало, а их расчеты носили элементарный характер, студенты-механики изучали все вопросы машиностроения в общем курсе построения машин. Развитие машиностроения и теории расчета машин сделало этот курс чрезвычайно обширным, а общее обучение — нецелесообразным. Поэтому курс построения машин был расчленен на ряд общетехнических и специальных дисциплин.

В России первый курс под названием «Детали машин» написан в 1881 г. проф. В. Л. Кирпичевым (1845 — 1913). В дальнейшем этот курс получил свое развитие в трудах проф. П. К. Худякова (1857 — 1936), А. И. Сидорова (1866 — 1931), М. А. Саверина (1891 — 1952) и др. Из курсов, написанных зарубежными учеными, переведены на русский язык и широко использовались труды К. Баха и Ф. Ретшера.

Кроме общих курсов по деталям машин написано большое количество монографий и статей, посвященных отдельным вопросам, например работы таких выдающихся отечественных ученых, как Л. Эйлер, Н. Е. Жуковский, С. А. Чаплыгин, Н. П. Петров и др. В настоящее время исследованиями в области деталей машин занимаются научно-исследовательские и учебные институты, машиностроительные фирмы.

На развитие современного курса «Детали машин» большое влияние оказывает быстрый прогресс отечественного и зарубежного машиностроения. Этот прогресс требует все более широкой стандартизации и унификации деталей общего назначения, а также их изготовления в массовых количествах на специализированных заводах. В условиях массового и специализированного производства значение курса «Детали машин» возрастает.

Основные требования к конструкции деталей машин. Совершенство конструкции детали оценивают по ее надежности и экономичности. Под надежностью понимают свойство изделия сохранять во времени свою работоспособность. Экономичность определяют стоимостью материала, затратами на производство и эксплуатацию.

Основные критерии работоспособности и расчета деталей машин — прочность, жесткость, износостойкость, коррозионная стойкость, теплостойкость, виброустойчивость. Значение того или иного критерия для данной детали зависит от ее функционального назначения и условий работы. Например, для крепежных винтов главным критерием является прочность, а для винтов резьбовых передач — износостойкость. При конструировании деталей их работоспособность обеспечивают в основном выбором соответствующего материала, рациональной конструктивной формой и расчетом размеров по главным критериям.

Прочность является главным критерием работоспособности большинства деталей. Непрочные детали не могут работать. Следует помнить, что разрушения частей машины приводят не только к простоям, но и к несчастным случаям.

Различают разрушение деталей вследствие потери *статической прочности или сопротивления усталости*. Потеря статической прочности происходит тогда, когда рабочее напряжение превышает предел статической прочности материала (например, σ_b). Это связано обычно со случайными перегрузками, не учтенными при расчетах, или со скрытыми дефектами деталей (раковины, трещины и т. п.). Потеря сопротивления усталости происходит в результате длительного действия переменных напряжений, превышающих предел выносливости материала (например, σ_{-1}). Сопротивление усталости значительно понижается при наличии концентраторов напряжений, связанных с конструктивной формой детали (галтели, канавки и т. п.) или с дефектами производства (царапины, трещины и пр.).

Основы расчетов на прочность изучают в курсе сопротивления материалов. В курсе «Детали машин» общие методы расчетов на прочность рассматривают в приложении к конкретным деталям и придают им форму *инженерных расчетов*.

Жесткость характеризуется изменением размеров и формы детали под нагрузкой.

Расчет на жесткость предусматривает ограничение упругих перемещений деталей в пределах, допустимых для конкретных условий работы. Такими условиями могут быть условия работы сопряженных деталей (например, качество зацепления зубчатых колес и условия работы подшипников ухудшаются при больших прогибах валов) и технологические условия (например, точность и производительность обработки на металлорежущих станках в значительной степени определяются жесткостью станка и обрабатываемой детали).

Нормы жесткости деталей устанавливают на основе практики эксплуатации и расчетов. Значение расчетов на жесткость возрастает в связи с широким внедрением высокопрочных сталей, у которых увеличиваются характеристики прочности (σ_b и σ_{-1}), а модуль упругости E (характеристика жесткости) остается почти неизменным. При этом чаще встречаются случаи, когда размеры, полученные из расчета на прочность, оказываются недостаточными по жесткости.

Изнашивание — процесс постепенного изменения размеров деталей в результате трения. При этом увеличиваются зазоры в подшипниках, в направляющих, в зубчатых зацеплениях, в цилиндрах поршневых машин и т. п. Увеличение зазоров снижает качественные характеристики механизмов — мощность, КПД, надежность, точность и пр. Детали, изношенные больше нормы, бракуют и заменяют при ремонте. Несвоевременный ремонт приводит к поломке машины, а в некоторых случаях и к аварии.

Установлено, что при современном уровне техники 85...90% машин выходит из строя в результате изнашивания и только 10...15% по другим причинам.

Изнашивание увеличивает стоимость эксплуатации, вызывая необходимость проведения дорогих ремонтных работ. Высокая стоимость ремонта обусловлена значительными затратами ручного высококвалифицированного труда, который трудно механизировать и автоматизировать.

Для многих типов машин за период их эксплуатации *затраты на ремонты и техническое обслуживание в связи с изнашиванием в несколько раз превышают стоимость новой машины*. Этим объясняется большое внимание, которое уделяют в настоящее время трибонике — науке о трении, смазке и изнашивании механизмов.

Задача машиностроения — выпускать машины, не требующие капитального ремонта за весь период эксплуатации. Текущие ремонты должны быть простыми и нетрудоемкими. Одно из направлений развития машиностроения — разработка конструкций, в которых осуществляется так называемое жидкостное трение. При жидкостном трении поверхности деталей разделены тонким масляным слоем. Они непосредственно не соприкасаются, а следовательно, и не изнашиваются, коэффициент трения становится очень малым ($\approx 0,005$). Для образования режима жидкостного трения, например в подшипниках скольжения, необходимо соответствующее сочетание нагрузки, частоты вращения и вязкости масла (см. § 16.4). Основоположителем жидкостного трения является Н. П. Петров, который опубликовал свои исследования в 1883 г. В дальнейшем эта теория получила развитие в трудах многих отечественных и зарубежных ученых. Теперь мы можем выполнять расчеты режима жидкостного трения. Однако жидкостное трение можно обеспечить далеко не во всех узлах трения. Кроме соблюдения определенных числовых значений упомянутых выше факторов оно требует непрерывной подачи чистого масла, свободного от абразивных частиц. Обычно это достигается при циркуляционной системе смазки с насосами и фильтрами. Там, где жидкостное трение обеспечить не удается, используют другое направление — применение для узлов трения таких материалов и таких систем смазки, при которых они будут износостойкими.

В области механики трения получает развитие явление избирательного переноса, позволяющее создавать практически безызносные трущиеся пары с малым коэффициентом трения и высоким КПД.

Избирательный перенос — физико-химический процесс, происходящий в среде поверхностей трения и смазки, в результате которого на поверхности трения образуется защитная металлическая пленка. Эта пленка обладает особой структурой и резко снижает характеристики трения и износа.

Образование металлической защитной пленки может происходить за счет материала, содержащегося в смазке и самих трущихся парах. Например, в паре сталь + медь или ее сплавы (бронза, латунь) пленкообразующим материалом будет медь. Пленкообразующей присадкой смазки для пары сталь + сталь или чугун может быть, например, медный порошок, добавляемый в смазку ЦИАТИМ-201.

Избирательный перенос обладает свойством автокомпенсации износа, т. е. защитная пленка хотя и изнашивается (сравнительно мало), но непрерывно восстанавливается. Достижения в области избирательного переноса получили применение в первую очередь в узлах трения, работающих в экстремальных условиях — в вакууме на космических аппаратах, в агрессивных средах химической

промышленности и др. Массового применения в машиностроении они пока не получили.

Во всех случаях поверхности трения необходимо защищать от загрязнения. При загрязнении все рассмотренные методы защиты от износа становятся малоэффективными.

На современном этапе расчеты на изнашивание отстают от расчетов по другим критериям (прочности, жесткости, виброустойчивости и теплостойкости). Это объясняется тем, что изнашивание является более сложным процессом. Оно зависит от многих факторов, в том числе мало определенных, например таких, как окружающая среда, качество и своевременность обслуживания узлов трения и пр. Для исключения случайного фактора в системе смазки применяют автоматические смазочные системы, которые обслуживают машины по заданной программе без участия человека.

В заключение отметим, что в области трибоники отечественными и зарубежными учеными выполнено много основополагающих и прикладных исследований [19; 34]. Однако до сего времени в технических вузах нет курса по этой дисциплине, который, подобно курсу «Сопrotивление материалов», подготавливал бы студентов к изучению инженерных расчетов в курсе «Детали машин» и в специальных курсах. В нашем курсе мы используем преимущественно метод учета износа по допускаемым давлениям на поверхностях трения.

Износостойкость деталей существенно уменьшается при коррозии.

Коррозия — процесс постоянного разрушения поверхностных слоев металла в результате окисления. Коррозия является причиной преждевременного разрушения многих конструкций. Из-за коррозии ежегодно теряется до 10% выплавляемого металла. Коррозия особенно опасна для поверхностей трения и деталей, работающих при переменных напряжениях. При этом существенно сокращаются износостойкость и сопротивление усталости.

Для защиты от коррозии применяют антикоррозионные покрытия или изготавливают детали из специальных коррозионно-устойчивых материалов, например нержавеющей стали и пластмасс. Особое внимание уделяется деталям, работающим в присутствии воды, пара, кислот, щелочей и других агрессивных средах.

Расчетов на долговечность по коррозии нет. Однако, поскольку этот процесс протекает во времени, они могут быть разработаны. Множество случайных факторов, связанных с условиями эксплуатации, затрудняют такие расчеты.

Теплостойкость. Нагрев деталей машин может вызвать следующие вредные последствия: понижение прочности материала и появление ползучести; понижение защищающей способности масляных пленок, а следовательно, увеличение изнашивания деталей;

изменение зазоров в сопряженных деталях, которое может привести к заклиниванию или заеданию; понижение точности работы машины (например, прецизионные станки).

Чтобы не допустить вредных последствий перегрева на работу машины, выполняют тепловые расчеты и, если необходимо, вносят соответствующие конструктивные изменения (например, искусственное охлаждение).

Виброустойчивость. Вибрации вызывают дополнительные переменные напряжения и, как правило, приводят к усталостному разрушению деталей. В некоторых случаях вибрации снижают качество работы машин. Например, вибрации в металлорежущих станках снижают точность обработки и ухудшают качество поверхности обрабатываемых деталей. Особенно опасными являются резонансные колебания. Вредное влияние вибраций проявляется также и в увеличении шумовых характеристик механизмов. В связи с повышением скоростей движения машин опасность вибраций возрастает, поэтому расчеты на колебания приобретают все большее значение.

Особенности расчета деталей машин. Для того чтобы составить математическое описание объекта расчета и по возможности просто решить задачу, в инженерных расчетах реальные конструкции заменяют идеализированными моделями или расчетными схемами. Например, при расчетах на прочность, по существу, несплошной и неоднородный материал деталей рассматривают как сплошной и однородный, идеализируют опоры, нагрузки и форму деталей. При этом *расчет становится приближенным*. В приближенных расчетах большое значение имеют правильный выбор расчетной модели, умение оценить главные и отбросить второстепенные факторы.

Погрешности приближенных расчетов существенно снижаются при использовании опыта проектирования и эксплуатации аналогичных конструкций. В результате обобщения предшествующего опыта вырабатывают нормы и рекомендации, например нормы допускаемых напряжений и коэффициентов запасов прочности, рекомендации по выбору материалов, расчетной нагрузки и пр. Эти нормы и рекомендации в приложении к расчету конкретных деталей приведены в соответствующих разделах учебника. Здесь отметим, что *неточности расчетов на прочность компенсируют в основном за счет запасов прочности*. При этом *выбор коэффициентов запасов прочности становится весьма ответственным этапом расчета*. Низкий запас прочности может привести к разрушению детали, а высокий — к увеличению массы изделия и перерасходу материала. В условиях большого объема выпуска деталей общего назначения перерасход материала приобретает весьма важное значение.

Факторы, влияющие на запас прочности, многочисленны и разнообразны: степень ответственности детали, однородность материала и надежность его испытаний, точность расчетных формул и определения расчетных нагрузок, влияние качества технологии, условий эксплуатации и пр. Если учесть все разнообразие условий работы современных машин и деталей, а также методов их производства, то станут очевидными большие трудности в раздельной количественной оценке влияния перечисленных факторов на величину запасов прочности. Поэтому в каждой отрасли машиностроения, основываясь на своем опыте, вырабатывают свои нормы запасов прочности для конкретных деталей. Нормы запасов прочности не являются стабильными. Их периодически корректируют по мере накопления опыта и роста уровня техники.

В инженерной практике встречаются два вида расчета: проектный и проверочный. *Проектный расчет* — предварительный, упрощенный расчет, выполняемый в процессе разработки конструкции детали (машины) в целях определения ее размеров и материала. *Проверочный расчет* — уточненный расчет известной конструкции, выполняемый в целях проверки ее прочности или определения норм нагрузки.

При проектном расчете число неизвестных обычно превышает число расчетных уравнений. Поэтому некоторыми неизвестными параметрами задаются, принимая во внимание опыт и рекомендации, а некоторые второстепенные параметры просто не учитывают. Такой упрощенный расчет необходим для определения тех размеров, без которых невозможна первая чертежная проработка конструкции. В процессе проектирования расчет и чертежную проработку конструкции выполняют параллельно. При этом ряд размеров, необходимых для расчета, конструктор определяет по эскизному чертежу, а проектный расчет приобретает форму проверочного для намеченной конструкции. В поисках лучшего варианта конструкции часто приходится выполнять несколько вариантов расчета. В сложных случаях поисковые расчеты удобно выполнять на ЭВМ. То обстоятельство, что конструктор сам выбирает расчетные схемы, запасы прочности и лишние неизвестные параметры, *приводит к неоднозначности инженерных расчетов, а следовательно, и конструкции.* В каждой конструкции отражаются творческие способности, знание и опыт конструктора. Внедряются наиболее совершенные решения.

Расчетные нагрузки. При расчетах деталей машин различают расчетную и номинальную нагрузки. Расчетную нагрузку, например вращающий момент T , определяют как произведение номинального момента T_n на динамический коэффициент режима нагрузки K :

$$T = KT_n.$$

Номинальный момент соответствует паспортной (проектной) мощности машины. Коэффициент K учитывает дополнительные динамические нагрузки, связанные в основном с неравномерностью движения, пуском и торможением. Величина этого коэффициента зависит от типа двигателя, привода и рабочей машины. Если режим работы машины, ее упругие характеристики и масса известны, то K можно определить расчетом. В других случаях величину K выбирают, ориентируясь на рекомендации. Такие рекомендации составляют на основе экспериментальных исследований и опыта эксплуатации различных машин (см. примеры в табл. 0.1).

Таблица 0.1

Вид рабочей машины и условия эксплуатации	Коэффициент динамической нагрузки K
Приводы с асинхронным электродвигателем при пуске	2,5...5,0
Главный привод токарных станков с асинхронным электродвигателем	1,8...4,0
Лебедки, строгальные и долбежные станки, скребковые транспортеры, фрикционные прессы	1,5...2,5
Грузоподъемные машины:	
механизмы подъема	1,2...2,0
механизмы передвижения	1,5...4,0
Вентиляторы, воздуходувки	1,4...1,8
Электрический транспорт	1,6...2,5
Камнедробилки	2,0...3,5
Мельницы, глиномялки, смесители вязких масс	1,8...2,2
Кривошипно-ползунные, эксцентриковые механизмы	1,8...3,0
Прокатные станы (удары при захвате)	2,5...6,0

Примечание. При наличии в приводе гидравлических и упругих муфт, демпфирующих колебания, величину K уменьшают на 20...30%, а в случаях применения предохранительных устройств — уменьшают до отношения предельных моментов этих устройств к номинальному моменту.

При расчете некоторых механизмов вводят дополнительные коэффициенты нагрузки, учитывающие специфические особенности этих механизмов (см., например, гл. 8).

Выбор материалов для деталей машин является ответственным этапом проектирования. Правильно выбранный материал в значительной мере определяет качество детали и машины в целом. При изложении этого вопроса предполагают, что изучающим известны основные сведения о свойствах машиностроительных материалов и способах их производства из курсов «Материаловедение», «Технология конструкционных материалов», «Сопротивление материалов».

Выбирая материал, учитывают в основном следующие факторы: соответствие свойств материала главному критерию работоспособности (прочность, износостойкость и др.); требования к массе

и габаритам детали и машины в целом; другие требования, связанные с назначением детали и условиями ее эксплуатации (противокоррозионная стойкость, фрикционные свойства, электроизоляционные свойства и т. д.); соответствие технологических свойств материала конструктивной форме и намечаемому способу обработки детали (штампруемость, свариваемость, литейные свойства, обрабатываемость резанием и пр.); стоимость и дефицитность материала.

Рекомендации по выбору материалов и их механические характеристики приведены в соответствующих разделах курса в конкретном приложении к различным деталям.

Черные металлы, подразделяемые на чугуны и стали, имеют наибольшее распространение. Это объясняется прежде всего их высокой прочностью и жесткостью, а также сравнительно невысокой стоимостью. Основные недостатки черных металлов — большая плотность и слабая коррозионная стойкость.

Цветные металлы — медь, цинк, свинец, олово, алюминий и некоторые другие — применяют главным образом в качестве составных частей сплавов (бронз, латуней, баббитов, дюралюминия и т. д.). Эти металлы значительно дороже черных и используются для выполнения особых требований: снижение массы, повышение антифрикционности, антикоррозионности и др.

Неметаллические материалы — дерево, резина, кожа, асбест, металлокерамика и пластмассы — также находят широкое применение.

Пластмассы — сравнительно новые материалы, применение которых в машиностроении все более расширяется. Современное развитие химии высокомолекулярных соединений позволяет получить материалы, которые обладают ценными свойствами: малой плотностью, высокой прочностью, тепло- и электроизоляцией, стойкостью против действия агрессивных сред, фрикционностью или антифрикционностью и т. д. Сочетание первых двух свойств позволяет некоторым видам пластмасс конкурировать с лучшими сортами стали и дюралюминия.

Пластмассы технологичны. Они обладают хорошими литейными свойствами и легко обрабатываются пластическим деформированием при сравнительно невысоких температурах и давлениях. Это позволяет получать из пластмасс изделия почти любой сложной формы высокопроизводительными методами: литьем под давлением, штамповкой, вытяжкой или выдуванием. Высокая удельная прочность позволяет использовать пластмассы в конструкциях, уменьшение массы которых имеет особо важное значение.

Основные потребители пластмасс в настоящее время — электротехническая и химическая промышленность. Здесь из пластмасс изготавливают корпуса, панели, колодки, изоляторы, баки, тру-

бы и другие детали, подвергающиеся действию кислот, щелочей и т. п. В других отраслях машиностроения пластмассы применяют главным образом для производства корпусных деталей, шкивов, вкладышей подшипников, фрикционных накладок, втулок, маховиков, рукояток и т. д.

Технико-экономическая эффективность применения пластмасс в машиностроении определяется в основном значительным снижением массы машин и повышением их эксплуатационных качеств, а также экономией цветных металлов и сталей. Замена металла пластмассами значительно снижает трудоемкость и себестоимость машиностроительной продукции. При замене черных металлов пластмассами трудоемкость изготовления деталей уменьшается в среднем в 5...6 раз, а себестоимость — в 2...6 раз. При замене пластмассами цветных металлов себестоимость снижается в 4...10 раз.

Порошковые материалы получают методом *порошковой металлургии*, сущность которой состоит в изготовлении деталей из порошков металлов путем прессования и последующего спекания в пресс-формах. Применяют порошки однородные или из смеси различных металлов, а также из смеси металлов с неметаллическими материалами, например с графитом. При этом получают материалы с различными механическими и физическими свойствами (например, высокопрочные, износостойкие, антифрикционные и др.).

В машиностроении наибольшее распространение получили детали на основе железного порошка. Детали, изготовленные методом порошковой металлургии, не нуждаются в последующей обработке резанием, что весьма эффективно при массовом производстве.

Использование вероятностных методов расчета. Основы теории вероятности изучают в специальных разделах математики. В курсе деталей машин вероятностные расчеты используют в двух видах: принимают табличные значения физических величин, подсчитанные с заданной вероятностью (к таким величинам относятся, например, механические характеристики материалов σ_b , σ_{-1} , твердость H и др., ресурс наработки подшипников качения и пр.); учитывают заданную вероятность отклонения линейных размеров при определении расчетных зазоров и натягов, например в расчетах соединений с натягом и зазоров в подшипниках скольжения при режиме жидкостного трения.

Установлено, что отклонения диаметров отверстий D и валов d подчиняются нормальному закону распределения (закону Гаусса). При этом для определения вероятностных зазоров Z_p и натягов N_p получены зависимости

$$Z_{P_{\max}}^{\min} = \bar{Z} \mp C \sqrt{(TD)^2 + (Td)^2}; N_{P_{\max}}^{\min} = \bar{N} \mp C \sqrt{(TD)^2 + (Td)^2}, \quad (0.1)$$

где верхние и нижние знаки относятся соответственно к минимальному и максимальному зазору или натягу: $\bar{Z} = 0,5(Z_{\min} + Z_{\max})$, $\bar{N} = 0,5(N_{\min} + N_{\max})$; допуски $TD = ES - EJ$ и $Td = es - ei$; ES, es — верхние, а EJ, ei — нижние предельные отклонения размеров.

Коэффициент C зависит от принятой вероятности P обеспечения того, что фактическая величина зазора или натяга располагается в пределах $Z_{P_{\min}} \dots Z_{P_{\max}}$ или $N_{P_{\min}} \dots N_{P_{\max}}$:

P	0,999	0,99	0,98	0,97	0,95	0,90
C	0,5	0,39	0,34	0,31	0,27	0,21

На рис. 0.1 представлено графическое изображение параметров формулы (0.1) для соединения с натягом. Здесь $f(D)$ и $f(d)$ — плотности распределения вероятностей случайных величин D и d . Заштрихованы участки кривых, которые не учитывают как маловероятные при расчетах с принятой вероятностью P .

Применение вероятностных расчетов позволяет существенно повысить допускаемые нагрузки при малой вероятности отказов (см. пример 7.1). В условиях массового производства это дает большой экономический эффект.

Надежность машин. Различают три периода, от которых зависит надежность: проектирование, производство, эксплуатация.

При проектировании закладываются основы надежности. Плохо продуманные, неотработанные конструкции не бывают надежными. Конструктор должен отразить в расчетах, чертежах, технических условиях и другой технической документации все факторы, обеспечивающие надежность.

При производстве обеспечиваются все средства повышения надежности, заложенные конструктором. Отклонения от конструкторской документации нарушают надежность. В целях исключения влияния дефектов производства все изделия необходимо тщательно контролировать.

При эксплуатации реализуется надежность изделия. Такие понятия надежности, как *безотказность* и *долговечность*, проявляются только в процессе работы машины и зависят от методов и условий ее эксплуатации, принятой системы ремонта, методов технического обслуживания, режимов работы и пр.

Основные причины, определяющие надежность, содержат элементы случайности. Случайны отклонения от номинальных характеристик прочности материала, номинальных размеров деталей и прочих показателей, зависящих от качества производства; случайны отклонения от расчетных режимов эксплуатации

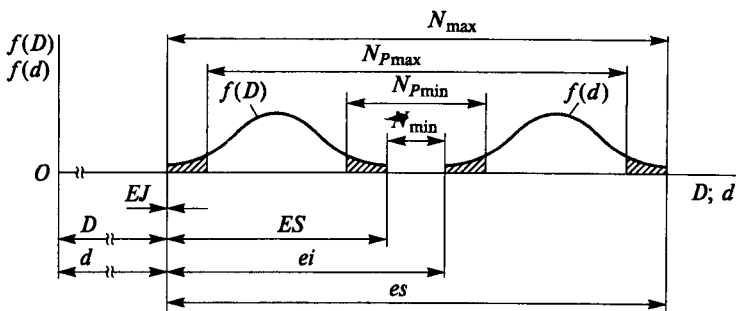


Рис. 0.1

и т. д. Поэтому для описания надежности используют теорию вероятности.

Надежность оценивают вероятностью сохранения работоспособности в течение заданного срока службы. Утрату работоспособности называют отказом. Если, например, вероятность безотказной работы изделия в течение 1000 ч равна 0,99, то это значит, что из некоторого большого числа таких изделий, например из 100, один процент или одно изделие потеряет свою работоспособность раньше чем через 1000 ч. Вероятность безотказной работы (или коэффициент надежности) для нашего примера равна отношению числа надежных изделий к числу изделий, подвергавшихся наблюдениям:

$$P(t) = 99/100 = 0,99.$$

Величина коэффициента надежности зависит от периода наблюдения t , который включен в обозначение коэффициента. У изношенной машины $P(t)$ меньше, чем у новой (за исключением периода обкатки, который рассматривают особо).

Коэффициент надежности сложного изделия выражается произведением коэффициентов надежности составляющих элементов:

$$P(t) = P_1(t) P_2(t) \dots P_n(t). \quad (0.2)$$

Анализируя эту формулу, можно отметить следующее:

1. Надежность сложной системы всегда меньше надежности самого ненадежного элемента, поэтому важно не допускать в систему ни одного слабого элемента.

2. Чем больше элементов имеет система, тем меньше ее надежность. Если, например, система включает 100 элементов с одинаковой надежностью $P(t) = 0,99$, то надежность $P(t) = 0,99^{100} \approx 0,37$. Такая система, конечно, не может быть признана работоспособ-

ной, так как она больше простаивает, чем работает. Это позволяет понять, почему проблема надежности стала особенно актуальной в современный период развития техники, идущей по пути создания сложных автоматических систем. Известно, что многие такие системы (автоматические линии, ракеты, самолеты, математические машины и др.) включают десятки и сотни тысяч элементов. Если в этих системах не обеспечивается достаточная надежность каждого элемента, то они становятся непригодными или неэффективными.

Изучением надежности занимается самостоятельная отрасль науки и техники. Ниже излагаются основные пути повышения надежности на стадии проектирования, имеющие общее значение при изучении настоящего курса.

1. Из предыдущего ясно, что разумный подход к получению высокой надежности состоит в *проектировании по возможности простых изделий с меньшим числом деталей*. Каждой детали должна быть обеспечена достаточно высокая надежность, равная или близкая к надежности остальных деталей.

2. Одним из простейших и эффективных мероприятий по повышению надежности является уменьшение напряженности деталей (повышение запасов прочности). Однако это требование надежности вступает в противоречие с требованиями уменьшения габаритов, массы и стоимости изделий. Для примирения этих противоречивых требований *рационально использовать высокопрочные материалы и упрочняющую технологию*: легированные стали, термическую и химико-термическую обработку, наплавку твердых и антифрикционных сплавов на поверхность деталей, поверхностное упрочнение путем дробеструйной обработки или обработки роликами и т. п. Так, например, путем термической обработки можно увеличить нагрузочную способность зубчатых передач в 2...4 раза. Хромирование шеек коленчатого вала автомобильных двигателей увеличивает срок службы по износу в 3...5 раз и более. Дробеструйный наклеп зубчатых колес, рессор, пружин и т. д. повышает срок службы по усталости материала в 2...3 раза.

3. Эффективной мерой повышения надежности является *хорошая система смазки*: правильный выбор сорта масла, рациональная система его подвода к трущимся поверхностям, защита трущихся поверхностей от абразивных частиц (пыли и грязи) путем размещения изделий в закрытых корпусах, установки эффективных уплотнений и т. п.

4. *Статически определяемые системы более надежны*. В этих системах меньше проявляется вредное влияние дефектов производства на распределение нагрузок.

5. Если условия эксплуатации таковы, что возможны случайные перегрузки, то в конструкции следует предусматривать *предохрани-*

тельные устройства (предохранительные муфты или реле максимального тока).

6. *Широкое использование стандартных узлов и деталей*, а также стандартных элементов конструкций (резьб, галтелей и пр.) повышает надежность. Это связано с тем, что стандарты разрабатывают на основе большого опыта, а стандартные узлы и детали изготавливают на специализированных заводах с автоматизированным производством. При этом повышаются качество и однородность изделий.

7. В некоторых изделиях, преимущественно в электронной аппаратуре, для повышения надежности применяют не последовательное, а *параллельное соединение элементов и так называемое резервирование*. При параллельном соединении элементов надежность системы значительно повышается, так как функцию отказавшего элемента принимает на себя параллельный ему или резервный элемент. В машиностроении параллельное соединение элементов и резервирование применяют редко, так как в большинстве случаев они приводят к значительному повышению массы, габаритов и стоимости изделий. Оправданным применением параллельного соединения могут служить самолеты с двумя и четырьмя двигателями. Самолет с четырьмя двигателями не терпит аварии при отказе одного и даже двух двигателей.

8. Для многих машин большое значение имеет так называемая *ремонтпригодность*. Отношение времени простоя в ремонте к рабочему времени является одним из показателей надежности. Конструкция должна *обеспечивать легкую доступность к узлам и деталям для осмотра или замены*. Сменные детали должны быть *взаимозаменяемыми с запасными частями*. В конструкции желательно выделять так называемые ремонтные узлы. Замена поврежденного узла заранее подготовленным значительно сокращает ремонтный простой машины.

Перечисленные факторы позволяют сделать вывод, что надежность является одним из основных показателей качества изделий. По надежности изделия можно судить о качестве проектно-конструкторских работ, производства и эксплуатации.

Оптимизация конструкций. Все конструкции многовариантны. Конструктор всегда стремится найти лучший или оптимальный вариант, в наибольшей степени удовлетворяющий поставленной задаче. При решении задачи конструктор варьирует геометрическими или другими параметрами изделия.

Простейший пример. Требуется найти рациональную форму поперечного сечения балки, нагруженной изгибающим моментом по условию минимума ее массы. Мерой массы балки является площадь A поперечного сечения, мерой сопротивления изгибу — момент инерции этой площади $J = \int_A y^2 dA$ (рис. 0.2, а). Для прямоугольной формы сечения $A = hb$, а $J = bh^3/12$.

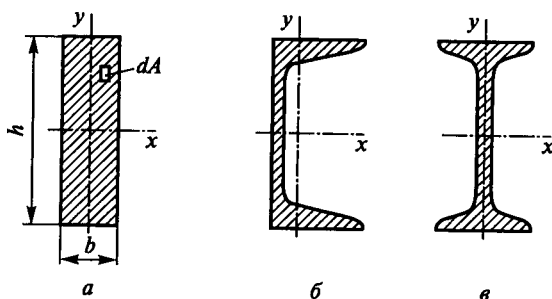


Рис. 0.2

Функции A и J — двухпараметрические: параметры b и h . Теперь нетрудно понять, что для уменьшения массы при $J = \text{const}$ выгодно увеличивать h при уменьшении b . Приближаясь к пределу, получим тонкий лист, применение которого в качестве балки нецелесообразно. Во-первых, обладая хорошим сопротивлением изгибу в одной плоскости, он неустойчив и неспособен воспринимать случайные или второстепенные нагрузки в другой плоскости. Во-вторых, не всегда приемлемо увеличение габаритов конструкции в плоскости h . Из интегральной формулы для J следует, что выгодно удалять массу материала от нейтральной оси x , где она малоэффективна. Таким путем были разработаны формы швеллера и двутавра (рис. 0.2, б, в).

Мы провели оптимизацию массы балки только по геометрическим параметрам, но есть еще параметр, от которого зависит масса, — материал балки. От характеристик материала зависит допускаемое напряжение, а следовательно, и размеры поперечного сечения балки. Применение высокопрочных легированных сталей с упрочняющей термообработкой снижает массу. Однако здесь мы встречаемся еще с одним параметром — стоимостью или экономичностью и даже дефицитностью материала. Вопросы экономичности решаются с учетом типа машины, в которой используется данный элемент конструкций. Например, в авиастроении весовые характеристики более существенны, чем в станкостроении.

Таким образом, так называемым обобщенным критерием в одном случае может быть масса, а в другом — цена.

Рассмотренный пример позволяет отметить, что функция минимизации массы многопараметрическая даже в сравнительно простом случае.

С переходом от детали к узлу и далее к машине число параметров возрастает, а оптимизация конструкции многократно усложняется. Она потребовала разработки новых методов решения задач о выборе наилучшего варианта среди множества возможных. Например, широко используется метод последовательных приближе-

ний, когда решение системы уравнений находится путем неоднократных проб комбинаций величин различных параметров. Реализация таких решений становится возможной только с помощью современной вычислительной техники. Оптимизация конструкций является одним из разделов науки — системы автоматизированного проектирования (САПР).

Для каждого изделия разрабатывают математическую модель. Она включает: 1) систему уравнений, описывающих взаимосвязь параметров (в нашем примере уравнения для J и A); 2) систему ограничений величин некоторых параметров, например $[\sigma]$, габаритов, стандартных параметров и т. п.; 3) систему условий, например минимум массы, габаритов, стоимости, максимум КПД и т. п.

Параметры изделия разделяют на две группы:

1) заданные — не подлежащие изменению и достаточные для выполнения расчета. Например, для расчета зубчатой передачи необходимо и достаточно задать вращающий момент, частоту вращения, ресурс наработки и режим нагрузки;

2) управляемые — подлежащие определению при проектировании. Именно управляемые параметры позволяют осуществлять процесс оптимизации путем выбора наилучшего варианта их сочетания. Для зубчатой передачи это диаметры и ширина колес, модуль зубьев, угол наклона зубьев, материал и термообработка и пр.

Основные понятия о САПР и использовании ее при проектировании деталей машин см. [31]. В данном курсе будем указывать только заданные и управляемые параметры тех или иных изделий. Примеры расчета можно рассматривать как один из вариантов поиска оптимальной конструкции.

Вопросы для самоподготовки

1. Критерии работоспособности — перечислите и приведите примеры конструкций, где тот или иной критерий является главным.
2. Объясните понятие номинальной и расчетной нагрузки.
3. Конструкционные материалы — факторы, которые учитывают при выборе материала.
4. Вероятностные методы расчета — примеры использования в нашем курсе, цели таких расчетов.
5. Объясните понятие надежности. Способы повышения надежности.
6. Какими методами осуществляется оптимизация конструкций? Приведите примеры из нашего курса или другие (свои).

Раздел первый

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Детали, составляющие машину, связаны между собой тем или иным способом. Эти связи можно разделить на подвижные (различного рода шарниры, подшипники, зацепления и пр.) и неподвижные (резьбовые, сварные, клеммовые и др.). Наличие подвижных связей в машине обусловлено ее кинематической схемой. Неподвижные связи обусловлены целесообразностью расчленения машины на узлы и детали для того, чтобы упростить производство, облегчить сборку, ремонт, транспортировку и т. п.

Неподвижные связи в технике называют соединениями.

По признаку разъемности все виды соединений можно разделить на разъемные и неразъемные.

Разъемные соединения позволяют разъединять детали без их повреждения. К ним относятся резьбовые, штифтовые, клеммовые, шпоночные, шлицевые и профильные соединения.

Неразъемные соединения не позволяют разъединять детали без их повреждения. Применение неразъемных соединений обусловлено в основном технологическими и экономическими требованиями. К этой группе соединений относятся заклепочные, сварные и соединения с натягом*.

Соединения являются важными элементами конструкций. Многие аварии и прочие неполадки в работе машин и сооружений обусловлены неудовлетворительным качеством соединений.

Так, например, опытом эксплуатации отечественных и зарубежных самолетов установлено, что долговечность фюзеляжа определяется прежде всего усталостными разрушениями, из которых до 85% приходится на резьбовые и заклепочные соединения. Отметим, также, что в конструкциях тяжелых широкофюзеляжных самолетов (например, ИЛ-96, АН-124) насчитывается до 700 тыс. болтов и до 1,5 млн заклепок.

Основным критерием работоспособности и расчета соединений является прочность.

*Соединения с натягом отнесены к группе неразъемных условно, так как они позволяют производить повторную сборку и разборку, при этом происходит частичное повреждение сопрягаемых поверхностей, приводящее к уменьшению нагрузочной способности соединений.

Необходимо стремиться к тому, чтобы *соединение было равнопрочным с соединяемыми элементами*. Наличие соединения, которое обладает прочностью, составляющей, например, 0,8 от прочности самих деталей, свидетельствует о том, что 20% нагрузочной способности этих деталей или соответствующая часть металла конструкции не используется.

Желательно, чтобы соединение не искажало форму изделия, не вносило дополнительных элементов в его конструкцию и т. п. Например, соединение труб болтами требует образования фланцев, сверления отверстий под винты, установку самих винтов с гайками и шайбами. Соединение труб сваркой встык не требует никаких дополнительных элементов. Оно в наибольшей степени приближает составное изделие к целому. С этих позиций соединение болтами может быть оправдано только разъемностью.

Глава 1

РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Соединения деталей с помощью резьбы являются одним из старейших и наиболее распространенных видов разъемного соединения. К ним относятся соединения с помощью болтов, винтов, шпилек, винтовых стяжек и т. д. В данной главе рассматриваются также основные элементы винтовых механизмов, так как силовые зависимости в винтовой паре (винт — гайка) и методы их расчета являются общими. Специальные сведения о винтовых механизмах изложены в гл. 14.

§ 1.1. Резьба

Резьба (рис. 1.1) — выступы, образованные на основной поверхности винтов или гаек и расположенные по винтовой линии.

По форме основной поверхности различают цилиндрические и конические резьбы. Наиболее распространена цилиндрическая резьба. Коническую резьбу применяют для плотных соединений труб, масленок, пробок и т. п.

Профиль резьбы — контур (например, *abc*) сечения резьбы в плоскости, проходящей через ось основной поверхности. По форме профиля различают треугольные, прямоугольные, трапециевидальные, круглые и другие резьбы.

По направлению винтовой линии различают правую и левую резьбы. У правой резьбы винтовая линия идет слева направо и вверх, у левой — справа налево и вверх. Наиболее распространена правая резьба. Левую резьбу применяют только в специальных случаях.

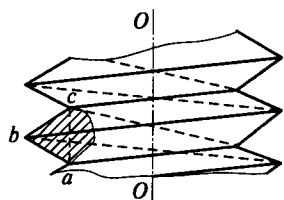


Рис. 1.1

Если витки резьбы расположены по двум или нескольким параллельным винтовым линиям, то они образуют *многозаходную резьбу*. По числу заходов различают *однозаходную, двухзаходную и т. д.* резьбы. Наиболее распространена однозаходная резьба. Все крепежные резьбы однозаходные. Многозаходные резьбы применяются преимущественно в винтовых механизмах. Число заходов больше трех применяют редко.

Методы изготовления резьбы. 1. *Нарезкой вручную* метчиками или плашками. Способ малопродуктивный. Его применяют в индивидуальном производстве и при ремонтных работах.

2. *Нарезкой на токарно-винторезных или специальных станках.*

3. *Фрезерованием* на специальных резьбофрезерных станках. Применяют для нарезки винтов больших диаметров с повышенными требованиями к точности резьбы (винты резьбовых передач, резьбы на валах и т. д.).

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

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

6. *Выдавливанием* на тонкостенных давленых и штампованных изделиях из жести, пластмассы и т. д.

Геометрические параметры резьбы (рис. 1.2): d — наружный (номинальный) диаметр; d_1 — внутренний диаметр (d и d_1 одинаковы для винта и гайки, а зазоры во впадинах образуют за счет предельных отклонений размеров этих диаметров); d_2 — средний диаметр (диаметр воображаемого цилиндра, образующая которого пересекает резьбу в таком месте, где ширина выступа равна ширине впадины); h — рабочая высота профиля, по которой соприкасаются боковые стороны резьб винта и гайки; p — шаг (расстояние между одноименными сторонами соседних профилей, измеренное в направлении оси резьбы); p_1 — ход (ступенчатое перемещение образующего профиля за один оборот или относительное осевое перемещение гайки за один оборот). Для однозаходной резьбы $p_1 = p$; для многозаходной $p_1 = np$, где n — число заходов; α — угол профиля; ψ — угол подъема (угол

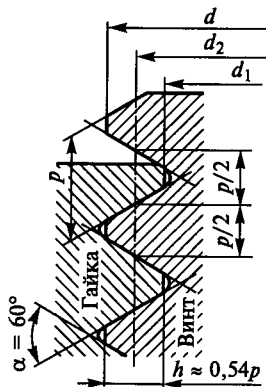


Рис. 1.2

подъема развертки винтовой линии по среднему диаметру; рис. 1.3).

$$\operatorname{tg} \psi = p_1 / (\pi d_2) = np / (\pi d_2). \quad (1.1)$$

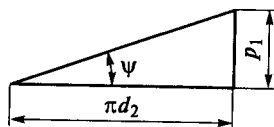


Рис. 1.3

Все геометрические параметры резьб и допуски на их размеры стандартизованы.

Основные типы резьб. По назначению различают резьбы крепежные и резьбы для винтовых механизмов.

Резьбы крепежные: *метрическая* с треугольным профилем (см. рис. 1.2) — основная крепежная резьба; *трубная* (рис. 1.4, а) — треугольная со скругленными вершинами и впадинами; *круглая* (рис. 1.4, б); *резьба винтов для дерева* (рис. 1.4, в).

Резьбы винтовых механизмов: *прямоугольная* (рис. 1.5, а); *трапецидальная симметричная* (рис. 1.5, б); *трапецидальная несимметричная*, или *упорная* (рис. 1.5, в).

Приведенная классификация не является строгой, так как в практике встречаются случаи применения метрической резьбы с мелким шагом в точных измерительных винтовых механизмах и, наоборот, трапецидальных резьб как крепежных.

Выбор профиля резьбы. Определяется многими факторами, важнейшие из которых *прочность, технологичность и силы трения в резьбе*. Так, например, *крепежная резьба должна обладать высокой прочностью и относительно большими силами трения, предохраняющими крепежные детали от самоотвинчивания*.

Резьбы винтовых механизмов должны быть с малыми силами трения, чтобы повысить КПД и уменьшить износ. Прочность во многих случаях не является для них основным критерием, определяющим размеры винтовой пары.

Сопоставим профили резьб по этим показателям (рис. 1.6). Осевая сила F , действующая по стержню винта, уравнивается реакцией гайки, распределенной по виткам резьбы. На рис. 1.6 эта реакция условно заменена сосредоточенной силой F_n , нормальной к линии профиля. При этом $F_n = F / \cos \psi$ и сила трения

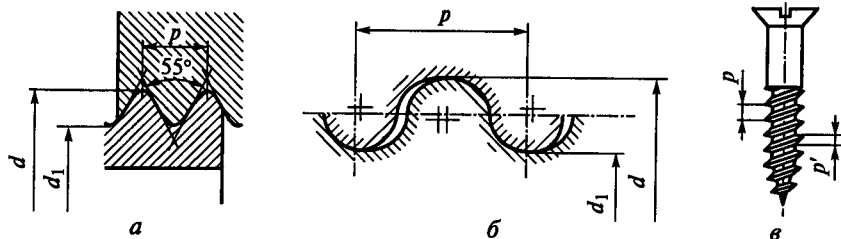


Рис. 1.4

$$F_{\text{тр}} = F_n f = Ff / \cos \gamma = Ff_{\text{пр}},$$

где f — действительный коэффициент трения; $f_{\text{пр}}$ — фиктивный, или приведенный, коэффициент трения в резбе:

$$f_{\text{пр}} = f / \cos \gamma. \quad (1.2)$$

Для метрической резьбы $\gamma = \alpha/2 = 30^\circ$ и $f_{\text{пр}} = 1,15f$, для трапецидальной симметричной резьбы $\gamma = \alpha/2 = 15^\circ$ и $f_{\text{пр}} = 1,04f$; для упорной резьбы $\gamma = 3^\circ$ и $f_{\text{пр}} \approx f$; для прямоугольной резьбы $\gamma = 0$ и $f_{\text{пр}} = f$. Таким образом, в метрической резьбе силы трения на 12...15% больше, чем в трапецидальных резьбах.

В дальнейшем показано, что прочность резьбы на срез рассчитывают по сечению $s - s$ (см. рис. 1.6). Для треугольной резьбы s — равно $\sim 0,85p$, трапецидальной — $0,65p$, прямоугольной — $0,5p$. Следовательно, при одном и том же шаге резьбы p треугольная резьба примерно в два раза прочнее прямоугольной. Учитывая это обстоятельство, основные крепежные резьбы выполняют с треугольным профилем.

Рассмотрим некоторые дополнительные характеристики отдельных типов резьб.

Резьба метрическая (см. рис. 1.2) получила свое название потому, что все ее размеры измеряются в миллиметрах (в отличие от дюймовой резьбы, размеры которой измеряются в дюймах). Вершины витков и впадин притуплены по прямой или по дуге окружности, что необходимо для уменьшения концентрации напряжений, предохранения от повреждений (забоин) в эксплуатации, повышения стойкости инструмента при нарезании.

Стандарт предусматривает метрические резьбы с *крупным и мелким шагом*. Для одного и того же диаметра d мелкие резьбы отличаются от крупной величиной шага p . Например, для диаметра 14 мм стандарт предусматривает крупную резьбу с шагом 2 мм и пять мелких резьб с шагами 1,5; 1,25; 1; 0,75 и 0,5 мм. При уменьшении шага соответственно уменьшаются высота резьбы

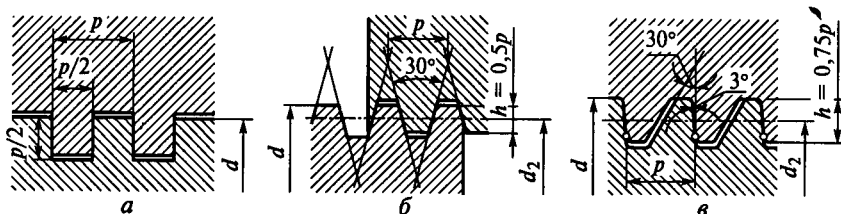


Рис. 1.5

(рис. 1.7) и угол подъема резьбы [см. формулу (1.1)], а внутренний диаметр d_1 увеличивается.

Увеличение диаметра d_1 повышает прочность стержня винта, а уменьшение угла подъема увеличивает самоторможение в резьбе (см. ниже), т. е. уменьшает возможность самоотвинчивания. По этим причинам мелкие резьбы находят применение для динамически нагруженных соединений, склонных к самоотвинчиванию, а также полых тонкостенных и мелких деталей (авиация, точная механика, радиотехника и т. п.).

В общем машиностроении основное применение имеют крупные резьбы, как менее чувствительные к износу и ошибкам изготовления.

Резьбы трубные (см. рис. 1.4, а) применяются для герметичного соединения труб и арматуры (масленки, штуцера и т. п.). На тонкой стенке трубы невозможно нарезать резьбу с крупным шагом без существенного уменьшения прочности трубы. Поэтому трубная резьба имеет мелкий шаг. В международном стандарте для трубной резьбы до настоящего времени еще сохранено измерение в дюймах. Для лучшего уплотнения трубную резьбу выполняют без зазоров по выступам и впадинам и с закруглениями профиля. Высокую плотность соединения дает коническая трубная резьба. Плотность здесь достигается за счет плотного прилегания профилей по вершинам при затяжке соединения. Коническая резьба в изготовлении сложнее цилиндрической. В настоящее время вместо трубных резьб часто применяют мелкие метрические резьбы.

Резьба круглая (см. рис. 1.4, б) удобна для изготовления способом литья на чугунных, стеклянных, пластмассовых и других изделиях, а также накаткой и выдавливанием на тонкостенных металлических и пластмассовых деталях.

Резьба винтов для дерева или других малопрочных материалов (см. рис. 1.4, в). Конструкция этих резьб обеспечивает равнопрочность резьбы в деталях из разнородных материалов. Например, для резьбы деревянной детали расчетным размером на срез является p , а для резьбы металлического винта — p' . При этом $p > p'$.

Резьба прямоугольная (см. рис. 1.5, а), широко применявшаяся ранее в винтовых механизмах, в настоящее время не стандартизована и почти вытеснена трапецеидальной. Изготовить прямоугольную резьбу более производительным способом на резьбофрезерных стан-

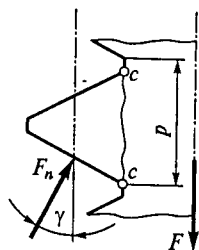


Рис. 1.6

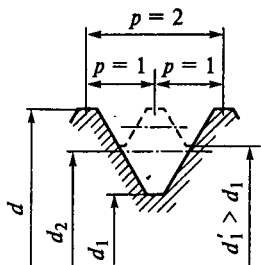


Рис. 1.7

ках невозможно, так как для образования чистой поверхности резьбы у фрезы должны быть режущими не только передние, но и боковые грани (сравните профили рис. 1.5, а и 1.5, б*).

Прямоугольную резьбу изготавливают резцами на токарно-винторезных станках. Этот способ имеет низкую производительность.

Резьба трапецидальная изготавливается с симметричным (см. рис. 1.5, б) и несимметричным (см. рис. 1.5, в) профилями. Симметричную резьбу используют для передачи двустороннего (реверсивного) движения под нагрузкой. Несимметричная резьба предназначена для одностороннего движения под нагрузкой и называется упорной резьбой. Она применяется для винтов-домкратов, прессов и т. п.

Закругление впадин (см. рис. 1.5, в) уменьшает концентрацию напряжений. Малый угол наклона (3°) упорной стороны профиля резьбы позволяет уменьшить потери на трение и в то же время изготавливать винты на резьбофрезерных станках.

§ 1.2. Основные типы крепежных деталей

Рассмотрим только принципиальные вопросы, относящиеся к применению того или иного типа крепежных деталей. Геометрические формы и размеры крепежных деталей не рассматриваются, так как они весьма разнообразны и с исчерпывающей полнотой описаны в справочниках и стандартах крепежных изделий.

Для соединения деталей применяют *болты* (винты с гайками, рис. 1.8, а), *винты* (рис. 1.8, б), *шпильки* с гайками (рис. 1.8, в).

Основным преимуществом болтового соединения является то, что при нем не требуется нарезать резьбу в соединяемых деталях. Это особенно важно в тех случаях, когда материал детали не может обеспечить достаточную прочность и долговечность резьбы. К недостаткам болтового соединения можно отнести следующее: обе соединяемые детали должны иметь места для расположения гайки или головки винта; при завинчивании и отвинчивании гайки необходимо удерживать головку винта от проворачивания; по сравнению с винтовым болтовое соединение несколько увеличивает массу изделия и больше искажает его внешние очертания.

Винты и шпильки применяют в тех случаях, когда постановка болта невозможна или нерациональна. Например, нет места для размещения гайки (головки), нет доступа к гайке (головке), при большой толщине детали необходимы глубокое сверление и длинный болт и т. п.

*Угол профиля резьбы, отличный от нуля (см. рис. 1.5, б), позволяет образовать скошенную боковую грань фрезы, которая, углубляясь в тело винта, непрерывно зачищает и калибрует профиль резьбы.

Если при эксплуатации деталь часто снимают и затем снова ставят на место, то ее следует закреплять болтами или шпильками, так как винты при многократном завинчивании могут повредить резьбу в детали. Повреждение резьбы в этом случае более вероятно, если деталь изготовлена из малопрочных хрупких материалов, например из чугуна, дюралюминия и т. п.

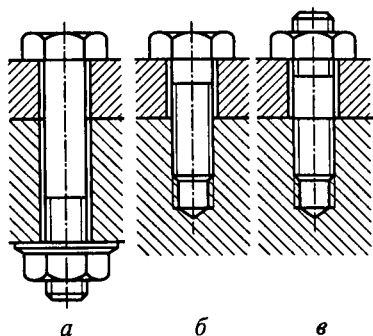


Рис. 1.8

Подкладную шайбу ставят под гайку или головку винта для уменьшения смятия детали гайкой, если деталь изготовлена из менее прочного материала (пластмассы, алюминия, дерева и т. п.); предохранения чистых поверхностей деталей от царапин при завинчивании гайки (винта); перекрытия большого зазора отверстия. В других случаях подкладную шайбу ставить нецелесообразно. Кроме подкладных шайб применяют стопорные или предохранительные шайбы, которые предохраняют соединение от самоотвинчивания.

§ 1.3. Способы стопорения резьбовых соединений

Самоотвинчивание разрушает соединения и может привести к аварии. Предохранение от самоотвинчивания весьма важно для повышения надежности резьбовых соединений и совершенно необходимо при вибрациях, переменных и ударных нагрузках. *Вибрации понижают трение и нарушают условие самоторможения в резьбе.*

Существует много способов стопорения или предохранения от самоотвинчивания. Описание этих способов приводится в справочниках и специальной литературе [1, 3]. На практике применяют следующие три основных принципа стопорения.

1. *Повышают и стабилизируют трение в резьбе* путем постановки контргайки 1 (рис. 1.9, а и б), пружинной шайбы 2 (рис. 1.9, в), применения резьбовых пар с натягом в резьбе и т. п.

Контргайка создает дополнительное натяжение и трение в резьбе. Пружинная шайба поддерживает натяг и трение в резьбе на большом участке самоотвинчивания (до 1...2 оборотов гайки). Кроме того, упругость шайбы значительно уменьшает влияние вибраций на трение в резьбе, а острые кромки ее прорези затрудняют поворот гайки (головки винта) относительно детали при отвинчивании.

2. *Гайку жестко соединяют со стержнем винта*, например, с помощью шплинта (рис. 1.10) или прошивают группу винтов проволокой (рис. 1.11, а, б). Способы стопорения этой группы

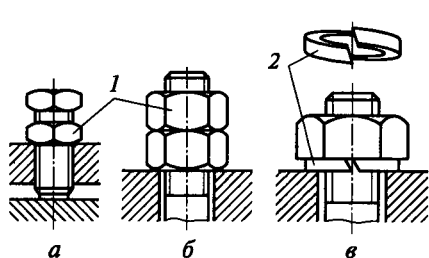


Рис. 1.9

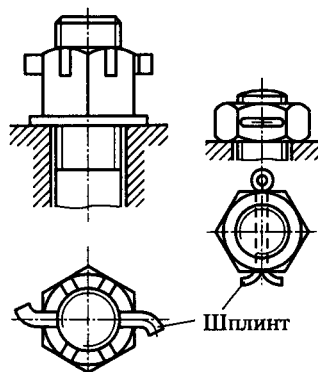


Рис. 1.10

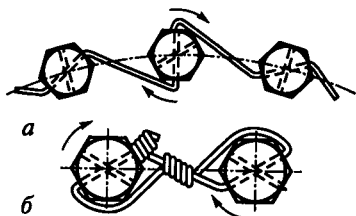


Рис. 1.11

позволяют производить только ступенчатую регулировку затяжки соединения.

3. Гайку жестко соединяют с деталью, например, с помощью специальной шайбы (рис. 1.12, а) или планки (рис. 1.12, б).

Конструктор должен уделять большое внимание предохранению резьбовых соединений от самоотвинчивания.

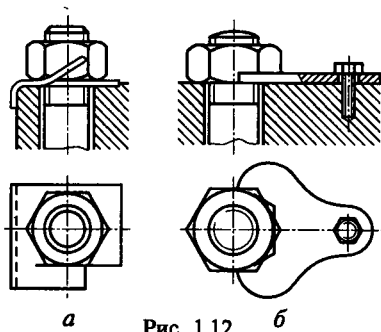


Рис. 1.12

§ 1.4. Теория винтовой пары

Зависимость между моментом, приложенным к гайке, и осевой силой винта. Если винт нагружен осевой силой F (рис. 1.13), то для завинчивания гайки к ключу необходимо приложить момент $T_{зав}$, а к стержню винта — реактивный момент T_p , который удерживает стержень от вращения. При этом можно записать

$$T_{зав} = T_T + T_p, \quad (1.3)$$

где T_T — момент сил трения на опорном торце гайки; T_p — момент сил трения в резьбе. Равенство (1.3), так же как и последующие зависимости, справедливо для любых винтовых пар болтов, винтов, шпилек и винтовых механизмов.

Не допуская существенной погрешности, принимают приведенный радиус сил трения на опорном торце гайки равным среднему радиусу этого торца, или $D_{cp}/2$. При этом

$$T_{\tau} = Ff(D_{cp}/2), \quad (1.4)$$

где $D_{cp} = (D_1 + d_{отв})/2$; D_1 — наружный диаметр опорного торца гайки; $d_{отв}$ — диаметр отверстия под винт; f — коэффициент трения на торце гайки.

Момент сил трения в резьбе определим, рассматривая гайку как ползун, поднимающийся по виткам резьбы, как по наклонной плоскости (рис. 1.14, а). По известной теореме механики, учитывающей силы трения, ползун находится в равновесии, если равнодействующая F_n системы внешних сил отклонена от нормали n — n на угол трения φ . В нашем случае внешними являются осевая сила F и окружная сила $F_t = 2T_p/d_2$. Здесь T_p — не реактивный, а активный момент со стороны ключа, равный $T_{зав} - T_{\tau}$ [см. формулу (1.3)].

Далее (рис. 1.14) $F_t = F \operatorname{tg}(\psi + \varphi)$ или

$$T_p = 0,5Fd_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi), \quad (1.5)$$

где ψ — угол подъема резьбы [по формуле (1.1)]; $\varphi = \operatorname{arctg} f_{гр}$ — угол трения в резьбе; $f_{гр}$ — приведенный коэффициент трения в резьбе, учитывающий влияние угла профиля [формула (1.2)].

Подставляя (1.4) и (1.5) в формулу (1.3), найдем искомую зависимость:

$$T_{зав} = 0,5Fd_2 [(D_{cp}/d_2)f + \operatorname{tg}(\psi + \varphi)]. \quad (1.6)$$

При отвинчивании гайки окружная сила F_t и силы трения меняют направление (рис. 1.14, б). При этом получим

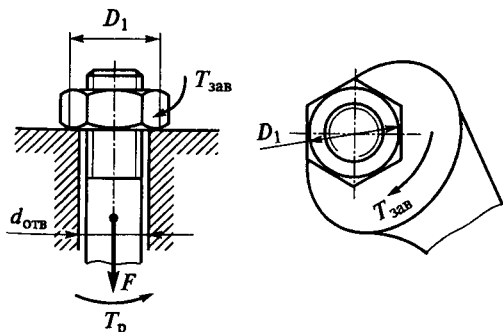


Рис. 1.13

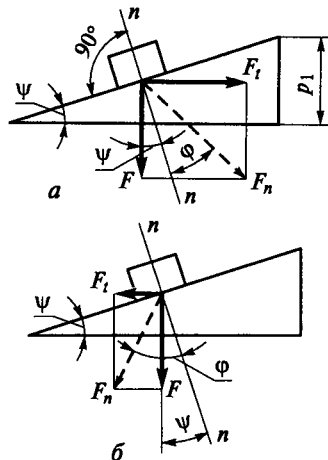


Рис. 1.14

$$F_t = F \operatorname{tg}(\varphi - \psi). \quad (1.7)$$

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

$$T_{\text{отв}} = 0,5 F d_2 [(D_{\text{сп}}/d_2) f + \operatorname{tg}(\varphi - \psi)]. \quad (1.8)$$

Полученные зависимости позволяют отметить:

1. По формуле (1.6) можно подсчитать отношение осевой силы винта F к силе $F_{\text{т}}$, приложенной на ручке ключа, т. е. $F/F_{\text{т}}$, которое дает выигрыш в силе. Для стандартных метрических резьб при стандартной длине ключа $l \approx 15d$ и $f \approx 0,15$ $F/F_{\text{т}} = 70 \dots 80$ (см. табл. 1.6).

2. Стержень винта не только растягивается силой F , но и закручивается моментом $T_{\text{р}}$.

Самоторможение и КПД винтовой пары. Условие самоторможения можно записать в виде $T_{\text{отв}} > 0$, где $T_{\text{отв}}$ определяется по формуле (1.8). Рассматривая самоторможение только в резьбе без учета трения на торце гайки, получим $\operatorname{tg}(\varphi - \psi) > 0$ или

$$\psi < \varphi. \quad (1.9)$$

Для крепежных резьб угол подъема ψ лежит в пределах $2^\circ 30' \dots 3^\circ 30'$, а угол трения φ изменяется в зависимости от коэффициента трения в пределах от 6 (при $f \approx 0,1$) до 16° (при $f \approx 0,3$). Таким образом, *все крепежные резьбы — самотормозящие*. В винтовых механизмах резьбы выполняют как самотормозящими, так и несамотормозящими.

Приведенные выше величины коэффициента трения, свидетельствующие о значительных запасах самоторможения, справедливы только при статических нагрузках. При переменных нагрузках и *особенно при вибрациях* вследствие взаимных микросмещений поверхностей трения (например, в результате радиальных упругих деформаций гайки и стержня винта) коэффициент трения существенно снижается (до $0,02$ и ниже). Условие самоторможения нарушается. Происходит самоотвинчивание.

КПД η винтовой пары представляет интерес главным образом для винтовых механизмов. Его можно вычислить по отношению работы, затраченной на завинчивание гайки без учета трения, к той же работе с учетом трения. Работа завинчивания равна произведению момента завинчивания на угол поворота гайки. Так как углы поворота равны и в том и в другом случае, то отношение работ равно отношению моментов $T'_{\text{зав}}/T_{\text{зав}}$, в котором $T_{\text{зав}}$ определяется по формуле (1.6), а $T'_{\text{зав}}$ — по той же формуле, но при $f=0$ и $\varphi=0$:

$$\eta = T'_{\text{заб}}/T_{\text{заб}} = \text{tg}\psi / [(D_{\text{сп}}/d)f + \text{tg}(\psi + \varphi)]. \quad (1.10)$$

Учитывая потери только в резьбе ($T_r = 0$), найдем КПД собственно винтовой пары:

$$\eta = \text{tg}\psi / [\text{tg}(\psi + \varphi)]. \quad (1.11)$$

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

Формула (1.11) позволяет отметить, что η *возрастает с увеличением ψ и уменьшением φ .*

Для увеличения угла подъема резьбы ψ в винтовых механизмах применяют многозаходные винты. В практике редко используют винты, у которых ψ больше 20...25°, так как дальнейший прирост КПД незначителен, а изготовление резьбы затруднено. Кроме того, при большом ψ становится малым выигрыш в силе или передаточное отношение винтовой пары (см. гл. 14).

Для повышения КПД винтовых механизмов используют также различные средства, понижающие трение в резьбе: антифрикционные металлы, тщательную обработку и смазку трущихся поверхностей, установку подшипников под гайку или упорный торец винта, применение шариковых винтовых пар и пр.

Распределение осевой нагрузки винта по виткам резьбы. На рис. 1.15 изображена схема винтовой пары. Осевая нагрузка винта передается через резьбу гайке и уравнивается реакцией ее опоры. Каждый виток резьбы нагружается соответственно силами F_1, F_2, \dots, F_z , где z — число витков резьбы гайки.

Сумма $\sum_1^z F_i = F$. В общем случае F_i не равны между собой. Задача о распределении нагрузки по виткам статически неопределима. Для ее решения уравнения равновесия дополняют уравнениями деформаций. Впервые она была решена Н.Е. Жуковским в 1902 г. Не излагая это сравнительно сложное решение, ограничиваемся качественной оценкой причин неравномерного распределения нагрузки. В первом приближении полагаем, что стержень винта и гайка абсолютно жесткие, а витки резьбы податливые. Тогда после приложения нагрузки F все точки стержня винта (например, A и B) сместятся одинаково относительно соответствующих точек гайки (например, C и D). Все витки получают равные прогибы, а следовательно, и равные нагрузки (рис. 1.15, а). Во втором приближении полагаем стержень винта упругим, а гайку оставляем жесткой. Тогда относительное перемещение точек A и D будет больше относительного перемещения точек B и C на величину растяжения стержня на участке AB . Так как нагрузка витков пропорциональна их прогибу или относительному перемещению соответствующих точек, то нагрузка первого витка больше второго и т. д.

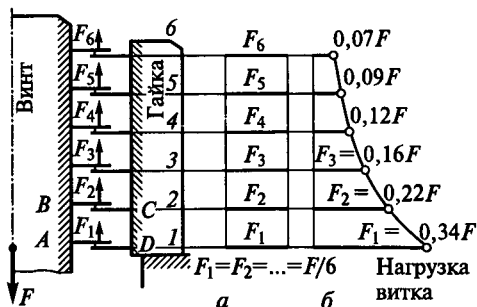


Рис. 1.15

В действительности все элементы винтовой пары податливы, только винт растягивается, а гайка сжимается. Перемещения точки D меньше перемещений точки C на величину сжатия гайки на участке CD . Сжатие гайки дополнительно увеличит разность относительных перемещений точек A и D , B и C и т. д., а следовательно,

и неравномерность нагрузки витков резьбы.

Все изложенное можно записать с помощью математических символов. Обозначим Δ_A , Δ_B , Δ_C , Δ_D перемещения соответствующих точек. Вследствие растяжения участка AB винта $\Delta_B < \Delta_A$, а вследствие сжатия участка CD гайки $\Delta_D < \Delta_C$.

Относительное перемещение точек A и D , B и C

$$\Delta_{AB} = \Delta_A - \Delta_D, \quad \Delta_{BC} = \Delta_B - \Delta_C.$$

Учитывая предыдущие неравенства, находим $\Delta_{AD} > \Delta_{BC}$. Следовательно, нагрузка первого витка больше нагрузки второго и т. д.

График распределения нагрузки по виткам, полученный на основе решения системы уравнений для стандартной шестивитковой гайки высотой $H = 0,8d$, изображен на рис. 1.15, б. В дальнейшем решение Н. Е. Жуковского было подтверждено экспериментальными исследованиями на прозрачных моделях. График свидетельствует о значительной перегрузке нижних витков и нецелесообразности увеличения числа витков гайки, так как последние витки мало нагружены.

Теоретические и экспериментальные исследования позволили разработать конструкции специальных гаек, выравнивающих распределение нагрузки в резьбе (рис. 1.16). На рис. 1.16, а изображена так называемая висячая гайка. Выравнивания нагрузки в резьбе здесь достигают тем, что как винт, так и гайка растягиваются. При этом неравенство $\Delta_D < \Delta_C$ изменится на обратное $\Delta_D > \Delta_C$, а разность $\Delta_{AB} - \Delta_{BC}$ уменьшится. Кроме того, в наиболее нагруженной нижней зоне висячая гайка тоньше и обладает повышенной податливостью, что также способствует выравниванию нагрузки в резьбе. На рис. 1.16, б показана разновидность висячей гайки — гайка с кольцевой выточкой. У гайки, изображенной на рис. 1.16, в, срезаны вершины нижних витков резьбы под углом $15...20^\circ$. При этом увеличивается прогиб нижних витков винта, так как они соприкасаются с гайкой

не всей поверхностью, а только своими вершинами. Увеличение прогиба витков снижает нагрузку этих витков.

Специальные гайки особенно желательно применять для соединений, подвергающихся действию переменных нагрузок. Разрушение таких соединений носит усталостный

характер и происходит в зоне наибольшей концентрации напряжений у нижнего (наиболее нагруженного) витка резьбы. Опытом установлено, что применение специальных гаек позволяет повысить динамическую прочность резьбовых соединений на 20...30%.

Решение, результаты которого приведены на рис. 1.15, б, справедливо в пределах упругих деформаций и при номинальных размерах. Вследствие большой жесткости резьбы на фактическое распределение нагрузки существенно влияют технологические отклонения размеров; небольшие пластические деформации перегруженных витков, допустимые для крепежных резьб; приработка резьб. Поэтому при практических расчетах неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы учитывают опытным коэффициентом K_m (см. ниже).

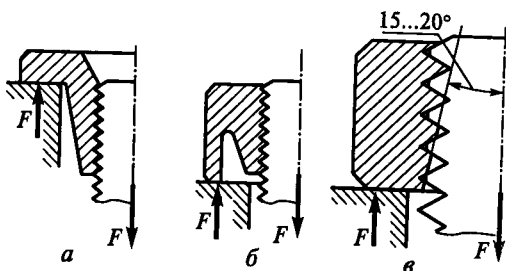


Рис. 1.16

§ 1.5. Расчет резьбы на прочность

Основные виды разрушения резьб: *крепежных* — срез витков, *винтовых механизмов* — износ витков. В соответствии с этими основными критериями работоспособности и расчета для *крепежных резьб* являются *прочность, связанная с напряжениями среза τ* , а для *резьб винтовых механизмов* — *износостойкость, связанная с напряжениями смятия $\sigma_{см}$* (рис. 1.17).

Условия прочности резьбы по напряжениям среза

$$\left. \begin{aligned} \tau &= F/(\pi d_1 H K K_m) \leq [\tau] \text{ для винта,} \\ \tau &= F/(\pi d H K K_m) \leq [\tau] \text{ для гайки,} \end{aligned} \right\} \quad (1.12)$$

где H — высота гайки или глубина завинчивания винта в деталь; $K = ab/p$ или $K = ce/p$ — коэффициент полноты резьбы; K_m — коэффициент неравномерности нагрузки по виткам резьбы.

Для треугольной резьбы $K \approx 0,87$, для прямоугольной $K \approx 0,5$, для трапецеидальной $K \approx 0,65$; $K_m \approx 0,6...0,7$ — большие величины при $\sigma_{вв}/\sigma_{вр} > 1,3$, где $\sigma_{вв}$ — предел

прочности материала винта, а $\sigma_{\text{вт}}$ — 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.

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

Условие износостойкости резьбы винтового механизма по напряжениям смятия

$$\sigma_{\text{см}} = F/(\pi d_2 h z) \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (1.13)$$

где $z = H/p$ — число рабочих витков (например, число витков гайки).

Формула (1.13) — общая для винта и гайки. Коэффициент K_m здесь принят равным единице с учетом приработки резьб и при условии, что допускаемые напряжения принимают согласно накопленному опыту эксплуатации (см. гл. 14).

Высота гайки и глубина завинчивания. *Равнопрочность резьбы и стержня винта* является одним из условий назначения высоты стандартных гаек. Так, например, приняв в качестве предельных напряжений пределы текучести материала при растяжении и срезе, а также учитывая, что $\tau_r \approx 0,6\sigma_r$, запишем условия равнопрочности резьбы на срез и стержня винта на растяжение в виде

$$\tau_r = F/(\pi d_1 H K K_m) = 0,6\sigma_r = 0,6F/[(\pi/4)d_1^2],$$

откуда при $K = 0,87$ и $K_m \approx 0,6$ получаем

$$H \approx 0,8d_1. \quad (1.14)$$

Здесь $F/[(\pi/4)d_1^2]$ — напряжение растяжения в стержне винта, рассчитанное приближенно по внутреннему диаметру резьбы d_1 .

В соответствии с этим высоту нормальных стандартных гаек крепежных изделий принимают (см. табл. 1.5)

$$H \approx 0,8d. \quad (1.15)$$

Кроме нормальных стандартом предусмотрены высокие $H \approx 1,2d$ и низкие $H \approx 0,5d$ гайки.

Так как $d > d_1$ (например, для крепежной резьбы $d \approx 1,2d_1$), то прочность резьбы при нормальных и высоких гайках превышает прочность стержня винта.

По тем же соображениям устанавливают глубину завинчивания винтов и шпилек в де-

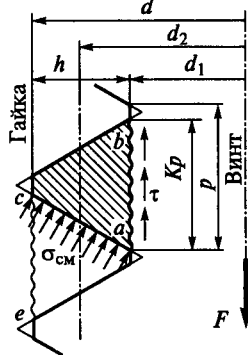


Рис. 1.17

тали: в стальные детали $H_1 = d$, в чугунные и силуминовые $H_1 \approx 1,5d$.

Стандартные высоты гаек (за исключением низких) и глубины завинчивания исключают необходимость расчета на прочность резьбы стандартных крепежных деталей (см. табл. 1.6).

Рассмотренный пример определения высоты гайки является примером оптимизации конструкции резьбовой пары по условию равнопрочности резьбы и стержня болта.

§ 1.6. Расчет на прочность стержня винта (болта) при различных случаях нагружения

Стержень винта нагружен только внешней растягивающей силой. Примером служит резьбовой участок крюка для подвешивания груза (рис. 1.18). Опасным является сечение, ослабленное резьбой. Площадь этого сечения оценивают приближенно по внутреннему диаметру d_1 резьбы.

Условие прочности по напряжениям растяжения в стержне

$$\sigma = F / [(\pi/4)d_1^2] \leq [\sigma]. \quad (1.16)$$

Допускаемые напряжения $[\sigma]$ здесь и далее см. табл. 1.2.

Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует. Примером служат болты для крепления ненагруженных герметичных крышек и люков корпусов машин (рис. 1.19). В этом случае стержень болта растягивается осевой силой $F_{\text{зат}}$, возникающей от затяжки болта, и закручивается моментом сил трения в резьбе T_p [см. формулу (1.5), где F равна $F_{\text{зат}}$].

Напряжение растяжения от силы $F_{\text{зат}}$

$$\sigma = F_{\text{зат}} / [(\pi/4)d_1^2].$$

Напряжение кручения от момента T_p

$$\tau = T_p / W_p = 0,5 F_{\text{зат}} d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi) / (0,2 d_1^3). \quad (1.17)$$

Требуемая сила затяжки

$$F_{\text{зат}} = A \sigma_{\text{см}},$$

где A — площадь стыка деталей, приходящаяся на один болт, $\sigma_{\text{см}}$ — напряжение смятия в стыке деталей, величину которого выбирают по условиям герметичности [см. также рекомендации (1.28)].

Прочность болта определяют по эквивалентному напряжению

$$\sigma_{\text{эк}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (1.18)$$

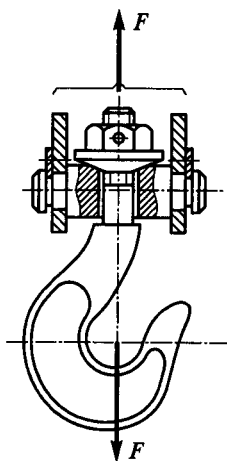


Рис. 1.18

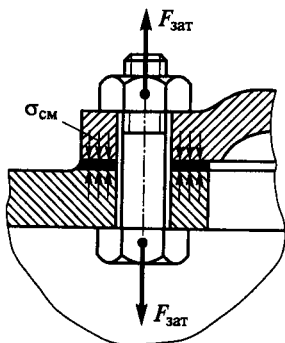


Рис. 1.19

Вычисления показывают, что для стандартных метрических резьб

$$\sigma_{\text{эж}} \approx 1,3\sigma.$$

Это позволяет рассчитывать прочность болтов по упрощенной формуле

$$\sigma_{\text{эж}} = 1,3F_{\text{зат}} / [(\pi/4)d_1^2] \leq [\sigma]. \quad (1.19)$$

Расчетами и практикой установлено, что болты с резьбой меньше М10...М12 можно разрушить при недостаточно квалифицированной затяжке. Например, болт с резьбой М6 разрушается при силе на ключе, равной 45 Н; болт с резьбой М12 — при силе 180 Н (см. табл. 1.6). Поэтому в среднем и тяжелом машиностроении не рекомендуют применять болты малых диаметров (меньше М8). На некоторых заводах для затяжки болтов используют специальные ключи предельного момента. Эти ключи не позволяют приложить при затяжке момент больше установленного. В таком случае отпадает необходимость ограничивать применение болтов малых диаметров (при условии, что ключи предельного момента применяют и в эксплуатации).

Болтовое соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке. Условием надежности соединения является отсутствие сдвига деталей в стыке. Конструкция может быть выполнена в двух вариантах.

Болт поставлен с зазором (рис. 1.20). При этом внешнюю нагрузку F уравнивают силами трения в стыке, которые образу-

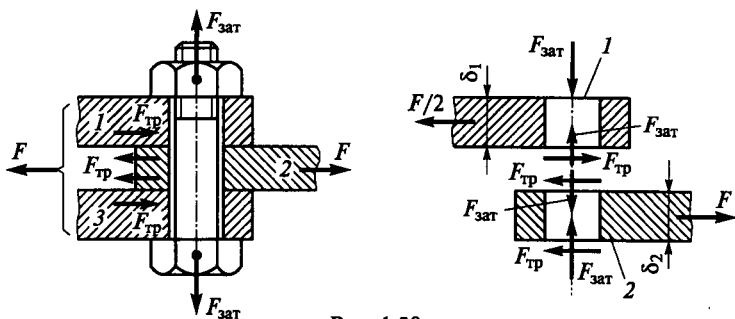


Рис. 1.20

ются от затяжки болта. Без затяжки болтов детали могут сдвигаться в пределах зазора, что недопустимо. Рассматривая равновесие детали 2, получим условие отсутствия сдвига деталей

$$\left. \begin{aligned} F &\leq iF_{\text{тр}} = iF_{\text{зат}}f, \\ F_{\text{зат}} &= KF/(if), \end{aligned} \right\} \quad (1.20)$$

или

где i — число плоскостей стыка деталей (на рис. 1.20 $i=2$; при соединении только двух деталей $i=1$); f — коэффициент трения в стыке ($f \approx 0,15 \dots 0,20$ для сухих чугунных и стальных поверхностей); K — коэффициент запаса ($K=1,3 \dots 1,5$ при статической нагрузке; $K=1,8 \dots 2$ при переменной нагрузке).

Прочность болта оценивают по эквивалентному напряжению [формула (1.19)].

Отметим, что в соединении, в котором болт поставлен с зазором, внешняя нагрузка не передается на болт. Поэтому болт рассчитывают только на статическую прочность по силе затяжки даже при переменной внешней нагрузке. Влияние переменной нагрузки учитывают путем увеличения коэффициента запаса.

Болт поставлен без зазора (рис. 1.21). В этом случае отверстие калибруют разверткой, а диаметр стержня болта выполняют с допуском, обеспечивающим беззазорную посадку. Такая установка болта в отверстие соединяемых деталей обеспечивает восприятие внешней нагрузки стержнем болта. При расчете прочности соединения не учитывают силы трения в стыке, так как затяжка болта в принципе не обязательна*. В общем случае болт можно заменить штифтом. Стержень болта рассчитывают по напряжениям среза и смятия. Условие прочности по напряжениям среза

* В реальных конструкциях затяжка болта имеет место. Возникающие при этом силы трения в стыке повышают запас прочности соединения.

$$\tau = F/[(\pi/4)d^2i] \leq [\tau], \quad (1.21)$$

где i — число плоскостей среза (на рис. 1.21, a $i=2$; при соединении только двух деталей на рис. 1.21, b $i=1$).

Закон распределения напряжений смятия по цилиндрической поверхности контакта болта и детали (рис. 1.22) трудно установить точно. В значительной степени это зависит от точности размеров и формы деталей соединения. Поэтому расчет на смятие производят по условным напряжениям. Эпюру действительного распределения напряжений (рис. 1.22, a) заменяют условной с равномерным распределением напряжений (рис. 1.22, b). При этом для средней детали (и при соединении только двух деталей)

$$F = 2 \int_0^{\pi/2} \sigma_{\text{см}} \delta_2 0,5d \cos \varphi d\varphi = \sigma_{\text{см}} \delta_2 d,$$

или

$$\sigma_{\text{см}} = F/(d\delta_2) \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

для крайней детали

$$\sigma_{\text{см}} = F/(2d\delta_1) \leq [\sigma_{\text{см}}]. \quad (1.22)$$

Формулы (1.22) справедливы для болта и деталей. Из двух величин напряжений $\sigma_{\text{см}}$ в этих формулах расчет прочности выполняют по наибольшей, а допускаемое напряжение определяют по более слабому материалу болта или детали.

Сравнивая варианты установки болтов с зазором и без зазора (см. рис. 1.20 и 1.21), следует отметить, что первый вариант дешевле второго, так как не требует точных размеров болта и отверстия. Однако условия работы болта, поставленного с зазором, хуже, чем без зазора. Так, например, приняв коэффициент трения в стыке деталей $f=0,2$, $K=1,5$ и $i=1$, из формулы (1.20) получим $F_{\text{зат}}=7,5F$. Следовательно, расчетная нагрузка болта с зазором в 7,5 раза превышает внешнюю нагрузку. Кроме того, вследствие нестабильности коэффициента трения и трудности контроля затяжки работа

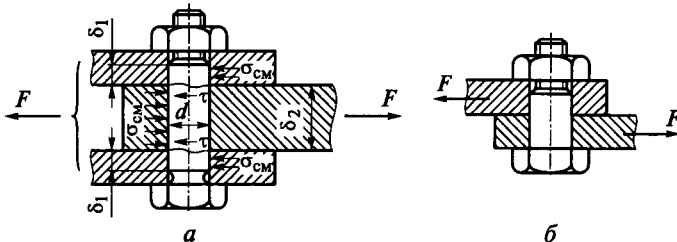


Рис. 1.21

таких соединений при сдвигающей нагрузке недостаточно надежна.

В авиастроении получает распространение постановка болтов с высоким упругопластическим натягом. Таким способом соединяют, например, листы из дюралевого

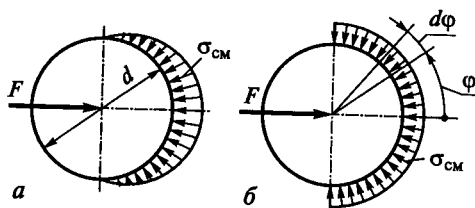


Рис. 1.22

сплава Д16Т болтами из титанового сплава ВТ-16. Материал болтов существенно прочнее материала деталей. При сдвигающих переменных нагрузках наблюдается усталостное разрушение не болтов, а деталей в сечении, ослабленном отверстиями под болты. При установке болтов с высоким натягом в зоне отверстия деталей происходят упругопластические деформации. Высокая пластичность материала деталей позволяет осуществить натяги до 2% и более от диаметра болта. Это значительно превышает все натяги стандартных посадок.

Долговечность таких соединений в несколько раз превышает долговечность соединений без натяга.

Болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык деталей. Примером служат болты для крепления крышек резервуаров, нагруженных давлением p жидкости или газа (рис. 1.23). *Затяжка болтов должна обеспечить герметичность соединения или нераскрытие стыка под нагрузкой.* Задача о распределении нагрузки между элементами такого соединения статически неопределима и решается с учетом деформаций этих элементов. Обозначим: $F_{зат}$ — сила затяжки болта; $F = F_{\Sigma}/z$ — внешняя нагрузка соединения, приходящаяся на один болт (z — число болтов).

После приложения внешней нагрузки к затянутому соединению болт дополнительно растянется на некоторую величину Δ , а деформация сжатия деталей уменьшится на ту же величину.

Для простоты можно сказать, что только часть внешней нагрузки дополнительно нагружает болт, а другая часть идет на разгрузку стыка*.

Если обозначим χ коэффициент внешней нагрузки (учитывает приращение нагрузки болта в долях от силы F), то дополнительная нагрузка болта равна χF , а уменьшение затяжки стыка — $(1 - \chi)F$. Величину коэффициента χ определяют по условию равенства деформаций болта и деталей, возникающих после приложения внешней нагрузки.

* Фактически вся внешняя нагрузка воспринимается болтом, но уменьшается затяжка стыка или нагрузка на болт со стороны стыка деталей. Обучающимся предлагается самим рассмотреть вариант такого решения и убедиться, что результат решения сохраняется.

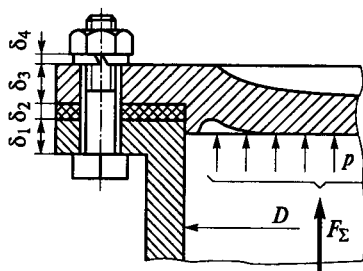


Рис. 1.23

$$\Delta = \chi F \lambda_{\text{б}} = (1 - \chi) F \lambda_{\text{д}}, \quad (1.23)$$

где $\lambda_{\text{б}}$ — податливость болта, равная его удлинению при единичной нагрузке; $\lambda_{\text{д}}$ — суммарная податливость соединяемых деталей при том же условии.

Из равенства (1.23) имеем

$$\chi = \lambda_{\text{д}} / (\lambda_{\text{б}} + \lambda_{\text{д}}). \quad (1.24)$$

Далее получим приращение нагрузки на болт

$$F_{\text{б}} = \chi F, \quad (1.25)$$

расчетную нагрузку болта с учетом (1.19)

$$F_{\text{р}} = 1,3 F_{\text{зат}} + \chi F \quad (1.26)$$

и остаточную затяжку стыка от одного болта

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

Анализ полученных решений и выбор затяжки соединений. 1. С увеличением податливости болта $\lambda_{\text{б}}$ и уменьшением податливости деталей $\lambda_{\text{д}}$ уменьшается χ и приращение нагрузки болта $F_{\text{б}}$ [см. формулу (1.25)]. Эту зависимость выгодно используют на практике и особенно при переменной внешней нагрузке F . Например, при изменении внешней нагрузки F от нуля до максимума (рис. 1.24) в расчетной нагрузке $F_{\text{р}}$ болта изменяется только составляющая $F_{\text{б}}$ (по тому же закону, что и F). Как правило, $\lambda_{\text{д}}$ значительно меньше $\lambda_{\text{б}}$, поэтому $F_{\text{б}}$ значительно меньше F . От переменной составляющей $F_{\text{б}}$ зависит сопротивление болта усталости. *Применение упругих болтов (рис. 1.25) является хорошей защитой от усталостного разрушения.* Опасным сечением для прочности стержня является сечение по внутреннему диаметру резьбы d_1 [см. формулу (1.16)]. Учитывая отсутствие концентрации напряжений в ненарезанной части стержня, ее диаметр можно выполнить меньше d_1 (рис. 1.25, а) или просверлить здесь отверстие (рис. 1.25, б). При этом болт будет равнопрочным, а его податливость увеличится.

Оптимизация конструкции болта здесь выполняется по условию равнопрочности с целью уменьшения его материалоемкости и повышения усталостной прочности.

2. С уменьшением $F_{\text{зат}}$ при постоянной F уменьшается $F_{\text{ст}}$ [см. формулу (1.27)]. При $F_{\text{зат}} \leq (1 - \chi) F$ сила $F_{\text{ст}}$ становится равной нулю, в стыке появляется зазор. *Образование зазора в стыке недопустимо,*

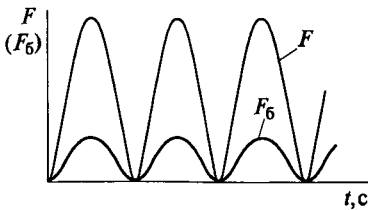


Рис. 1.24

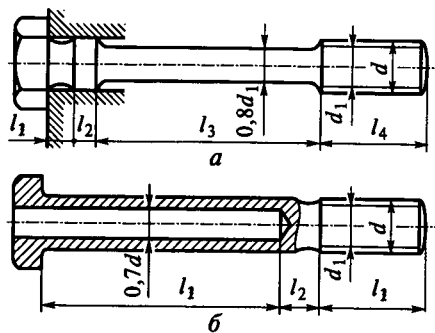


Рис. 1.25

так как при этом нарушается плотность соединения, а при переменной нагрузке появляются удары в стыке, от которых соединение быстро разрушается.

Таким образом, *достаточная предварительная затяжка $F_{зат}$, обеспечивающая нераскрытие стыка деталей, является необходимым условием надежности и герметичности соединения.*

Условие нераскрытия стыка: $F_{ст} > 0$.

Практически нераскрытие стыка зависит не только от величины силы затяжки $F_{зат}$, но и от сохранения ее в эксплуатации. Последнее определяется следующими факторами:

качеством обработки поверхностей стыка. При большой шероховатости поверхности ее неровности постепенно сминаются, что приводит к ослаблению затяжки. Для ответственных соединений *поверхности стыка деталей рекомендуют шлифовать;*

числом поверхностей стыков. Чем больше поверхностей, тем хуже сохраняется затяжка (на рис. 1.23 число поверхностей стыка равно пяти, считая поверхности под гайкой и головкой болта);

качеством поверхности и точностью резьбы. Грубая резьба сминается и уменьшает силу затяжки. В ответственных соединениях рекомендуют применять гайки, увеличивающие равномерность распределения нагрузки по виткам резьбы (см. рис. 1.16);

надежностью способа стопорения резьбы (см. рис. 1.9...1.12);

качеством прокладок. Упругие прокладки в стыке лучше сохраняют затяжку. (Отметим, что пружинная шайба (см. рис. 1.23) в этом смысле также выполняет роль упругой прокладки.)

В зависимости от перечисленных факторов, трудно поддающихся учету, а также ввиду опасности раскрытия стыка деталей целесообразно применять высокую затяжку соединений, особенно при переменных нагрузках. Это положение подтверждается практикой эксплуатации резьбовых соединений. На практике рекомендуют принимать

$$F_{\text{зат}} = K_{\text{зат}} F, \quad (1.28)$$

где $K_{\text{зат}}$ — коэффициент затяжки.

По условию нераскрытия стыка [11, 3]: при постоянной нагрузке $K_{\text{зат}} = 1,25 \dots 2$, при переменной нагрузке $K_{\text{зат}} = 2,5 \dots 4$.

По условию герметичности: при мягкой прокладке $K_{\text{зат}} = 1,3 \dots 2,5$, при металлической фасонной прокладке $K_{\text{зат}} = 2 \dots 3,5$, при металлической плоской прокладке $K_{\text{зат}} = 3 \dots 5$.

Выбрав $K_{\text{зат}}$ при известных λ_6 , λ_d или χ , можно определить F_p , F_6 и $F_{\text{ст}}$ по формулам (1.26), (1.25) и (1.27).

Определение податливости болта и деталей. В простейшем случае при болтах постоянного сечения и однородных деталях (рис. 1.26)

$$\lambda_6 = l_6 / (E_6 A_6); \quad \lambda_d = \delta_d / (E_d A_d), \quad (1.29)$$

где E_6 и E_d , A_6 и A_d — модули упругости материалов и площади поперечного сечения болта и деталей; l_6 — длина болта, участвующая в деформации; δ_d — суммарная толщина деталей; приближенно $l_6 \approx \delta_d$.

В более сложном случае коэффициенты податливости определяют по сумме податливостей отдельных участков болта (см. рис. 1.25) и отдельных деталей (см. рис. 1.23):

$$\begin{cases} \lambda_6 = \sum_1^n \lambda_{6i} = \frac{1}{E_6} \left(\frac{l_1}{A_{61}} + \frac{l_2}{A_{62}} + \dots + \frac{l_n}{A_{6n}} \right), \\ \lambda_d = \sum_1^n \lambda_{di} = \left(\frac{\delta_1}{E_{d1} A_{d1}} + \frac{\delta_2}{E_{d2} A_{d2}} + \dots + \frac{\delta_n}{E_{dn} A_{dn}} \right). \end{cases} \quad (1.30)$$

В формуле (1.30) под расчетной площадью A_d понимают площадь только той части деталей, которая участвует в деформации от затяжки болта. Условное определение этой площади в простейшем случае изображено на рис. 1.26. Здесь полагают, что деформации от гайки и головки болта распространяются в глубину деталей по конусам с углом $\alpha = 30^\circ$, или $\text{tg} \alpha \approx 0,5$. Приравнивая объем этих конусов к объему цилиндра, находят его диаметр:

$$D_1 = D + (\delta_1 + \delta_2) / 4 \quad \text{и} \quad A_d = \pi (D_1^2 - d_{\text{отв}}^2) / 4.$$

На рис. 1.27 изображено соединение, в котором внешняя нагрузка F увеличивает деформацию не только болта, но и деталей 1 и 2 (шайба и набор тарельчатых пружин). Поэтому при расчете коэффициента внешней нагрузки χ детали 1 и 2 нельзя учитывать наравне с деталями 3, 4, 5, деформация которых уменьшается. В таких случаях все детали соединения принято разделять на две системы: детали системы болта, в которых под действием внешней нагрузки абсолютная величина деформаций возрастает (на рис. 1.27 болт и детали 1 и 2); детали системы корпуса, в которых абсолютное значение деформаций уменьшается (на рис. 1.27 детали 3, 4, 5). При этом

$$\chi = \sum_3^5 \lambda_{di} / \left(\lambda_6 + \sum_1^2 \lambda_{di} \right).$$

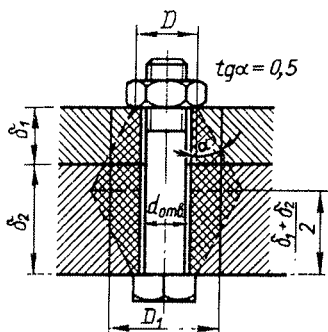


Рис. 1.26

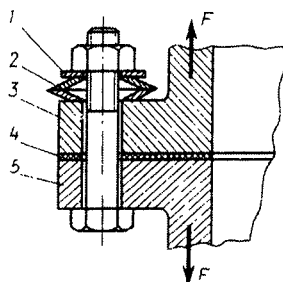


Рис. 1.27

В соединении на рис. 1.27 набор тарельчатых пружин существенно увеличивает податливость системы болта, а следовательно, уменьшает нагрузку на болт. В общем случае задачу о расчете A_d и λ_d приходится решать с учетом конкретных, сложных и многообразных деталей (например, литые крышки цилиндров с ребрами, пустотами и т. п.).

Для большинства практических случаев расчет податливости деталей связан с большими трудностями. Между тем расчеты и испытания конструкций показывают, что отношение $\lambda_d/(\lambda_б + \lambda_d)$ невелико и не превышает обычно 0,2...0,3. Поэтому для приближенных расчетов соединений без мягких прокладок принимают

$$\chi = \lambda_d/(\lambda_б + \lambda_d) \leq (0,2 \dots 0,3). \quad (1.31)$$

Прочность болта при статических нагрузках. При статических нагрузках прочность болта в соединении типа рис. 1.23 оценивают по формуле

$$\sigma = F_p / \left(\frac{\pi}{4} d_1^2 \right) \leq [\sigma]. \quad (1.32)$$

Прочность болта при переменных нагрузках. При переменных нагрузках [см. рис. 1.24 и формулы (1.25) и (1.26)] полное напряжение в болте можно разделить на постоянное

$$\left. \begin{aligned} \sigma_m &= [F_{зат} + (F_б/2)]/A_б \\ \text{и переменное с амплитудой} \\ \sigma_a &= (F_б/2)/A_б. \end{aligned} \right\} \quad (1.33)$$

Запас прочности по переменным напряжениям подсчитывают по формуле (см. курс «Сопротивление материалов»)

$$s = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a K_\sigma + \psi_a \sigma_m} \quad (\text{см. табл. 1.2}), \quad (1.34)$$

где σ_{-1} — предел выносливости материала болта (см. табл. 1.1); K_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений в резьбе (определяют при испытании затянутой резьбовой пары, а не просто стержня с резьбой); $\psi_a \approx 0,1$ — коэффициент чувствительности материала болта к асимметрии цикла напряжений.

Величина K_σ зависит от многих факторов и трудно поддается учету. Для приближенных расчетов рекомендуют [3]: $K_\sigma \approx 3,5 \dots 4,5$ — углеродистые стали, $K_\sigma \approx 4 \dots 5,5$ — легированные стали. Большие величины относятся к резьбам с $d > 20$ мм. Указанные величины K_σ получены для метрических нарезных резьб и при простых гайках. Для накатанных резьб K_σ уменьшают на 20...30%. При применении специальных гаек (см. рис. 1.16), выравнивающих распределение нагрузки по виткам резьбы, K_σ уменьшают на 30...40%.

Запас статической прочности по текучести материала проверяют по формуле

$$s_T = \sigma_T / \sigma_{\max} = \sigma_T / (\sigma_m + \sigma_a) \quad (\text{см. табл. 1.2}). \quad (1.35)$$

Практический (приближенный) расчет затянутых болтов при растягивающей внешней нагрузке. В большинстве случаев величину силы затяжки болтов на практике не контролируют, поэтому смысл точного расчета теряется. Для приближенного расчета, учитывая рекомендации (1.31), принимают $\chi = 0,2 \dots 0,3$. При этом

$$F_\sigma = (0,2 \dots 0,3) F; \quad (1.36)$$

$$F_p = 1,3 F_{\text{зат}} + (0,2 \dots 0,3) F. \quad (1.37)$$

Величину $F_{\text{зат}}$ выбирают по рекомендациям (1.28). Далее в зависимости от характера нагрузки используют формулы (1.32) или (1.34) и (1.35).

Прочность болтов при высоких температурах. При высоких температурах в болтовом соединении могут возникать дополнительные температурные нагрузки. Эти нагрузки возникают в том случае, когда температурные коэффициенты линейного расширения материалов болта и соединяемых деталей не одинаковы. Температурные нагрузки подсчитывают по условию совместности деформаций, которые рассматривают в курсе «Сопроствление материалов». Температурные напряжения в болтах понижают путем применения материалов с близкими температурными коэффициентами линейного расширения или постановки упругих прокладок, упругих болтов и шайб.

При температурах свыше 150 °С для легких сплавов и 300 °С для конструкционных сталей в затянутых соединениях становятся су-

ественными явления релаксации и заедания. Релаксация связана с ползучестью материала при высоких температурах. Она проявляется в постепенном ослаблении затяжки соединения. При этом нарушается одно из главных условий прочности и герметичности соединения. Для уменьшения релаксации необходимо повышать упругую податливость деталей соединения, применять материалы с высоким пределом ползучести (например, хромистые и хромоникелевые стали [3]), снижать допускаемые напряжения для болтов.

После некоторого времени работы при высоких температурах наблюдается заедание в резьбе, которое проявляется в том, что гайку не удастся отвинтить или она отвинчивается с большим трудом, а резьба портится или разрушается. Для борьбы с заеданием необходимо изготавливать гайки из материалов, обладающих более высоким температурным коэффициентом линейного расширения по сравнению с материалом винта (перлитный чугун, бронза, латунь, жаропрочные стали); применять покрытия — омеднение или хромирование резьбы; применять более крупные резьбы с зазором по среднему диаметру.

§ 1.7. Эффект эксцентричного нагружения болта

Эксцентричное нагружение болта возникает из-за непараллельности опорных поверхностей детали и гайки или головки болта, например вследствие уклона полки швеллера, погрешностей изготовления деталей, болтов, гаек и т. д. Во всех этих случаях кроме напряжений растяжения в стержне болта появляются напряжения изгиба. Например, для болта на рис. 1.28, а напряжение растяжения в стержне

$$\sigma_p = F_{\text{зат}} / \left(\frac{\pi}{4} d_1^2 \right),$$

а напряжения изгиба при больших углах α , не ограничивающих деформацию болта,

$$\sigma_n = F_{\text{зат}} x / (0,1 d_1^3).$$

Если принять $x = d_1$, то

$$\sigma_n = F_{\text{зат}} / (0,1 d_1^2).$$

При малых α напряжения изгиба определяют с учетом деформации, допускаемой этим углом (рис. 1.28, б):

$$\sigma_n = M / W_n \approx E d \alpha / (2 l_6).$$

Здесь

$$M = EI/\rho; \rho = l_6/\alpha; W_n = I/(d/2).$$

Расчетным напряжением σ_n будет большее из двух. Приняв за расчетное первое напряжение, получим

$$\sigma_n/\sigma_p \approx 7,5.$$

Это отношение позволяет отметить, что эксцентричное нагружение может значительно уменьшать прочность болтов.

При разработке и изготовлении конструкции соединений необходимо принимать все меры, устраняющие эксцентричное нагружение. Например, неровные поверхности деталей под гайками и головками болтов нужно планировать, а в случае, изображенном на рис. 1.28, подкладывать под гайку косую шайбу и т. п.

§ 1.8. Расчет соединений, включающих группу болтов

Расчет сводится к определению расчетной нагрузки для наиболее нагруженного болта. Затем рассчитывают прочность этого болта по формулам одного из случаев, рассмотренных в § 1.6.

В расчетах, изложенных в настоящем параграфе, приняты следующие допущения: поверхности стыка остаются плоскими (недеформируемыми) при всех фазах нагружения, что справедливо только для деталей, обладающих достаточной жесткостью*; поверхности стыка имеют минимум две оси симметрии, а болты расположены симметрично относительно этих осей; все болты соединения одинаковы и равно затянуты. С некоторым приближением перечисленные условия справедливы для большинства конструкций.

Различают три характерных случая расчета соединений, включающих группу болтов.

Случай I. Соединение нагружено центральной отрывающей силой, т. е. равнодействующая сила нагрузки соединения перпендикулярна плоскости стыка и проходит через центр тяжести его площади. Этот случай типичен для болтовых соединений круглых и прямоугольных крышек (см. рис. 1.23 и 1.29), нагруженных давлением жидкостей или газов. При этом болтам дают затяжку, обеспечивающую плотность соединения. Все болты такого соединения нагружены одинаково. Внешняя нагрузка, приходящаяся на один болт,

* Это допущение позволяет избавиться от сложных расчетов, в которых определяют распределение нагрузки по болтам с учетом деформаций деталей.

$$F = F_{\Sigma} / z,$$

где z — число болтов.

Расчетную нагрузку болтов определяют по формулам (1.26), (1.28) или приближенно по формулам (1.36) и (1.37).

Случай II. Нагрузка соединения сдвигает детали в стыке. Примером служит крепление кронштейна (рис. 1.30). Заданная сила F_{Σ} стремится

сдвинуть кронштейн вниз по плоскости стыка и повернуть его в направлении часовой стрелки. Полагают, что поворот кронштейна происходит вокруг оси, проходящей через центр тяжести площади стыка соединяемых деталей. Переместив силу F_{Σ} в центр тяжести площади стыка и одновременно приложив к кронштейну момент $T = F_{\Sigma} \cdot l$, получают нагрузку, эквивалентную заданной (F_{Σ}), по воздействию на соединение. При этом сила F_{Σ} становится центральной и распределяется по болтам равномерно:

$$F_F = F_{\Sigma} / z. \quad (1.38)$$

Нагрузка от момента (реакции $F_{T_1}, F_{T_2}, \dots, F_{T_z}$) распределяется по болтам пропорционально их деформациям при повороте кронштейна. В свою очередь, деформации пропорциональны расстояниям болтов от центра тяжести стыка, который является центром поворота. Направление реакций болтов перпендикулярно радиусам r_1, r_2, \dots, r_z . По условию равновесия,

$$\left. \begin{aligned} T &= F_{T_1} r_1 + F_{T_2} r_2 + \dots + F_{T_z} r_z \\ F_{T_1} / F_{T_2} &= r_1 / r_2; \dots; F_{T_1} / F_{T_z} = r_1 / r_z. \end{aligned} \right\} \quad (1.39)$$

Для примера на рис. 1.30

$$T = 4F_{T_1} r_1 + 2F_{T_2} r_2.$$

Суммарная нагрузка каждого болта равна геометрической сумме соответствующих сил F_F и F_T (на рис. 1.30 показана нагрузка для первого болта F_1).

За расчетную принимают наибольшую из суммарных нагрузок. Сравнивая величины и направление реакций, можно отметить, что для соединения, изображенного на рис. 1.30, наиболее нагружен-

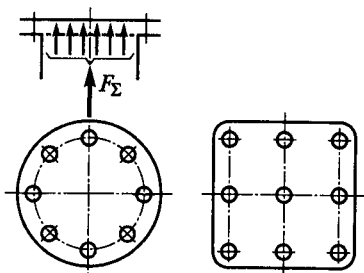


Рис. 1.29

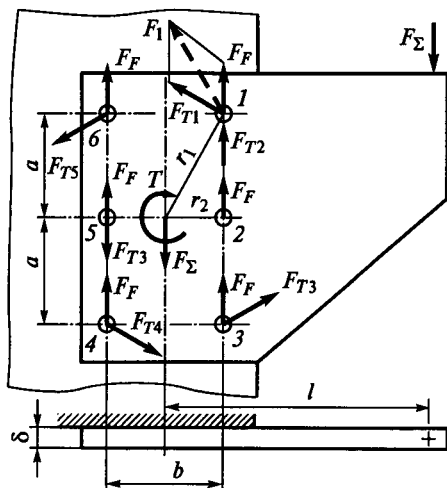


Рис. 1.30

ными болтами являются 1-й и 3-й (реакции F_F и F_T близки по направлению) или 2-й (F_F и F_T направлены одинаково, но $F_{T2} < F_{T1}$ и F_{T3}).

В конструкции соединения болты могут быть поставлены без зазора или с зазором.

Болты поставлены без зазора. Нагрузка воспринимается непосредственно болтами (см. рис. 1.21, б). Прочность болтов и деталей рассчитывают по напряжениям среза и смятия [формулы (1.21) и (1.22)].

Болты поставлены с зазором. Нагрузка воспринимается

силами трения в стыке, для образования которых болтам дают соответствующую затяжку. Приблизительно полагают, что равнодействующая сил трения, вызванных затяжкой каждого болта, приложена в центре соответствующего отверстия.

Соединение будет прочным (детали не сдвигаются), если равнодействующая сил трения под каждым болтом не меньше, чем соответствующая равнодействующая сил F_F и F_T . Так как по условию задачи болты затягивают одинаково, общую затяжку определяют по наиболее нагруженному болту (1-му или 2-му; рис. 1.30*). Необходимая затяжка болтов

$$F_{\text{зат}} = KF_{\text{max}}/f, \quad (1.40)$$

где $K=1,3\dots 2$ — коэффициент запаса; F_{max} — сила, приходящаяся на наиболее нагруженный болт, равная, например, F_1 ; f — коэффициент трения в стыке деталей**.

Прочность болтов рассчитывают по формуле (1.19).

Оптимизация конструкции такого соединения может быть выполнена за счет: варианта постановки болтов с зазором и без зазора; соотношения размеров a и b расположения болтов; количества болтов. При этом могут быть два случая: размеры кронштейна заданы или подлежат определению. Во втором случае вначале рассчитывают высоту кронштейна по напряжениям изгиба, затем

*Избыточные силы трения под менее нагруженными болтами являются пассивными и не участвуют в передаче нагрузки.

**Для сухих чугунных и стальных поверхностей $f \approx 0,15\dots 0,2$.

рассчитывают соединение и по нему определяют все другие размеры.

В качестве второго примера расчета группы болтов при сдвигающей нагрузке рассмотрим фланцевое соединение валов. В конструкции таких соединений обычно предусматривают центрирующие выступы (рис. 1.31, а) или ставят центрирующие шайбы (рис. 1.31, б), которые одновременно разгружают соединение от поперечных нагрузок.

При болтах, поставленных без зазора, расчетная нагрузка болта

$$F = 2T / (zD_0). \quad (1.41)$$

При болтах, поставленных с зазором, необходимая сила затяжки

$$F_{\text{зат}} = 2KT / (zD_0 f). \quad (1.42)$$

Случай III. Нагрузка соединения раскрывает стык деталей. Этот случай часто встречается в практике (крепление всевозможных кронштейнов, стоек и т. п.). Метод решения рассмотрим на примере рис. 1.32. Раскладываем силу F на составляющие F_z и F_y . Действие этих составляющих заменяем действием сил F_z и F_y , приложенных в центре тяжести площади стыка, и действием момента

$$M = F_y l_2 - F_z l_1. \quad (1.43)$$

F_z и M раскрывают стык, а F_y сдвигает детали. Возможность раскрытия стыка и сдвига деталей устраняют затяжкой болтов с силой $F_{\text{зат}}$.

Расчет по условию нераскрытия стыка. До приложения нагрузки F затяжка образует в стыке напряжения смятия

$$\sigma_{\text{зат}} = F_{\text{зат}} z / A_{\text{ст}}, \quad (1.44)$$

которые приблизительно считаем равномерно распределенными по стыку. В формуле (1.44): z — число болтов; $A_{\text{ст}}$ — площадь стыка.

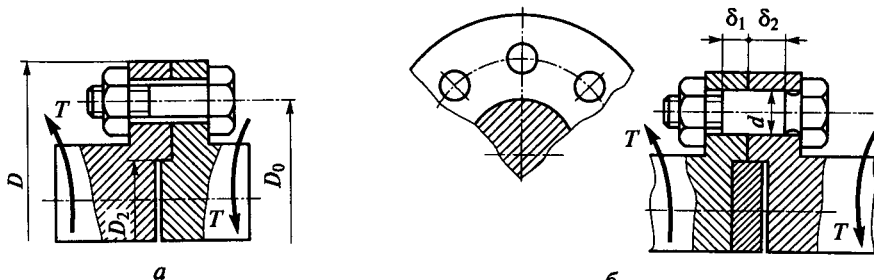


Рис. 1.31

Сила F_z растягивает болты и уменьшает $\sigma_{зат}$ на

$$\sigma_{F_z} = \frac{F_z}{A_{ст}} (1 - \chi) \approx \frac{F_z}{A_{ст}}. \quad (1.45)$$

В этой формуле $F_z(1 - \chi)$ — доля внешней нагрузки, которая идет на разгрузку стыка [см. формулу (1.27)]. На практике в подобных соединениях значение χ мало. Упрощая решение, принимаем $\chi = 0$, что идет в запас по условию нераскрытия стыка.

При решении задачи о том, как изменятся напряжения в стыке под действием момента M , необходимо выяснить, вокруг какой оси поворачивается кронштейн. Применяя принцип наименьшего сопротивления, можно полагать, что поворот происходит вокруг оси симметрии стыка, так как относительно этой оси возникает наименьший момент сопротивления повороту (меньше момент инерции площади стыка). Это условие соблюдается только при достаточно большой затяжке болтов, обеспечивающей нераскрытие стыка. При раскрытии стыка ось поворота смещается от оси симметрии к кромке стыка. Если затяжка отсутствует, то осью поворота будет кромка стыка. Следовательно, затяжка соединения проявляет себя как пайка или склейка деталей по всему стыку. До тех пор пока стык не

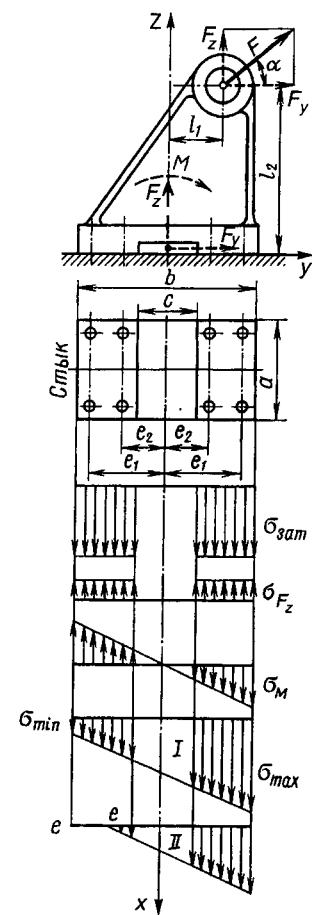


Рис. 1.32

раскрылся, кронштейн и основание можно рассматривать как единое целое. Испытания подтверждают это положение.

Рассматривая условия нераскрытия стыка, считаем осью поворота ось симметрии стыка (ось x на рис. 1.32). При этом напряжения в стыке под действием момента M изменяются в соответствии с эпюрой, аналогичной эпюре напряжений при изгибе. Пренебрегая значением χ , так же как при определении σ_{F_z} , приближенно запишем

$$\sigma_M \approx M/W_{ст(x)}, \quad (1.46)$$

где $W_{\sigma(x)}$ — момент сопротивления изгибу, который определяют для площади стыка.

В зависимости от величин $F_{\text{зат}}$ и F эпюра суммарных напряжений в стыке принимает вид одного из вариантов I или II, показанных на рис. 1.32. Здесь

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\text{max}} &= \sigma_{\text{зат}} \pm \sigma_{F_z} + \sigma_M \text{ — максимальное напряжение} \\ &\text{в стыке,} \\ \sigma_{\text{min}} &= \sigma_{\text{зат}} \pm \sigma_{F_z} - \sigma_M \text{ — минимальное напряжение} \\ &\text{в стыке.} \end{aligned} \right\} \quad (1.47)$$

В этих формулах за положительные приняты напряжения затяжки $\sigma_{\text{зат}}$. Вариант II свидетельствует о раскрытии стыка на участке ee , так как напряжения здесь равны нулю, что недопустимо. Вариант I иллюстрирует нераскрытие стыка и рассматривается как расчетный. *Условие нераскрытия стыка,*

$$\sigma_{\text{min}} \geq 0,$$

или

$$\sigma_{\text{зат}} \geq \mp \sigma_{F_z} + \sigma_M,$$

или

$$\sigma_{\text{зат}} = K(\mp \sigma_{F_z} + \sigma_M). \quad (1.48)$$

Обычно $K \approx 1,3 \dots 2$ — коэффициент запаса по нераскрытию стыка.

По условию (1.48) определяют $\sigma_{\text{зат}}$ и затем из формулы (1.44) находят $F_{\text{зат}}$.

В тех случаях, когда материал основания малопрочен по сравнению с материалом болтов, например бетон или дерево, необходимо проверять условие прочности основания по максимальным напряжениям смятия (см. табл. 1.2):

$$\sigma_{\text{max}} \leq [\sigma_{\text{см}}]. \quad (1.49)$$

Если условие (1.49) не удовлетворяется, обычно изменяют размеры стыка.

Расчет по условию отсутствия сдвига деталей в стыке (выполняют как проверочный). В соединениях, не имеющих разгрузочного устройства от сдвига деталей, сила F , уравнивается силами трения в стыке. Детали не сдвигаются, если сила трения в стыке больше F , или

$$[F_{\text{зат}} z \mp (1 - \chi) F_z] f \geq K' F_y, \quad (1.50)$$

где f — коэффициент трения в стыке; $K' \approx 1,3...2$ — коэффициент запаса по сдвигу.

Ориентировочно можно принимать $f \approx 0,3...0,35$ — сталь (чугун) по бетону, $f \approx 0,25$ — сталь (чугун) по дереву; $f \approx 0,15...0,20$ — сталь по чугуну (по стали).

В формуле (1.50) не учитывается действие момента M , так как момент не сдвигает детали и не изменяет суммарной величины сил трения в стыке.

Если условие (1.50) не выполняется, то это значит, что условие (1.48) нераскрытия стыка не является решающим для данного соединения и затяжку следует определять по условию (1.50) несдвигаемости деталей

$$F_{\text{зат}} = [K'F_y \pm (1 - \chi)F_z f] / (zf) \quad (1.51)$$

или ставить болты без зазора.

При больших сдвигающих нагрузках применяют также специальные разгрузочные устройства (рис. 1.33): штифты (*а*), втулки (*б*), шпонки (*в*), упоры (*г*) и т. п. В таких конструкциях болты, поставленные с зазором, воспринимают только нагрузки, раскрывающие стык деталей.

При расчете прочности болтов учитывают наибольшую силу затяжки $F_{\text{зат}}$ из найденных по условию (1.48) или (1.51). Внешняя нагрузка, приходящаяся на один болт от силы F_z ,

$$F_F = F_z / z; \quad (1.52)$$

внешняя нагрузка от момента M определяется из равенства

$$M = i(F_1 2e_1 + F_2 2e_2 + \dots + F_n 2e_n),$$

где i — число болтов в поперечном ряду (на рис. 1.32 $i=2$); n — число поперечных рядов с одной стороны от оси поворота (на рис. 1.32 $n=2$).

Силы F_1, F_2 пропорциональны их расстояниям от оси поворота: $F_1/F_2 = e_1/e_2$ и т. д.

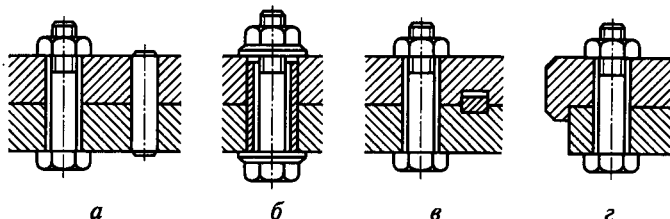


Рис. 1.33

Учитывая это и заменяя F_1 на F_M как наибольшую из нагрузок от момента, после несложных преобразований находим

$$F_M = Me_1 / [i(2e_2^2 + 2e_2^2 + \dots + 2e_n^2)]. \quad (1.53)$$

Суммарная нагрузка

$$F = F_M \pm F_z. \quad (1.54)$$

При известных $F_{зат}$ и F расчетную нагрузку определяют по формуле (1.37) и прочность болта по формуле (1.32) или (1.34) с учетом выражений (1.25) и (1.33).

Форма стыка оказывает значительное влияние на прочность соединения. Например, для сплошного 1 и несплошного 2 стыков, изображенных на рис. 1.34, их площади и моменты сопротивления изгибу равны:

$$A_1 = ab; \quad W_1 = (1/6)ab^2;$$

$$A_2 = (1/2)ab; \quad W_2 = \frac{7}{8} \left(\frac{1}{6} ab^2 \right).$$

При одинаковой внешней нагрузке M σ_M во втором стыке возрастет только на $\sim 12\%$ по сравнению с первым стыком, а площадь уменьшится на 50% . При этом условии нераскрытия несплошного стыка можно обеспечить затяжкой болтов, уменьшенной примерно на 38% [см. формулы (1.44), (1.46) и (1.48)].

Комбинированная нагрузка соединения. Рассмотренные три случая расчета группы болтов позволяют производить расчет прочности соединения для любых комбинаций нагрузок. При этом действие сложной нагрузки расчлняют и приводят к действию суммы составляющих рассмотренных нагрузок.

Оптимизация конструкции соединения здесь выполняется за счет формы стыка. Стык 2 позволяет уменьшить диаметры болтов и площадь кронштейна, необходимую для их размещения. Отметим, что уменьшение площади в два раза, возможно, не является оптимальным и принято только в качестве примера. Поиск оптимальной формы можно продолжить при других комбинациях параметров. При этом кроме условия нераскрытия стыка следует учитывать и условие прочности основания формула (1.49), так как с уменьшением площади стыка увеличиваются напряжения смятия.

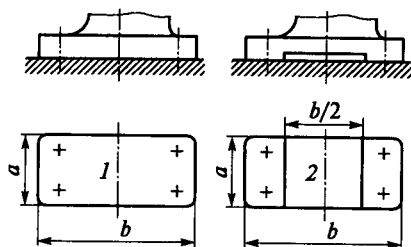


Рис. 1.34

§ 1.9. Материалы резьбовых изделий и допускаемые напряжения

Материалы для изготовления резьбовых деталей по ГОСТ 1759.4—87 указаны в табл. 1.1. В отдельных случаях применяют сплавы цветных металлов (латунь, бронзу и др.).

Таблица 1.1

Материал	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Предел выносливости σ_{-1p} , МПа	Материал	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Предел выносливости σ_{-1p} , МПа
Ст3 и 10	340	200	160	35Х	800	640	280
20	400	240	170	30ХГСА	1000	900	300
35	500	300	180	ВТ16	1200	1100	350
45	600	360	240				

При выборе материала учитывают условия работы (температуру, коррозию и т. п.), величину и характер нагрузки (статическая или переменная), способ изготовления и объем производства. Например, стандартные крепежные изделия общего назначения изготавливают из низко- и среднеуглеродистых сталей типа сталь 10... сталь 35. Эти дешевые стали позволяют изготавливать большие партии болтов, винтов и гаек методом холодной высадки или штамповки с последующей накаткой резьбы. Легированные стали 35Х, 30ХГСА применяют для высоконагруженных деталей при переменных и ударных нагрузках, при высоких температурах, в агрессивных средах и пр.

Для повышения прочности, коррозионной стойкости и жаропрочности применяют специальные виды термической и химикотермической обработки, а также нанесение гальванических и других покрытий, например улучшение, цинковое или кадмиевое хромирование, хромовое или медное покрытие и пр.

В зависимости от механических характеристик материала для стандартных болтов, винтов и шпилек установлены 12 классов прочности.

Класс прочности обозначается двумя числами, между которыми ставят точку. Например: 3.6; 5.8; 12.9. Первое число, умноженное на 100, определяет минимальную величину предела прочности (σ_B ; МПа) материала детали. Произведение этих двух чисел, умноженное на 10, определяет минимальную величину предела текучести (σ_T ; МПа). Для стандартных гаек в диапазоне диаметров $d=1...48$ мм с размерами под ключ по ГОСТ 24671—84 и высотой $\geq 0,8d$ установлено 7 классов прочности. Например: 4; 8; 10. Число, указывающее класс прочности гайки, определяет тот наибольший класс

прочности винтов или шпилек, с которыми данная гайка может быть использована в соединении. Например, гайка класса прочности 8 может быть использована в соединении с винтами, имеющими класс прочности 3.6; 5.8; 8.8, но не может использоваться с винтами класса прочности 9.8; 12.9.

Для низких гаек с высотой от $0,5d$ до $0,8d$ предусматривается два класса прочности — 04 и 05. Цифра 0 указывает на то, что гайка низкая. Механические характеристики материала резьбовых деталей в зависимости от их класса прочности приведены в ГОСТ 1759.4 — 87 и ГОСТ 1759.5 — 87.

Допускаемые напряжения и коэффициенты запасы прочности для резьбовых соединений приведены в табл. 1.2 и 1.3. Они учитывают точность расчетных формул, характер нагрузки, качество монтажа соединения (контролируемая или неконтролируемая затяжка) и пр.

Таблица 1.2

Вид нагрузки	Номер формулы	Рекомендуемые величины
Растягивающая внешняя нагрузка: без затяжки болтов с затяжкой болтов	(1.16)	$[\sigma] = 0,6\sigma_T$
	(1.19), (1.32)	Статическая нагрузка: $[s_T]$ по табл. 1.3 — неконтролируемая затяжка; $[s_T] = 1,5 \dots 2,5$ — контролируемая затяжка
	(1.34)	Переменная нагрузка: $[s] \geq 2,5 \dots 4$, $[s_T]$ по табл. 1.3 } неконтролируемая затяжка;
	(1.35)	$[s] = 1,5 \dots 2,5$, $[s_T] = 1,5 \dots 2,5$ } контролируемая затяжка
	Поперечная внешняя нагрузка: болты поставлены с зазором болты поставлены без зазора	(1.19)
(1.21)		$[\tau] = 0,4\sigma_T$ (статическая); $[\tau] = (0,2 \dots 0,3)\sigma_T$ (переменная)
(1.22)		$[\sigma_{см}] = 0,8\sigma_T$ — сталь; $[\sigma_{см}] = (0,4 \dots 0,5)\sigma_B$ — чугун
(1.49)		$[\sigma_{см}] = 0,8\sigma_T$ — сталь; $[\sigma_{см}] = 0,4\sigma_B$ — чугун; $[\sigma_{см}] = 1 \dots 2$ МПа — бетон; $[\sigma_{см}] = 2 \dots 4$ МПа — дерево

Таблица 1.3

Материал болта	[σ_T] при неконтролируемой затяжке и постоянной нагрузке при		
	M6...M16	M16...M30	M30...M60
Углеродистая сталь	5...4	4...2,5	2,5...1,5
Легированная сталь	6,5...5	5...3,3	3,3

При неконтролируемой затяжке запас прочности значительно увеличивают, особенно для болтов малых диаметров (см. табл. 1.3) [1]. Это связано с возможностью перенапряжения и даже разрушения малых болтов при неконтролируемой затяжке (см. табл. 1.6).

В тех случаях, когда увеличение массы конструкции, связанное с увеличением диаметра болтов, является неоправданным (например, авиастроение), применяют контролируемую затяжку. Возможность значительного увеличения статической нагрузки болтов из стали 20 при контролируемой затяжке показана в табл. 1.4.

Таблица 1.4

Тип резьбы	[F_{pl}], Н, при затяжке		Тип резьбы	[F_{pl}], Н, при затяжке	
	неконтролируемой	контролируемой		неконтролируемой	контролируемой
M6	800	3000	M16	8000	23 500
M8	1500	5500	M20	14 000	37 000
M10	2500	8600	M24	21 000	53 000
M12	3800	12 200	M30	46 000	85 000

Контроль затяжки оговаривают специальными техническими условиями и выполняют не только при заводской сборке, но также в эксплуатации и ремонте. Несоблюдение этих условий может привести к аварии. Затяжку можно контролировать методом измерения деформаций болтов или специальных упругих шайб, а также с помощью специальных ключей предельного момента (подробнее см. [1, 3]).

Вопросы для самоподготовки

1. Классификация, типы и основные требования к соединениям.
2. Основные типы резьб и области их применения.
3. Основные виды крепежных деталей и способов стопорения.
4. Как зависит момент, приложенный к гайке, от осевой силы винта? (Вывод формулы.)
5. Всегда ли нужно самоторможение винтовой пары?
6. Как повысить КПД винтовой пары?
7. Как повысить равномерность распределения нагрузки по виткам резьбы гайки?
8. По каким напряжениям рассчитывают резьбу? Какое напряжение является главным для крепежных резьб; для резьб винтовых механизмов?

9. По какому условию определяют высоту стандартной гайки?
10. Типовые случаи нагружения болта. В каких конструкциях такие случаи встречаются?
11. Как рассчитывают болты, поставленные с зазором и без зазора в соединениях при сдвигающей нагрузке?
12. Как определяют расчетную нагрузку на болт, если внешняя нагрузка раскрывает стык деталей?
13. Какими средствами обеспечивают надежность соединения по условию нераскрытия стыка?
14. От чего зависит величина коэффициента внешней нагрузки χ ?
15. Каковы способы повышения усталостной прочности болтов при переменной внешней нагрузке?
16. К чему приводит эксцентричное нагружение болта?
17. Как изменится нагрузка на болты в соединении по рис. 1.30, если вместо двух болтов 2 и 5 поставлен один болт в центре тяжести стыка?
18. По каким условиям рассчитывают соединение по рис. 1.32 и как эти условия обеспечивают?
19. Как влияет форма стыка на расчетную нагрузку болтов?

Примеры расчета. Пример 1.1. Определить силу F_x , которую необходимо приложить к стандартному ключу при завинчивании гайки до появления в стержне болта напряжений, равных пределу текучести $\sigma_t = 200$ МПа (сталь 10). Определить также напряжения смятия $\sigma_{см}$ и среза τ в резьбе. Расчет выполнить для болтов М6, М12, М24, М36 и сравнить полученные результаты. Длину ручки стандартного ключа в среднем принять $l = 15d$, коэффициент трения в резьбе и на торце гайки $f = 0,15$.

Решение. 1. Используя таблицы стандартов, находим необходимые для расчетов размеры (табл. 1.5).

Таблица 1.5

Размеры болта, мм	М6	М12	М24	М36
Наружный диаметр резьбы d	6	12	24	36
Внутренний диаметр резьбы d_1	4,918	10,106	20,752	31,670
Средний диаметр резьбы d_2	5,350	10,863	22,051	33,402
Шаг резьбы p	1	1,75	3	4
Высота профиля h	0,541	0,947	1,624	2,165
Высота гайки H	6	10	19	29
Наружный диаметр опорного торца гайки D_1	9,5	18	34	52
Число витков гайки z	5	5,7	6,35	7
Угол подъема резьбы ψ	3°24'	2°53'	2°30'	2°12'

2. По формуле (1.19), сила затяжки $F_{зат}$, при которой эквивалентное напряжение в стержне болта равно σ_t , для болта М6 $F_{зат} = \pi d_1^2 \sigma_{зк} / (4 \cdot 1,3) = \pi 4,9^2 \cdot 200 / (4 \cdot 1,3) = 2900$ Н.

3. Момент завинчивания, по формуле (1.6), $T_{зав} = 0,5 \cdot 2900 \cdot 5,35 [(8/5,35) \cdot 0,15 + \text{tg}(3^\circ 24' + 9^\circ 50')] = 1740 + 1760 = 3500$ Н·мм.

Здесь принято: $d_{отв} = d + 0,5 = 6,5$ мм; $D_{ср} = 0,5(9,5 + 6,5) = 8$ мм; по формуле (1.2), $f_{пр} = 0,15 / \cos 30^\circ = 0,173$; $\varphi = \text{arctg} f_{пр} = 9^\circ 50'$.

4. Сила F_x , приложенная к ключу с длиной плеча $l = 15d$, $F_x = T_{зав} / l = 3500 / (15 \cdot 6) \approx 39$ Н (выигрыш в силе $F_{зат} / F_x = 2900 / 39 \approx 74$ раза).

5. Напряжения в резьбе: по формуле (1.13), при $F = F_{зат}$, $\sigma_{см} = 2900 / (\pi \cdot 5,35 \times 0,541 \cdot 5) \approx 64$ МПа; по формуле (1.12), $\tau = 2900 / (\pi \cdot 4,918 \cdot 5 \cdot 0,87 \cdot 0,6) = 72$ МПа.

Результаты расчетов для других болтов приведены в табл. 1.6. Табл. 1.6 позволяет отметить, что болты малого диаметра (до М8) можно легко разрушить при затяжке, так как человек может приложить к ключу силу F_x до 200 Н, а нагруз-

зочную способность болтов большого диаметра (больше М24) трудно использовать полностью. Напряжения смятия $\sigma_{см}$ не превышают напряжений среза τ , а допускаемые напряжения $[\sigma_{см}]$ в два раза больше $[\tau]$ (см. табл. 1.2). При этом прочность крепежных резьб по $\sigma_{см}$ более чем в два раза превышает прочность по τ . Крепежные резьбы можно не рассчитывать по $\sigma_{см}$.

Таблица 1.6

Силовые параметры при затяжке болтов до напряжения в стержне болта $\sigma_{зк} = 200$ МПа (сталь 10)	Болт			
	М6	М12	М24	М36
Сила затяжки $F_{зат}$, Н	2900	12160	51425	121550
Момент завинчивания $T_{зав}$, Н·м	3,5	32,7	239	840
Сила на ключе $F_{к}$, Н	39	180	664	1555
Выигрыш в силе $F_{зав}/F_{к}$	74	68	77	78
Напряжение смятия в резьбе $\sigma_{см}$, МПа	64	67	70	74
Напряжение среза в резьбе τ , МПа	72	77,8	79	84

Пример 1.2. Рассчитать болты нижнего подшипника шатуна двигателя внутреннего сгорания (рис. 1.35, где 1 — пружинная стопорная шайба; 2 — регулировочная жесткая прокладка).

Максимальная нагрузка одного болта $F = 8000$ Н, материал болтов — сталь 35Х улучшенная, шатуна — 35Г2; $l = 90$ мм, $l_1 = 10$ мм; $D = 40$ мм; затяжка болтов не контролируется.

Нагрузка F складывается в основном из сил инерции при движении масс поршня и шатуна. Приблизительно можно принять изменение нагрузки по графику отнулевого цикла (рис. 1.35).

Решение. 1. По рекомендации (2.8), $K_{зат} = 2,5$; $F_{зат} = 2,5 \cdot 8000 = 20000$ Н. Предварительно, по формуле (1.37), приблизительно расчетная нагрузка болта $F_p = F_{зат} + 0,25F = 22000$ Н.

2. Рассматриваем нагрузку как статическую и, принимая диаметр болта (см. табл. 1.4) больше М16, согласно рекомендациям табл. 1.2 и 1.3, принимаем $[s_r] = 4$. При этом, учитывая данные табл. 1.1, получаем $[\sigma] = 640/4 = 160$ МПа.

3. По формуле (1.32), внутренний диаметр резьбы

$$d_1 = \sqrt{4 \cdot 1,3 F_p / (\pi [\sigma])} = \\ = \sqrt{4 \cdot 1,3 \cdot 22000 / (\pi \cdot 160)} \approx 15,1 \text{ мм.}$$

По стандарту принимаем болт М20 с шагом $p = 2,5$ мм, для которого $d_1 \approx 17,3$ мм. Отмечаем, что величина $[s_r]$ выбрана правильно (в противном случае исправляем расчет).

4. В соответствии с заданной конструкцией (рис. 1.35) и рекомендациями (см. рис. 1.25) $d_0 = 0,8d_1 \approx 13,5$ мм. Отмечаем, что гайка М20 имеет диаметр 34,6 мм и размещается при заданном $D = 40$ мм.

5. Проверяем сопротивление усталости и статическую прочность болта. По рекомендации (1.36), $F_6 = 0,25F = 2000$ Н. По формулам (1.33), при $A_6 = (\pi/4)d_1^2 = 235 \text{ мм}^2$ $\sigma_m = (20000 + 1000)/235 \approx 95$ МПа, $\sigma_a = 2000/(2 \cdot 235) \approx 4,5$ МПа.

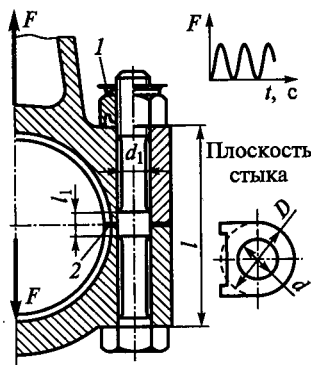


Рис. 1.35

По формуле (1.34), $s = 280 / (4,5 \cdot 5,2 + 0,1 \cdot 95) \approx 8,5 > 2,5 \dots 4$ (см. табл. 1.2). Здесь принято $\sigma_{-1} = 280$ МПа (см. табл. 1.1); $K_\sigma = 5,2$ [см. формулу (1.34)]. По формуле (1.35), $s_T = 640 / (95 + 4,5) \approx 6,5 > [s_T]$ (см. табл. 1.3).

Условия прочности болта удовлетворяются. На этом приближенный расчет можно закончить.

С целью проверки полученных результатов и оценки приближенных формул ниже приводится уточненный расчет.

6. По формулам (1.29) и (1.30) определяем податливость болта и детали:

$$\lambda_b = \frac{4}{\pi E_b} \left(\frac{l_1}{d^2} + \frac{l-l_1}{d_0^2} \right) = \frac{4}{\pi E_b} \left(\frac{10}{20^2} + \frac{80}{13,5^2} \right) \approx \frac{4}{\pi E_b} 46,4 \cdot 10^{-2};$$

$$\lambda_d = \frac{\delta_d}{E_d A_d} \approx \frac{4}{\pi E_d} \left(\frac{l}{D^2 - d^2} \right) = \frac{4}{\pi E_d} \left(\frac{90}{40^2 - 20^2} \right) = \frac{4}{\pi E_d} 7,5 \cdot 10^{-2}.$$

Здесь деформируемая зона деталей приближенно ограничивается цилиндром с наружным диаметром D (рис. 1.35). Учитывая, что $E_b \approx E_d$, после сокращения находим $\chi = \lambda_d / (\lambda_b + \lambda_d) = 7,5 / 53,9 = 0,14$; по формуле (1.26), $F_p = 20\,000 + 0,14 \cdot 8\,000 = 20\,000 + 1\,120 = 21\,120$ Н.

Переменная составляющая нагрузки болта [см. формулу (1.25)] $F_6 = 1\,120$ Н.

По формуле (1.27), $F_{ст} = 20\,000 - 0,86 \cdot 8\,000 = 13\,100$ Н, или $F_{ст} = 1,65F$.

Следовательно, условие нераскрытия стыка соблюдается.

Отмечаем, что уточненные величины F_p и F_6 мало отличаются от приближенных. Очевидно, что уточненный расчет в этом случае дает тот же результат — болт М20.

Примечания: 1. Результаты уточненного расчета позволяют отметить, что в затянутых соединениях приращение нагрузки на болт от действия внешних сил практически невелико. Решающими для прочности болтов в этом случае остаются напряжения от затяжки, а расчет допустимо проводить по приближенным формулам.

2. При контролируемой затяжке, приняв $[s] = 1,5$ (см. табл. 1.2), найдем, что допускаемые напряжения могут быть увеличены в $4/1,5 \approx 2,7$ раза. Во столько же раз можно уменьшить площадь сечения болта или квадрат расчетного диаметра. При этом получим болт М16.

Пример 1.3. Рассчитать болты крепления кронштейна, нагруженного по схеме (см. рис. 1.30): $F_\Sigma = 20\,000$; $l = 1\,050$ мм; $a = 130$ мм; $b = 500$ мм; $\delta = 20$ мм; кронштейн стальной ($\sigma_T = 240$ МПа); болты из стали 20; затяжка болтов не контролируется. Расчет выполнить для двух вариантов установки болтов: без зазора и с зазором.

Решение. 1. Болты без зазора. По формулам (1.38) и (1.39), $F_F = 20\,000/6 = 3\,340$ Н;

$$T = 4F_{T1}r_1 + 2F_{T2}r_2 = F_{T1}(4r_1 + 2r_2^2/r_1),$$

где

$$F_{T1}/F_{T2} = r_1/r_2; \quad r_2 = b/2 = 250 \text{ мм}; \quad r_1 = \sqrt{r_2^2 + a^2} = \sqrt{250^2 + 130^2} = 280 \text{ мм};$$

$$T = F_\Sigma l = 20\,000 \cdot 1\,050 = 21\,000 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$F_{T1} = \frac{T}{4r_1 + 2r_2^2/r_1} = \frac{21\,000 \cdot 10^3}{4 \cdot 280 + 2 \cdot 250^2/280} = 13\,000 \text{ Н},$$

$$F_{T2} = F_{T1}r_2/r_1 = 13\,000 \cdot 250/280 \approx 11\,000 \text{ Н}.$$

Для первого и третьего болтов суммарную нагрузку находим графически (см. рис. 1.30) и получаем $F_1 = F_3 = 16\,000$ Н. Для второго болта

$$F_2 = F_F + F_{T2} = 14\,340 \text{ Н.}$$

Таким образом, наиболее нагруженными являются болты 1 и 3. Определяем диаметр болтов из условия прочности на срез по формуле (1.21):

$$d = \sqrt{4F_1/(\pi[\tau])} = \sqrt{4 \cdot 16\,000/(\pi \cdot 96)} \approx 14,5 \text{ мм,}$$

где $[\tau] = 0,4\sigma_T = 0,4 \cdot 240 = 96$ МПа (см. табл. 1.2 и 1.1).

Найденной величине d удовлетворяет чистый болт под развертку с диаметром нарезной части М16 и ненарезной 17 мм [24]. Проверим прочность на смятие по формуле (1.22): $\sigma_{см} = F_1/(d\delta) = 16\,000/(17 \cdot 20) \approx 47$ МПа $< [\sigma_{см}] = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 240 = 192$ МПа (см. табл. 1.2).

2. Болты с зазором. Необходимую силу затяжки определяем по формуле (1.40), приняв $F_{\max} = F_1 = 16\,000$ Н, $f = 0,15$; $K = 1,5$; $F_{зат} = 1,5 \cdot 16\,000/0,15 = 160\,000$ Н.

По табл. 1.4 определяем, что болт должен быть значительно больше М30, и поэтому по табл. 1.3 принимаем $[s_T] = 1,5$. При этом

$$[\sigma] = \sigma_T/[s_T] = 240/1,5 = 160 \text{ МПа.}$$

Из формулы (1.19) находим

$$d_1 = \sqrt{4 \cdot 1,3F_{зат}/(\pi[\sigma])} = \sqrt{4 \cdot 1,3 \cdot 160\,000/(\pi \cdot 160)} = 40,5 \text{ мм.}$$

Такому d_1 удовлетворяет болт М48.

Заключение. Постановка болтов с зазором в данной конструкции нецелесообразна, так как болт М48 слишком велик для кронштейна заданных размеров и, кроме того, трудно обеспечить силу затяжки болтов $F_{зат} = 160\,000$ Н. Назначаем болты без зазора.

Пример 1.4. Рассчитать болты для крепления кронштейна к бетонному фундаменту (см. рис. 1.32), где $F = 10\,000$ Н, $\alpha = 30^\circ$, $l_2 = 400$ мм, $l_1 = 100$ мм, $b = 490$ мм, $a = 130$ мм, $c = 0,5b = 245$ мм; $e_1 = 210$ мм, $e_2 = 140$ мм; болты из стали 20, допустимое напряжение смятия для бетона $[\sigma_{см}] = 1,8$ МПа. Затяжка не контролируется, нагрузка статическая.

Решение. 1. Определяем составляющие нагрузки:

$$F_y = F \cos 30^\circ = 8650 \text{ Н; } F_z = F \sin 30^\circ = 5000 \text{ Н; } M = F_y l_2 - F_z l_1 = 8650 \cdot 400 - 5000 \times 100 = 2960 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм [см. формулу (1.43)].}$$

2. Определяем силу затяжки по условию нераскрытия стыка:

$$\sigma_{Fz} = F_z/A_{ст} = 5000/(0,5 \cdot 490 \cdot 130) \approx 0,16 \text{ МПа [см. формулу (1.45)];}$$

$$\sigma_M = M/W_{ст} = 2960 \cdot 10^3 \cdot 48/(7ab^2) = 2960 \cdot 10^3 \cdot 48/(7 \cdot 130 \cdot 490^2) = 0,65 \text{ МПа [см. формулу (1.46)], где для рассматриваемого несплошного стыка}$$

$$W_{ст} = \frac{J_1 - J_2}{b/2} = \frac{(1/12) \{ab^3 - a[(1/2)b]^3\} \cdot 2}{b} = \frac{7}{48} ab^2.$$

По условию нераскрытия стыка, принимая коэффициент запаса $K = 1,5$, $\sigma_{зат} = 1,5(\sigma_{Fz} + \sigma_M) = 1,5(0,16 + 0,65) \approx 1,2$ МПа [см. формулу (1.48)], необходимая сила затяжки болтов $F_{зат} = \sigma_{зат} A_{ст}/z = 1,2 \cdot 0,5 \cdot 490 \cdot 130/8 = 4800$ Н [см. формулу (1.44)].

3. Проверяем прочность бетонного основания: $\sigma_{\text{мах}} = \sigma_{\text{зат}} - \sigma_{F_z} + \sigma_M = 1,2 - 0,16 + 0,65 = 1,69 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}] = 1,8 \text{ МПа}$ [см. формулы (1.47) и (1.49)].

4. Проверяем $F_{\text{зат}}$ по условию отсутствия сдвига крошштейна силой F_y . Приняв $f = 0,35$ и $K = 1,3$, по формуле (1.50) при $\chi = 0,25$ имеем $0,35[4800 \cdot 8 - (1 - 0,2) \cdot 5000] = 12\,128 \text{ Н} > 1,3 \cdot 8650 = 11\,200 \text{ Н}$.

Затяжка достаточна.

5. Определяем расчетную нагрузку и диаметр болта:

а) по формуле (1.52), $F_{F_z} = 5000/8 = 620 \text{ Н}$;

б) по формуле (1.53), $F_M = 2960 \cdot 10^3 \cdot 210/[2 \cdot 210^2 + 2 \cdot 140^2] = 2450 \text{ Н}$;

в) по формуле (1.54), $F = 2450 + 620 = 3070 \text{ Н}$;

г) по формуле (1.37), $F_p = 1,3 \cdot 4800 + 0,25 \cdot 3070 \approx 7000 \text{ Н}$;

д) по табл. 1.4 (учитывая совпадение материалов в примере и таблице) назначаем болты М16.

Глава 2

ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

§ 2.1. Конструкции, технология, классификация, области применения

Заклепочное соединение — неразъемное. В большинстве случаев его применяют для соединения листов и фасонных прокатных профилей. Соединение образуют расклепыванием стержня заклепки, вставленной в отверстие деталей (рис. 2.1, где 1 — обжимка; 2 — прижим при машинной клепке; 3 — замыкающая головка; 4 — закладная головка; 5 — поддержка).

При расклепывании вследствие пластических деформаций образуется замыкающая головка, а стержень заклепки заполняет зазор в отверстии. Силы, вызванные упругими деформациями деталей и стержня заклепки, стягивают детали. Относительному сдвигу деталей оказывают сопротивление стержни заклепок и частично силы трения в стыке.

Отверстия в деталях продавливают или сверлят. Сверление менее производительно, но обеспечивает повышенную прочность (см. табл. 2.1). При продавливании листы деформируются, по краям отверстия появляются мелкие трещины, а на выходной стороне отверстия образуется острая кромка, которая может вызвать подрез стержня заклепки. Поэтому продавливание иногда сочетают с последующим рассверливанием.

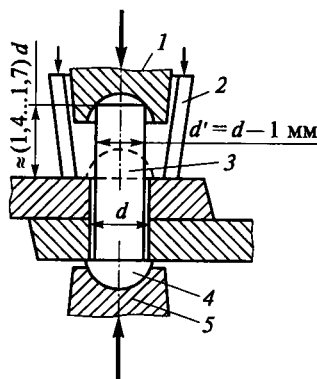


Рис. 2.1

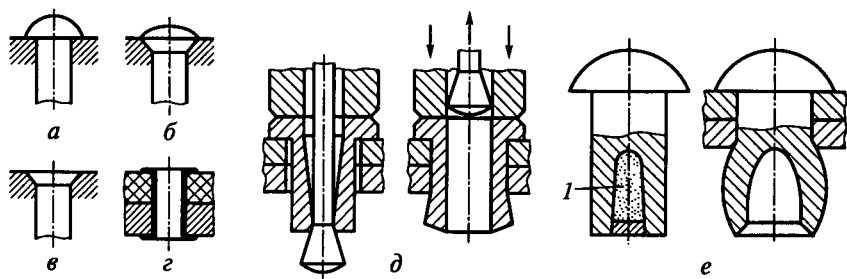


Рис. 2.2

Клепку (осаживание стержня) можно производить вручную или машинным (пневматическими молотками, прессами и т. п.) способом. Машинная клепка дает соединения повышенного качества, так как она обеспечивает однородность посадки заклепок и увеличивает силы сжатия деталей. Стальные заклепки малого диаметра (до 10 мм) и заклепки из цветных металлов ставят без нагрева — холодная клепка. Стальные заклепки диаметром больше 10 мм перед установкой в детали нагревают — горячая клепка. Предварительный нагрев заклепок облегчает процесс клепки и повышает качество соединения (достигаются лучшее заполнение отверстия и повышенный натяг в стыке деталей, связанный с тепловыми деформациями при остывании).

В зависимости от конструкции соединения применяют *различные типы* заклепок, геометрические размеры которых стандартизованы. Основные типы заклепок изображены на рис. 2.2 (*a* — с полукруглой головкой; *б* — полупотайная; *в* — потайная; *г* — трубчатая). Если нет доступа к замыкающей головке (например, пустотелое крыло самолета), то применяют заклепки для односторонней клепки. Например, на рис. 2.2, *д* замыкающая головка образуется при протягивании конической оправки через коническое отверстие заклепки и на рис. 2.2, *е* — взрывом заряда *1*.

По назначению заклепочные соединения разделяют на *прочные* (в металлоконструкциях); *прочноплотные* (в котлах и резервуарах с большим внутренним давлением); *плотные* (в резервуарах с небольшим внутренним давлением).

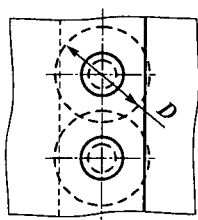


Рис. 2.3

Каждая заклепка имеет свою зону действия *D* (рис. 2.3), на которую распространяются деформации сжатия в стыке деталей. Если зоны действия соседних заклепок пересекаются, то соединение будет плотным. Для обеспечения плотности шва иногда выполняют чеканку (пластическое деформирование листов, например, пневматическими молотками) вокруг заклепок и по кромкам листов.

По конструктивному признаку различают заклепочные соединения *внахлестку* и *встык*, *однорядные* и *многорядные*, *односрезные* и *многосрезные*. На рис. 2.4: *а* — однорядный односрезный шов *внахлестку*; *б* — однорядный двухсрезный шов *встык* с двумя накладками.

Заклепочные соединения применяют для деталей, материал которых плохо сваривается, и в тех конструкциях, где важно *растянуть во времени развитие процесса разрушения*. Например, разрушение одной или нескольких из тысяч заклепок крыла самолета еще не приводит к его разрушению, но уже может быть обнаружено и устранено при контроле и ремонте. В сварных соединениях образование трещин сопровождается высокой концентрацией напряжений, что приводит к ускорению процесса разрушения.

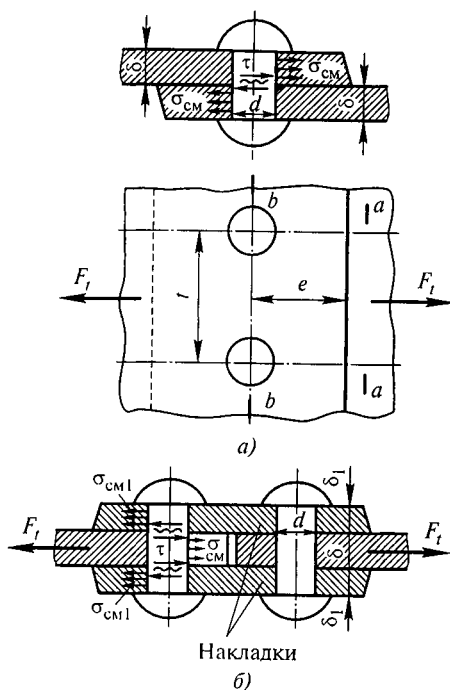


Рис. 2.4

§ 2.2. Расчет на прочность элементов заклепочного шва

Условия нагружения заклепок подобны условиям нагружения болтов, поставленных без зазора (ср. рис. 2.4 и 1.21). Поэтому для заклепок остаются справедливыми расчетные формулы (1.21) и (1.22), которые определяют прочность по напряжениям среза τ и смятия σ_{cm} . При расчетах заклепочных соединений, нагруженных силой в плоскости стыка, допускают, что нагрузка распределяется равномерно между всеми заклепками шва, силы трения в стыке не учитывают.

На основные размеры заклепочных соединений выработаны нормы, которые рекомендуют выбирать d , t , e и δ_1 в зависимости от толщины листов δ или размеров прокатного профиля (см. справочники [1, 11]). При этом расчет приобретает проверочный характер.

Ниже рассмотрены некоторые особенности конструкции и расчета заклепочных соединений. В соединениях широких листов (рис. 2.4) за расчетную нагрузку принимают силу F_t , действующую на

фронте одного шага t . При этом величину F_t обычно определяют по напряжениям растяжения σ' в сечении листа $a - a$, не ослабленном отверстиями под заклепки. Напряжение σ' полагают известным из основных расчетов конструкции (расчет прочности стенок котла, резервуара и т. п.):

$$F_t = \sigma' t \delta.$$

Прочность листа в сечении $b - b$ обеспечивается, если

$$\sigma = F_t / [(t-d)\delta] \leq [\sigma].$$

Отношение

$$\sigma' / \sigma = (t-d) / t = \varphi \quad (2.1)$$

называют коэффициентом прочности заклепочного соединения.

Величина φ показывает, как уменьшается прочность листов при соединении заклепками. Например, для однорядного односрезного шва (рис. 2.4, а) при стандартных размерах $\varphi = 0,65$, т. е. образование заклепочного соединения уменьшает прочность листов на 35%. Понижение прочности деталей — одна из главных отрицательных характеристик заклепочного соединения. Для увеличения φ применяют многорядные и многосрезные швы (см. рис. 2.4, б и 2.5).

На рис. 2.5 изображена конструкция прочноплотного трехрядного шва с переменным шагом заклепок в рядах (правая половина шва симметрична и на рисунке изображена частично). В этом шве на фронте основного шва t_1 расположено шесть заклепок. Каждая заклепка передает нагрузку, равную $(1/6)F_t$. В соответствии с этим на рис. 2.5 даны эпюры продольных сил, возникающих в различных сечениях листов и накладок. Сечение листа по первому ряду заклепок нагружено полной силой F_t . Для того чтобы немного ослабить это сечение, в нем поставлена только одна заклепка (две половины 2 заклепок). Сечение по второму ряду нагружено меньшей силой и, соблюдая условие равнопрочности, в нем можно поставить большее число заклепок и т. д. Малая нагрузка на каждую заклепку, а также две плоскости среза заклепки позволяют значительно уменьшить ее диаметр. Уменьшение

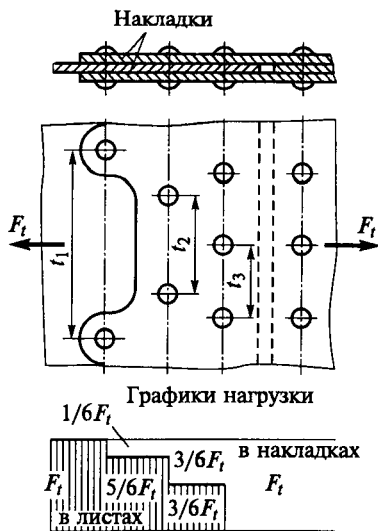


Рис. 2.5

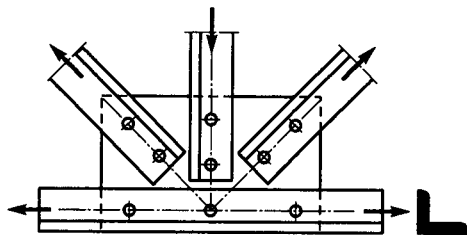


Рис. 2.6

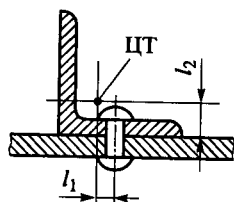


Рис. 2.7

диаметра приводит к увеличению коэффициента прочности шва [см. формулу (2.1)], например для рассматриваемого шва $\varphi \approx 0,9$. Однако стремление получить большую величину φ приводит к сложной и дорогой конструкции соединения.

На рис. 2.6 изображена конструкция клепаного узла фермы, которая может служить примером прочного соединения. При разработке конструкции такого соединения учитывают условия, перечисленные ниже.

1. Стержни (уголки или другие профили) следует располагать так, чтобы расчетные линии действия сил, проходящие через центры тяжести сечений стержней, пересекались в одной точке. В противном случае в соединении кроме сил появляются моменты.

2. Число заклепок для каждого уголка должно быть не менее двух (иначе будет шарнир).

3. Заклепки следует размещать возможно ближе к оси, проходящей через центр тяжести сечения стержня (например, уголка; рис. 2.7).

При смещении заклепки от этой оси в соединении возникают моменты, равные Fl_1 и Fl_2 . Устранить влияние этих моментов можно применением симметричных стержней (рис. 2.8). В соединении, показанном на рис. 2.8, а, устранен момент Fl_2 , а в соединении на рис. 2.8, б устранены оба момента.

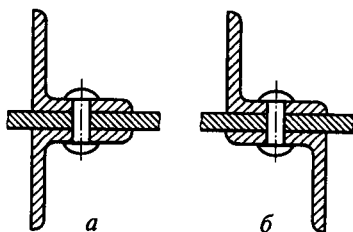


Рис. 2.8

§ 2.3. Материалы заклепок и допускаемые напряжения

Заклепки изготовляют из стали, меди, латуни, алюминия и других металлов. Материал заклепок должен обладать пластичностью и не принимать закалки. Высокая пластичность материала облегчает клепку и способствует равномерному распределению нагрузки по заклепкам. При выборе материала для заклепок необходимо стремиться к тому, чтобы температурные коэффициенты линейного

расширения заклепок и соединяемых деталей были равными или близкими.

Таблица 2.1

Вид напряжений	Обработка отверстия	Допускаемые напряжения, МПа	
		Ст0 и Ст2	Ст3
Срез } [τ]	Сверление	140	140
	Продавливание	100	100
Смятие } [$\sigma_{см}$]	Сверление	280	320
	Продавливание	240	280

Примечание. При переменных нагрузках допускаемые напряжения рекомендуют понижать в среднем на 10...20%.

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. Такое явление наблюдается в химической промышленности и судостроении. Поэтому для скрепления алюминиевых деталей применяют алюминиевые заклепки, для медных — медные.

Допускаемые напряжения для заклепок (табл. 2.1) зависят в основном от характера обработки отверстия (продавленные или сверленные) и характера внешней нагрузки (постоянная переменная).

Вопросы для самоподготовки

1. Как образуется заклепочное соединение?
2. Что такое коэффициент прочности ϕ заклепочного соединения?
3. Какие конструкции швов применяют для увеличения коэффициента ϕ ?
4. Как рассчитывают заклепочное соединение?
5. Особенности конструкции заклепочных соединений ферм.

Глава 3

СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

§ 3.1. Общие сведения и применение

Сварное соединение — неразъемное. Оно образуется путем сваривания материалов деталей в зоне стыка и не требует никаких вспомогательных элементов. Прочность соединения зависит от однородности и непрерывности материала сварного шва и окружающей его зоны.

Применяемые в современном машиностроении виды сварки весьма разнообразны. Каждый из них имеет свои конкретные области применения*. Из всех видов сварки наиболее широко распространена электрическая. Различают два основных вида электросварки: дуговую и контактную.

Электродуговая сварка основана на использовании теплоты электрической дуги для расплавления металла. Для защиты расплавленного металла от вредного действия окружающего воздуха на поверхность электрода наносят толстую защитную обмазку, которая выделяет большое количество шлака и газа, образуя изолирующую среду. Этим обеспечивают повышение качества металла сварного шва, механические свойства которого могут резко ухудшиться под влиянием кислорода и азота воздуха.

С той же целью производят *сварку под флюсом*. Этот вид сварки в настоящее время является основным видом автоматической сварки. Производительность автоматической сварки под флюсом в 10...20 раз и более выше ручной. Повышения производительности достигают путем применения тока 1000...3000 А вместо 200...500 А при ручной сварке. Это обеспечивает более рациональное формирование шва и повышает скорость сварки.

В то время как при ручной сварке образование шва достигается в основном за счет металла электрода (рис. 3.1, а), при автоматической сварке шов формируется в значительной степени за счет расплавленного основного металла (рис. 3.1, б), что не только сокращает время, но и значительно снижает расход электродного материала. Автоматическая сварка под слоем флюса обеспечивает высокие и, что особенно важно, однородные, не зависящие от индивидуальных качеств сварщика механические свойства соединений.

В электрошлаковой сварке источником нагрева служит теплота, выделяющаяся при прохождении тока от электрода к изделию через шлаковую ванну. Электрошлаковая сварка предназначена для соединения деталей большой толщины. Толщина свариваемых деталей практически не ограничивается. Электрошлаковая сварка позволяет заменять сложные и тяжелые цельнолитые и цельнокованные конструкции сварными из отдельных простых отливок, поковок и листов, что значительно облегчает и снижает стоимость производства. Эта сварка применима и для чугунных отливок.

Контактная сварка основана на использовании повышенного омического сопротивления в стыке деталей и осуществляется несколькими способами.

При *стыковой контактной сварке* через детали пропускают ток, сила которого достигает нескольких тысяч ампер. Основное количество теплоты выделяется в месте стыка, где имеется наибольшее

*Изучение различных методов сварки является предметом специальных глав курса «Технология конструкционных материалов».

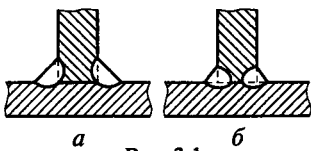


Рис. 3.1

сопротивление; металл в этой зоне разогревается до пластического состояния или даже до поверхностного оплавления. Затем ток выключают, а разогретые детали сдавливают с некоторой силой — происходит сварка металла деталей по всей поверхности стыка. Этот вид сварки реко-

мендуют применять для стыковых соединений деталей, площадь поперечного сечения которых сравнительно невелика.

При *точечной контактной сварке* соединение образуется не по всей поверхности стыка, а лишь в отдельных точках, к которым подводят электроды сварочной машины.

При *шовной контактной сварке* узкий непрерывный или прерывистый шов расположен вдоль стыка деталей. Эту сварку выполняют с помощью электродов, имеющих форму дисков, которые катятся в направлении сварки. Точечную и шовную сварку применяют в нахлесточных соединениях преимущественно для листовых деталей толщиной не более 3...4 мм и тонких стержней арматурных сеток. В отличие от точечной шовная сварка образует герметичное соединение.

Все рассмотренные виды контактной сварки высокопроизводительны, их широко применяют в массовом производстве для сварки труб, арматуры, кузовов автомобилей, металлической обшивки железнодорожных вагонов, корпусов самолетов, тонкостенных резервуаров и т. п.

Сварное соединение является наиболее совершенным из неразъемных соединений, так как лучше других приближает составные детали к цельным. При сварном соединении проще обеспечивают условия равнопрочности, снижения массы и стоимости изделия.

Сварку применяют не только как способ соединения деталей, но и как технологический способ изготовления самих деталей. Сварные детали во многих случаях с успехом заменяют литые и кованные (рис. 3.2, где *а* — зубчатое колесо; *б* — кронштейн; *в* — корпус). Для изготовления сварных деталей не требуется моделей, форм или штампов. Это значительно снижает их стоимость при единичном и мелкосерийном производстве. Сварка таких изделий, как зубчатые колеса или коленчатые валы, позволяет изготавливать их более ответ-

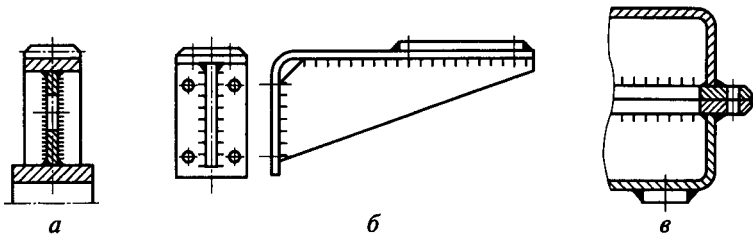


Рис. 3.2

ственные части (зубчатый венец, шейка) из высокопрочных сталей, а менее ответственные (диск и ступица колеса, щека коленчатого вала) — из менее прочных и дешевых материалов. По сравнению с литыми деталями сварные допускают меньшую толщину стенок, что позволяет снизить массу деталей и сократить расход материала. Большое распространение получили штампосварные конструкции (рис. 3.2, в), заменяющие фасонное литье, клепаные и другие изделия. Применение сварных и штампосварных конструкций позволяет во многих случаях снизить расход материала или массу конструкции на 30...50%, уменьшить стоимость изделий в 1,5...2 раза.

§ 3.2. Конструкция и расчет на прочность*

Стыковое соединение во многих случаях является наиболее простым и надежным. Его следует применять везде, где допускает конструкция изделия. В зависимости от толщины соединяемых деталей соединение выполняют с обработкой или без обработки кромок, с подваркой и без подварки с другой стороны (рис. 3.3).

При малых толщинах обработка кромок не обязательна, а при средних и больших толщинах она необходима по условиям образования шва на всей толщине деталей. Автоматическая сварка под флюсом позволяет увеличивать предельные толщины листов, свариваемых без обработки кромок, примерно в два раза, а угол скоса кромок уменьшить до 30...35° (на рис. 3.3 показаны швы, выполняемые при ручной сварке).

Сварить встык можно не только листы или полосы, но также трубы, уголки, швеллеры и другие фасонные профили. Во всех случаях *составная деталь получается близкой к целой*.

Стыковые соединения могут разрушаться по шву, месту сплавления металла шва с металлом детали в зоне термического влияния. *Зоной термического влияния* называют прилегающий к шву участок детали, в котором в результате нагревания при сварке изменяются механические свойства металла. Понижение механических свойств в зоне термического влияния особенно значительно при сварке термически обработанных, а также наклепанных сталей. Для таких соединений рекомендуют термообработку и наклеп после сварки. Практикой установлено, что *при качественном выполнении сварки разрушение соединения стальных деталей происходит преимущественно в зоне термического влияния*. Поэтому расчет прочности стыкового соединения принято выполнять по размерам сечения детали в этой зоне. Возможное снижение прочности деталей, связанное со сваркой, учитывают при назначении допускаемых напряжений. Например, при расчете полосы, сваренной встык (рис. 3.3):

*При расчете на прочность полагаем, что вид сварки выбран правильно, а качество выполнения шва удовлетворяет техническим нормам.

на растяжение

на изгиб

$$\left. \begin{aligned} \sigma &= F/A = F/(b\delta) \leq [\sigma]; \\ \sigma &= M/W = 6M/(b\delta^2) \leq [\sigma]; \end{aligned} \right\} (3.1)$$

где b и δ — ширина и толщина полосы; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение для сварных соединений (см. табл. 3.1). Отношение $[\sigma]$ к допускаемому напряжению на растяжение для основного металла детали $[\sigma]_p$ является коэффициентом прочности сварного соединения:

$$\varphi = [\sigma]/[\sigma]_p. \quad (3.2)$$

Величина φ колеблется в пределах 0,9...1,00 (см. табл. 3.1), т. е. стыковое соединение почти равнопрочно с соединяемыми деталями. В тех случаях, когда требуется повысить прочность соединения, применяют косые швы (рис. 3.4). Расчет косого шва выполняют по формулам (3.1), в которых принимают $[\sigma] = [\sigma]_p$.

Нахлесточное соединение. Выполняется с помощью угловых швов (рис. 3.5). В зависимости от формы поперечного сечения различают угловые швы: 1 — нормальные ($k = k_1$), 2 — улучшенные ($k/k_1 = 1:1,5; 1:2$), 3 — вогнутые, 4 — выпуклые. На практике наиболее распространены нормальные швы. *Выпуклый шов* образует резкое изменение сечения деталей в месте соединения, что является причиной повышенной концентрации напряжений. В нагруженных силовых конструкциях не рекомендуется. *Вогнутый шов* снижает концентрацию напряжений и рекомендуется при действии переменных нагрузок. Вогнутость шва достигается обычно механической обработкой, которая значительно увеличивает стоимость соединения. Поэтому такой шов применяют только в особых случаях, когда оправдываются дополнительные расходы.

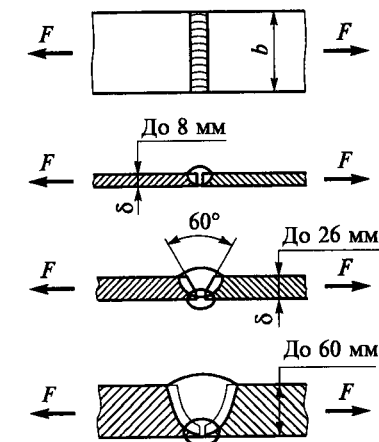


Рис. 3.3

Основные геометрические характеристики поперечного сечения нормального углового шва — катет k и расчетная высота — βk . Величина последней по сути есть глубина проплавления соединяемых деталей, зависящая от технологического процесса сварки. При ручной и многопроходной автоматической или ме-

ханизированной сварке $\beta=0,7$; при двух- и трехпроходной механизированной сварке $\beta=0,8$; при двух- и трехпроходной автоматической, а также однопроходной механизированной сварке $\beta=0,9$; для однопроходной автоматической сварки $\beta=1,1$.



Рис. 3.4

В большинстве случаев $k=\delta_{\min}$, где δ_{\min} — меньшая из толщин свариваемых деталей. По условиям технологии $k \geq 3$ мм, если $\delta_{\min} \geq 3$ мм. Максимальная величина катета не ограничивается, однако швы с $k > 20$ мм используются редко.

Разрушение углового шва происходит по сечению $m-m$ (рис. 3.5). Площадь опасного сечения шва равна βkl , где l — длина шва.

В зависимости от расположения различают швы *лобовые*, *фланговые* и *косые*.

Лобовой шов расположен перпендикулярно, а фланговый — параллельно линии действия нагружающей силы. Обычно применяют комбинированное соединение фланговыми и лобовыми швами. Рассмотрим вначале соединения только фланговыми и только лобовыми швами, а затем комбинированное соединение.

Фланговые швы (рис. 3.6). Основными напряжениями флангового шва являются касательные напряжения τ в сечении $m-m$. По длине шва напряжения τ распределены неравномерно. На концах шва они больше, чем в середине. Неравномерность распределения напряжений объясняется следующим. Предположим, что деталь 2 абсолютно жесткая, а деталь 1 и швы податливые. Тогда относительное перемещение точек b под действием силы F больше относительного перемещения точек a на величину удлинения детали 1 на участке ab . При этом деформация сдвига и напряжения в шве непрерывно уменьшаются по всей длине шва справа налево. Если обе детали упругие, но жесткость их различна, то

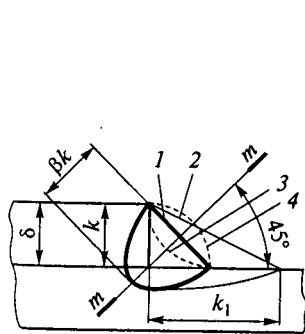


Рис. 3.5

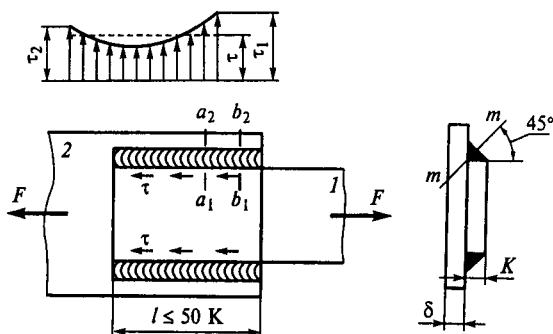


Рис. 3.6

напряжения в шве распределяются по закону некоторой кривой, показанной на рис. 3.6. При одинаковой жесткости деталей эпюра напряжений симметрична. Учитывая податливость деталей, можно вычислить напряжения в любом сечении по длине шва. Ясно, что неравномерность распределения напряжений возрастает с увеличением длины шва и разности податливостей деталей. Поэтому применять длинные фланговые швы нецелесообразно.

В практике длину фланговых швов ограничивают условием $30 \text{ мм} \leq l \leq 50k^*$. Расчет таких швов приближенно выполняют по среднему напряжению, а условия прочности записывают в виде

$$\tau = F/(2\beta kl) \leq [\tau]. \quad (3.3)$$

В тех случаях, когда короткие фланговые швы недостаточны для выполнения условий равнопрочности, соединения усиливают прорезными швами (рис. 3.7) или лобовым швом (см. ниже). Условие прочности соединения с прорезным швом при $k = \delta$

$$\tau = F/[2k(\beta l + l_1)] \leq [\tau]. \quad (3.4)$$

Если одна из соединяемых деталей асимметрична, то расчет прочности производят с учетом нагрузки, воспринимаемой каждым швом. Например, к листу приварен уголок (рис. 3.8), равнодействующая нагрузка F проходит через центр тяжести поперечного сечения уголка и распределяется по швам обратно пропорционально плечам e_1 и e_2 . Соблюдая условие равнопрочности, швы выполняют с различной длиной так, чтобы

$$l_1/l_2 = e_2/e_1. \quad (3.5)$$

При этом напряжения в обоих швах

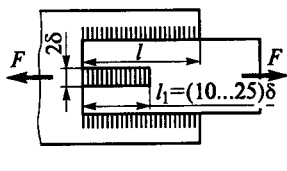


Рис. 3.7

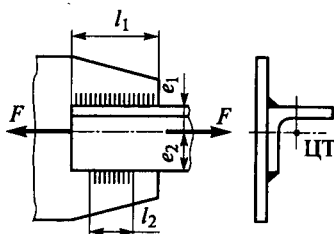


Рис. 3.8

*Минимальная длина углового шва ограничивается $l_{\min} = 30 \text{ мм}$ из-за дефектов на его концах в местах зажигания и гашения дуги.

$$\tau = F/[\beta k(l_1 + l_2)] \leq [\tau]. \quad (3.6)$$

Если соединение нагружено моментом (рис. 3.9), то напряжения от момента распределяются по длине шва неравномерно, а их векторы направлены различно (рис. 3.9, а) (напряжения пропорциональны плечам e и перпендикулярны им). Неравномерность распределения напряжений тем больше, чем больше l/b . В общем случае максимальные напряжения можно определить по формуле

$$\tau = T/W_p,$$

где W_p — полярный момент сопротивления опасного сечения швов в плоскости разрушения (см., например, рис. 3.15).

Для сравнительно коротких швов ($l < b$), распространенных на практике, применяют приближенный расчет по формуле

$$\tau = T/(\beta k l b) \leq [\tau]. \quad (3.7)$$

При выводе этой формулы условно полагают, что напряжения направлены вдоль швов и распределены по длине швов равномерно (рис. 3.9, б).

Лобовые швы (рис. 3.10). Напряженное состояние лобового шва неоднородно. Наблюдается значительная концентрация напряжений, связанная с резким изменением сечения деталей в месте сварки и эксцентричным приложением нагрузки. Основными являются касательные напряжения τ в плоскости стыка деталей и нормальные напряжения σ в перпендикулярной плоскости.

По методу, принятому в инженерной практике, лобовые швы рассчитывают только по τ . За расчетное сечение, так же как и во фланговых швах, принимают сечения по биссектрисе $m-m$. Раз-

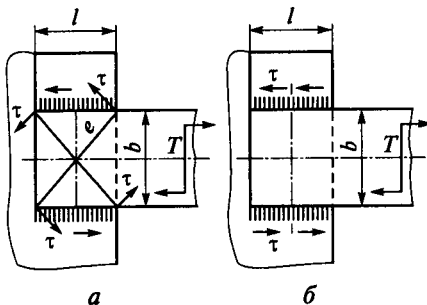


Рис. 3.9

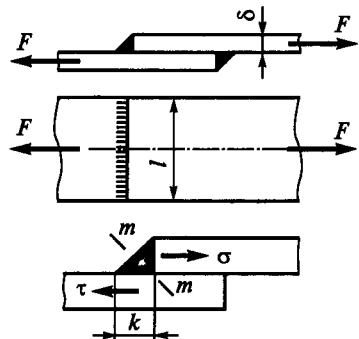


Рис. 3.10

рушение швов именно по этому сечению подтверждает практика. При этом

$$\tau = F/(\beta kl) \leq [\tau]. \quad (3.8)$$

Такая условность расчета тоже подтверждается практикой. Расчет лобовых швов только по τ и сечению $m - m$ делает расчет всех угловых швов единым независимо от их расположения к направлению нагрузки.

Все угловые швы рассчитывают только по τ в сечении $m - m$. Это практически удобно и упрощает расчеты.

Косой шов (рис. 3.11). Условие прочности

$$\tau = F/(\beta kl) \leq [\tau]. \quad (3.9)$$

На рис. 3.12 изображен случай, когда соединение лобовым швом нагружено моментом. При этом напряжения σ по торцу полосы (см. рис. 3.10) распределяются подобно тому, как распределяются нормальные напряжения в поперечном сечении балки при изгибе. Переходя к ранее рассмотренному условному расчету лобовых швов по касательным напряжениям, получаем

$$\tau = T/W = 6T/(\beta kb^2) \leq [\tau]. \quad (3.10)$$

Комбинированные соединения лобовыми и фланговыми швами рассчитывают на основе принципа распределения нагрузки пропорционально несущей способности отдельных швов. При этом для соединения, изображенного на рис. 3.13, получим

$$\tau = F/[\beta k(2l_\phi + l_n)] \leq [\tau]. \quad (3.11)$$

На рис. 3.14 показан случай, когда соединение нагружено моментом и силой. При расчете такого соединения величина касательных напряжений от момента T может быть определена по полярному моменту инерции опасного сечения швов (рис. 3.15). В приближенных расчетах полагают, что сопротивление комбинированного шва моменту T равно сумме сопротивлений, составляющих швов:

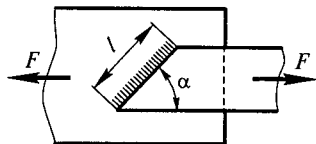


Рис. 3.11

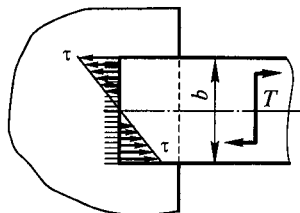


Рис. 3.12

$$T = T_{\phi} + T_{л}, \quad (3.12)$$

где T_{ϕ} и $T_{л}$ — моменты, воспринимаемые фланговыми и лобовым швами*.

Если учесть, что по условиям равнопрочности необходимая длина фланговых швов l_{ϕ} в комбинированном соединении не превышает $0,5l_{л}$, то можно применить формулу (3.7) для определения $T_{\phi} = \tau_{\phi} \beta k l_{\phi} l_{л}$. Для определения $T_{л}$ используем формулу (3.10) и запишем $T_{л} = \tau_{л} \beta k l_{л}^2 / 6$.

Место пересечения швов принадлежит и лобовому, и фланговому швам. Здесь $\tau_{\phi} = \tau_{л}$. Обозначая это напряжение τ_T , после подстановки в (3.12) и несложных преобразований получим

$$\tau_T = T / (\beta k l_{\phi} l_{л} + \beta k l_{л}^2 / 6). \quad (3.13)$$

Напряжения в швах от действия силы F определяют по формуле (3.11). Обозначив эти напряжения τ_F , получим суммарное максимальное напряжение:

$$\tau = \tau_T + \tau_F \leq [\tau]. \quad (3.14)$$

Оценивая нахлесточные соединения, отметим, что по форме и расходу материала они уступают стыковым соединениям, но не требуют обработки кромок.

Тавровое соединение. Соединяемые детали в зоне сварных швов перпендикулярны (наиболее частый случай) или наклонны друг к другу. Это соединение выполняют стыковым швом с разделкой кромок (рис. 3.16, а) или угловыми швами без разделки кромок (рис. 3.16, б). При нагружении изгибающим моментом и силой прочность соединения определяют по формулам:

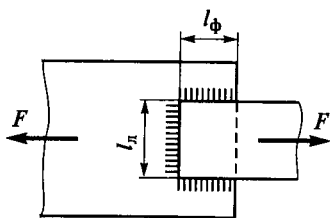


Рис. 3.13

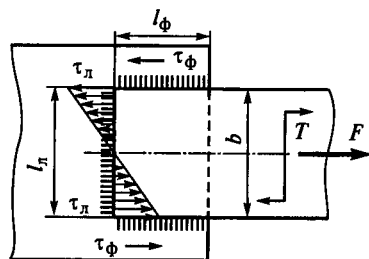


Рис. 3.14

*Здесь наименования «фланговые» и «лобовые» условны, так как момент характеризуется не линией, а плоскостью действия.

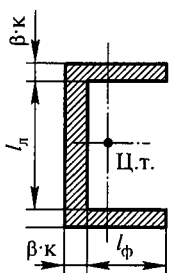


Рис. 3.15

для стыкового шва

$$\sigma = 6M/(\delta l^2) + F/(\delta l) \leq [\sigma]; \quad (3.15)$$

для угловых швов

$$\tau = 6M/(2l^2\beta k) + F/(2l\beta k) \leq [\tau]. \quad (3.16)$$

При выводе формулы (3.16) учтено, что напряжения τ_M от момента распределяются по длине шва аналогично напряжениям σ_M в поперечном сечении балки. За расчетное сечение по-прежнему принято сечение по биссектрисе $m - m$.

На рис. 3.17 показано тавровое соединение трубы, нагруженное изгибающим и крутящим моментами. Напряжения в шве от крутящего момента

$$\tau_T = T/W_p \approx 2T/(\beta k \pi d^2). \quad (3.17)$$

В уравнении (3.17) принято, что катет k шва мал в сравнении с d . При этом можно считать, что напряжения τ_T распределены равномерно по кольцевой площадке разрушения шва, равной $\beta k \pi d_{cp}$, а средний диаметр этой площадки

$$d_{cp} = d + \beta k \approx d.$$

Напряжения в шве от изгибающего момента

$$\tau_M = M/W \approx 4M/(\beta k \pi d^2). \quad (3.18)$$

Здесь учтено, что для такого сечения W в два раза меньше W_p .

Напряжения τ_T и τ_M в сечении $m - m$ (рис. 3.17) взаимно перпендикулярны. Поэтому суммарное напряжение

$$\tau = \sqrt{\tau_T^2 + \tau_M^2} \leq [\tau]. \quad (3.19)$$

Соединение контактной сваркой. *Стыковая контактная сварка* при соблюдении установленных правил технологии обеспечивает равнопрочность соединения и деталей, поэтому можно не выполнять специальных расчетов прочности соединения при статических нагрузках. Это справедливо только в том случае, если разогрев металла в зоне сварки не влечет за собой снижения его прочности (например, низкоуглеродистые и низколегированные

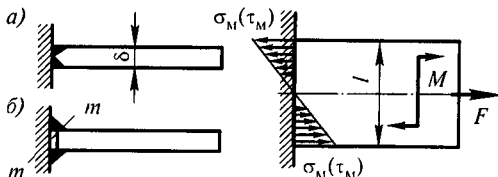


Рис. 3.16

стали, не подвергающиеся термообработке). В противном случае допускаемое напряжение при расчете деталей в месте стыка снижают с учетом уменьшения прочности материала в зоне термического влияния. При переменных нагрузках допускаемые напряжения понижают по сравнению со статическими, так же как и для стыковых соединений дуговой сваркой (см. ниже).

Точечная сварка (рис. 3.18) применяется преимущественно для соединения деталей из тонкого листового материала при отношении толщин ≤ 3 . Диаметр сварной точки выбирают в зависимости от толщины меньшей из свариваемых деталей:

$$d = 1,2\delta + 4 \text{ мм при } \delta \leq 3 \text{ мм;}$$

$$d = 1,5\delta + 5 \text{ мм при } \delta > 3 \text{ мм.}$$

Минимальный шаг t ограничивается явлением шунтирования тока ранее сваренной точкой. Расстояние от кромок t_1 и t_2 нормируют с учетом технологических и силовых факторов. Обычно принимают

$$t = 3d; \quad t_1 = 2d; \quad t_2 = 1,5d.$$

Соединения точечной сваркой работают преимущественно на срез. При расчете полагают, что нагрузка распределяется равномерно по всем точкам. Неточность расчета компенсируют уменьшением допускаемых напряжений (см. табл. 3.1):

$$\tau = 4F / (zind^2) \leq [\tau], \quad (3.20)$$

где z — число сварных точек; i — число плоскостей среза. Для конструкции по рис. 3.18, а $z = 4$, $i = 1$; по рис. 3.18, б $z = 2$, $i = 2$.

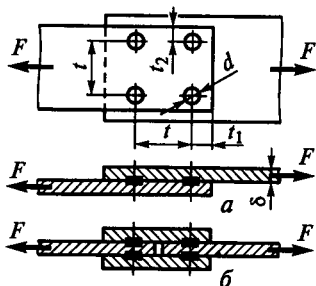


Рис. 3.18

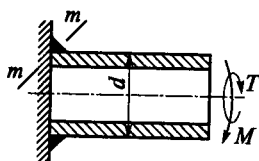


Рис. 3.17

При нагружении точечных сварных соединений моментом в плоскости стыка деталей расчетную точку и ее нагрузку определяют так же, как и для заклепочных соединений или соединений с болтами, поставленными без зазора (см. рис. 1.30).

Точечному соединению свойственна высокая концентрация напряжений (см. табл. 3.5). Поэтому оно сравнительно плохо работает при переменных нагрузках. Концентрация

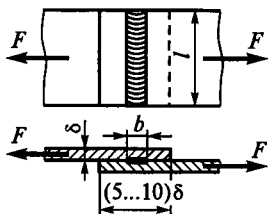


Рис. 3.19

напряжений образуется не только в сварных точках, но и в самих деталях в зоне шва.

Точечные сварные соединения чаще применяют не как рабочие, воспринимающие основную нагрузку, а как связующие (например, крепление обшивки к каркасу).

Шовная сварка (рис. 3.19). Напряжения среза

$$\tau = F/(bl) \leq [\tau]. \quad (3.21)$$

Концентрация напряжений в швах меньше, чем при точечной сварке (см. табл. 3.3), соединение герметичное.

§ 3.3. Прочность соединений и допускаемые напряжения

Прочность сварного соединения зависит от следующих основных факторов: качества основного материала, определяемого его способностью к свариванию, совершенства технологического процесса сварки; конструкции соединения; способа сварки; характера действующих нагрузок (постоянные или переменные). Хорошо свариваются низко- и среднеуглеродистые стали. Высокоуглеродистые стали, чугуны и сплавы цветных металлов свариваются хуже. Значительно снижают прочность такие пороки сварки, как непровары и подрезы (рис. 3.20), шлаковые и газовые включения, скопление металла в месте пересечения швов и т. п. Эти дефекты являются основными причинами образования трещин как в процессе сварки, так и при эксплуатации изделий. Влияние технологических дефектов сварки значительно усиливается при действии переменных и ударных нагрузок.

Эффективными мерами повышения прочности сварных соединений являются: автоматическая сварка под флюсом и сварка в защитном газе; термообработка сваренной конструкции (отжиг); наклеп дробью и чеканка швов. Эти меры позволяют повысить прочность составных сваренных деталей при переменных нагрузках в 1,5...2 раза и даже доводить ее до прочности целых деталей.

Многообразие факторов, влияющих на прочность сварных соединений, а также приближенность и условность расчетных формул вызывают необходимость экспериментального определения допускаемых напряжений. Принятые нормы допускаемых напряжений для сварных соединений деталей из низко- и среднеуглеродистых сталей, а также низколегированных сталей (типа 14ГС, 15ГС,

15ХСНД, 09Г2, 19Г и пр.) при статических нагрузках см. в табл. 3.1.

Для переменных нагрузок допускаемые напряжения, взятые из табл. 3.1, понижают умножением на коэффициент $\gamma < 1$ [см. формулу (3.22)], а расчет выполняют по максимальному (по абсолютной величине) напряжению цикла (σ_{\max} или τ_{\max}) так, как если бы это напряжение было статическим.

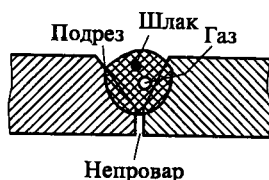


Рис. 3.20

Таблица 3.1

Вид технологического процесса сварки	Допускаемые напряжения в швах при		
	растяжении [σ] _р	сжатии [σ] _{сж}	срезе [τ]
Автоматическая под флюсом, ручная электродами Э42А и Э50А, контактная стыковая	[σ] _р	[σ] _р	0,65[σ] _р
Ручная дуговая электродами Э42 и Э50, газовая сварка	0,9[σ] _р	[σ] _р	0,6[σ] _р
Контактная точечная и шовная	—	—	0,5[σ] _р

Примечание. [σ]_р = σ_T/s — допускаемое напряжение на растяжение для материала соединяемых деталей при статических нагрузках. Для металлических конструкций запас прочности $s \approx 1,4...1,6$.

При переменных нагрузках рекомендуют рассчитывать прочность не только сварного шва, но и самих деталей в зоне этого шва. Допускаемое напряжение для деталей в зоне шва также умножают на коэффициент γ . Для углеродистых сталей γ вычисляют по формуле

$$\gamma = 1 / [(0,6K_{\text{эф}} \pm 0,2) - (0,6K_{\text{эф}} \mp 0,2)R] \leq 1, \quad (3.22)$$

где $R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$ или τ_{\min}/τ_{\max} — коэффициент асимметрии цикла напряжений; $K_{\text{эф}}$ — эффективный коэффициент концентрации напряжений, который относится и к σ , и к τ (см. табл. 3.2 и 3.3); верхние знаки — при растягивающем наибольшем по абсолютной величине напряжении и при касательных напряжениях, а нижние — при сжимающем. В переходной зоне ($R = -1$ или близко к этому) расчет ведут по более опасному напряжению.

Если при вычислении γ по формуле (3.22) получают $\gamma > 1$, то в расчет принимают $\gamma = 1$. Это обычно получается при большой асимметрии цикла ($R > 0$) и указывает на то, что для данного цикла решающее значение имеет не сопротивление усталости, а статическая прочность.

Таблица 3.2

Расчетный элемент	Кэф при электро- дуговой сварке		Расчетный элемент	Кэф при электро- дуговой сварке	
	низко- углеро- дистая Ст3	низко- легиро- ванная сталь 15ХСНА		низко- углеро- дистая Ст3	низко- легиро- ванная сталь 15ХСНА
Деталь в месте пе- рехода к стыковому шву	1,5	1,9	Стыковые швы с полным проваром корня	1,2	1,4
То же, к лобовому шву	2,7	3,3	Угловые лобовые швы	2,0	2,0
—» к фланговому шву	3,5	4,5	Угловые фланговые швы	3,5	4,5

Таблица 3.3

Материал	Состояние образца	Толщина, мм	Кэф при швах	
			связующих	рабочих
<i>Точечная и шовная сварка (цифры в скобках)</i>				
Сталь 10	После нормализации	3+3	1,4(1,25)	7,5(5)
Сталь 30ХГСА	После низкого отпуска	1,5+1,5	1,35	12
Твердый сплав ВТ1	В состоянии поставки	1,5+1,5	2,0(1,3)	10(5)
Алюминиевый сплав Д16Т	То же	1,5+1,5	2,0(1,3)	5(2,25)
<i>Стыковая контактная сварка</i>				
Углеродистые стали	—	—	1,2	
Высоколегированные стали и алюминиевые сплавы	—	—	1,2...1,5	

Вопросы для самоподготовки

1. Оцените сварное соединение по сравнению с заклепочным.
2. Сравните соединение встык и внахлестку, отметьте их достоинства и недостатки.
3. В чем преимущества вогнутой формы поперечного сечения углового шва?
4. Почему не рекомендуют применять длинные фланговые швы?
5. Какие упрощающие допущения принимают при написании формул для расчета прочности угловых швов в различных случаях нагружения?
6. Области применения точечной и шовной контактной сварки.
7. Какие факторы влияют на прочность сварных соединений?

Примеры расчета. Пример 3.1. Рассчитать кронштейн и сварное соединение (см. рис. 3.14) при $F=10^4$ Н, $T=8 \cdot 10^3$ Н·м = $8 \cdot 10^6$ Н·мм, нагрузка статическая, толщина листа $\delta=12$ мм, материал листа — сталь Ст3 ($\sigma_T=220$ МПа), сварка ручная электро-дом Э42.

Решение. 1. Определяем ширину b листа по условию его прочности. Принимая $s=1,4$ (см. примечания к табл. 3.1), находим

$$[\sigma]_p = \sigma_T / s = 220 / 1,4 = 157 \text{ МПа.}$$

Учитывая только основную нагрузку T , получаем

$$W = \delta b^2 / 6 = T / [\sigma]_p$$

$$\text{или } b = \sqrt{\frac{6T}{\delta[\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 8 \cdot 10^6}{12 \cdot 157}} = 160 \text{ мм.}$$

С учетом нагрузки F принимаем $b = 165$ мм. Проверяем прочность при суммарной нагрузке:

$$\sigma = \frac{6T}{\delta b^2} + \frac{F}{\delta b} = \frac{6 \cdot 8 \cdot 10^6}{12 \cdot 165^2} + \frac{10^4}{12 \cdot 165} \approx 152 \text{ МПа} < [\sigma]_p = 157 \text{ МПа.}$$

2. Определяем размеры швов. Принимаем $l_n = \delta = 165$ мм, $k = \delta = 12$ мм. Предварительно оцениваем l_ϕ только по основной нагрузке T , используя формулу (3.13). При этом, согласно табл. 3.1, принимаем

$$[\tau] = 0,6[\sigma]_p = 94 \text{ МПа};$$

$$\tau_T = 94 = 8 \cdot 10^6 / (l_\phi \cdot 0,7 \cdot 12 \cdot 165 + 0,7 \cdot 12 \cdot 165^2 / 6);$$

из этого равенства найдем $l_\phi = 35$ мм. Пусть $l_\phi = 40$ мм (исполнительный размер с учетом неполноценности шва на концах $l_\phi = 50 \dots 60$ мм).

Проверяем прочность швов по суммарной нагрузке [см. формулу (3.14)]:

$$\tau_F = 10^4 / (0,7 \cdot 12 \cdot (2 \cdot 40 + 165)) \approx 5 \text{ МПа [см. формулу (3.11)];}$$

уточняем $\tau_T = 8 \cdot 10^6 / (0,7 \cdot 12 \cdot 40 \cdot 165 + 0,7 \cdot 12 \cdot 165^2 / 6) = 86 \text{ МПа [см. формулу (3.13)];}$

$$\tau = \tau_T + \tau_F = 91 < [\tau] = 94 \text{ МПа.}$$

Отмечаем, что по условию равнопрочности детали и соединения при действии изгибающей нагрузки как основной требуемая длина фланговых швов l_ϕ невелика и составляет около $0,25l_n$.

Пример 3.2. Рассчитать сварной шов (см. рис. 3.17): $d = 140$ мм, толщина стенки трубы $\delta = 5$ мм, $T = 10^4$ Н·м, $M = 7 \cdot 10^3$ Н·м, нагрузка статическая, материал трубы — сталь Ст3, сварка ручная электродом Э42. Сама труба рассчитана по $[\sigma]_p = 157$ МПа (см. пример 3.1).

Решение. Напряжение от T , по формуле (3.17),

$$\tau_T = 2 \cdot 10^7 / (0,7k\pi \cdot 140^2) = 4,65 \cdot 10^2 / k.$$

Напряжения от M по формуле (3.18),

$$\tau_M = 4 \cdot 7 \cdot 10^6 / (0,7k\pi \cdot 140^2) = 6,5 \cdot 10^2 / k.$$

Суммарное напряжение, по формуле (3.19),

$$\tau = (10^2 / k) = \sqrt{4,65^2 + 6,5^2} = 8 \cdot 10^2 / k \leq [\tau] = 94 \text{ МПа (см. пример 3.1).}$$

Отсюда находим $k = 8,5$ мм. Отметим, что для принятой конструкции шва при условии равнопрочности шва и трубы требуется $k > \delta$. Более совершенно соединение стыковым швом с разделкой кромок. Изучающим рекомендуется самим выполнить расчет такого соединения.

Пример 3.3. Рассчитать соединение, выполненное точечной сваркой и нагруженное по схеме рис. 3.18, а. Задано: $F=3500$ Н, $\delta=3$ мм, материал — сталь 10, нагрузка знакопеременная ($R=-1$).

Решение. Определяем ширину b листа из условия его прочности при растяжении с учетом ослабления в зоне сварки. Принимая $s=1,5$, находим $[\sigma]_p = \sigma_T/s = 200/1,5 = 133$ МПа (см. табл. 1.1).

По формуле (3.22) при $K_{эф} \approx 7,5$ (см. табл. 3.3) находим

$$\gamma = 1/(0,6 \cdot 7,5 + 0,2) - (0,7 \cdot 7,5 - 0,2)(-1) \approx 0,11.$$

Расчетное допускаемое напряжение

$$[\sigma] = [\sigma]_p \gamma = 133 \cdot 0,11 = 14,6 \text{ МПа.}$$

Далее $b = F/(\delta [\sigma]) = 3500/(3 \cdot 14,6) \approx 80$ мм.

Определяем размеры и число сварных точек. По рекомендациям, $d=1,2 \cdot 3 + 4 \approx 8$ мм; $t_2=1,5 \cdot 8=12$ мм; $t_1=2 \cdot 8=16$ мм; $t=3 \cdot 8=24$ мм.

Число точек в одном ряду

$$z' = [(b - 2t_2)/t] + 1 = [(80 - 24)/24] + 1 = 3,3.$$

Принимая число точек в двух рядах $z=6$, проверяем прочность сварных точек по формуле (3.20):

$$\tau = 4 \cdot 3500/(6\pi \cdot 8^2) = 11,6 \text{ МПа.}$$

По табл. 3.1 с учетом γ имеем

$$[\tau] = 0,6 [\sigma]_p \gamma = 0,6 \cdot 133 \cdot 0,11 = 8,75 \text{ МПа} < \tau.$$

Условие прочности не удовлетворяется. Следовательно, нужно увеличивать ширину листов и ставить четыре точки в ряду или выполнять трехрядное соединение по три точки в ряду. Этот пример показывает, как плохо работают точечные соединения при знакопеременных нагрузках.

Глава 4

СОЕДИНЕНИЕ ПАЙКОЙ И СКЛЕИВАНИЕМ

§ 4.1. Общие сведения, оценка и применение

Соединения пайкой и склеиванием применяли значительно раньше сварных. Известны примеры применения пайки 3...5 тыс. лет назад.

По конструкции паяные и клеевые соединения подобны сварным (рис. 4.1). В отличие от сварки пайка и склеивание позволяют соединять детали не только из однородных, но и неоднородных материалов, например: сталь с алюминием; металлы со стеклом, графитом, фарфором; керамика с полупроводниками; пластмассы; дерево, резина и пр.

При пайке и склеивании кромки деталей не расплавляются, что позволяет более точно выдерживать их размеры и форму, а также производить повторные ремонтные соединения. По прочности пая-

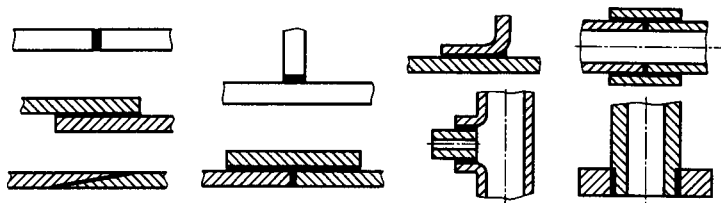


Рис. 4.1

ные 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 (например, пластмасс) и высокопрочных легированных сталей, многие из которых плохо свариваются. Примерами применения пайки в машиностроении могут служить радиаторы автомобилей и тракторов, камеры сгорания жидкостных реактивных двигателей, лопатки турбин, топливные и масляные трубопроводы и др. В самолетостроении наблюдается тенденция перехода от клепаной алюминиевой обшивки к обшивке из тонких стальных листов с сотовым промежуточным заполнением. Эту обшивку изготовляют в виде панелей, паянных в термических печах (рис. 4.2).

Пайка и склеивание являются одним из основных видов соединения в приборостроении, в том числе в радиоэлектронике, где они являются преимущественно связующими, а не силовыми соединениями.

Процессы пайки и склеивания сравнительно легко поддаются механизации и автоматизации. Во многих случаях применение пайки и склеивания приводит к значительному повышению производительности труда, снижению массы и стоимости конструкций.

Эффективность применения паяных и клеевых соединений, их прочность и другие качественные характеристики в значительной степени определяются качеством технологического процесса: правильным подбором типа припоя и клея, температурным режимом, очисткой поверхностей стыка, их защитой от окисления и пр. Этим вопросам посвящены специальные курсы и главы курса «Технология конструкционных материалов».

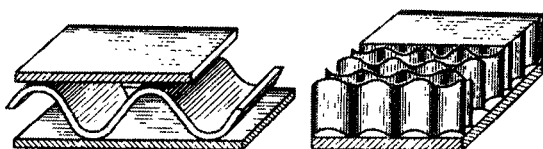


Рис. 4.2

§ 4.2. Соединение пайкой

Примеры конструкции изображены на рис. 4.1 и 4.2. Соединение образуется в результате химических связей материала деталей и прищадочного материала, называемого припоем. Температура плавления припоя (например, олова) ниже температуры плавления материала деталей, поэтому в процессе пайки детали остаются твердыми. При пайке расплавленный припой растекается по нагретым поверхностям стыка деталей. Поверхности деталей обезжиривают, очищают от окислов и прочих посторонних частиц. Без этого нельзя обеспечить хорошую смачиваемость поверхностей припоем и заполнение зазора в стыке.

Размер зазора в стыке деталей в значительной мере определяет прочность соединения. Уменьшение зазора до некоторого предела увеличивает прочность. Это связано, во-первых, с тем, что при малых зазорах проявляется эффект капиллярного течения, способствующий заполнению зазора расплавленным припоем; во-вторых, диффузионный процесс и процесс растворения материалов деталей и припоя может распространяться на всю толщину паяного шва (диффузионный слой и слой раствора прочнее самого припоя). Чрезмерно малые зазоры препятствуют течению припоя. Размер оптимального зазора зависит от типа припоя и материала деталей. Для пайки стальных деталей тугоплавкими припоями (серебряными и медными) приближенно рекомендуют зазор 0,03...0,15 мм, при легкоплавких припоях (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 нередко используют специальные приспособления, большие плоские стыки прихватывают точечной сваркой (рис. 4.3, *а*) и т. п.

Нагрев припоя и деталей при пайке осуществляют паяльником, газовой горелкой, ТВЧ, в термических печах, погружением в ванну с расплавленным припоем и др. При пайке ТВЧ или в термической печи припой укладывают в процессе сборки деталей в месте шва в виде проволочных контуров (рис. 4.3, *б, е, ж*), фольговых прокладок, лент, мелкой дроби (рис. 4.3, *в*) или паст в смеси с флюсом.

Для уменьшения вредного влияния окисления поверхностей деталей применяют специальные флюсы (на основе буры, хлористого цинка, канифоли); паяют в среде нейтральных газов (аргона) или в вакууме.

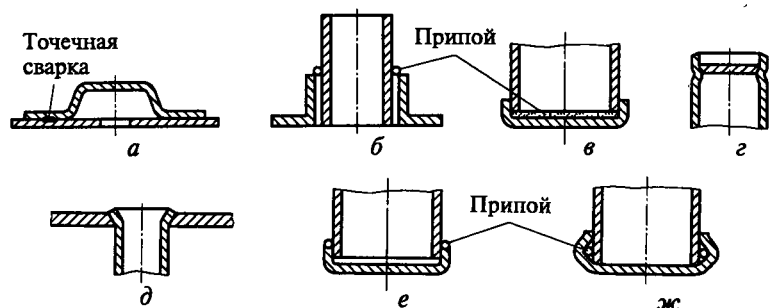


Рис. 4.3

В качестве припоев применяют как чистые металлы, так и сплавы. Чаще других применяют сплавы на основе олова, меди, серебра. Примеры характеристик некоторых припоев приведены в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Припой	Температура плавления, °С	$\sigma_{\text{в}}$, МПа	Относительное удлинение, %
Оловянно-свинцовый ПОССу 40—2,	230	45	48
Медно-цинковый ПМЦ54	860	350	20
Серебряно-медный ПСр45,	720	400	25

Расчет прочности паяных соединений аналогичен расчету сварных. Например, для стыковых соединений (рис. 4.4, а)

$$\sigma = F/(\delta b) \leq [\sigma], \quad (4.1)$$

для нахлесточных соединений (рис. 4.4, б)

$$\tau = F/(bl) \leq [\tau], \quad (4.2)$$

где $[\sigma]$ и $[\tau]$ — допускаемые напряжения в паяном шве.

Аналогично можно записать расчетные напряжения для других конструкций соединений.

При соединении стальных деталей прочность материала деталей обычно больше прочности материала шва. В подобных случаях условие равнопрочности можно обеспечить только для нахлесточных соединений. Величина нахлестки по условию равнопрочности (рис. 4.4, б)

$$l = [\sigma] \delta / [\tau], \quad (4.3)$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение для материала деталей.

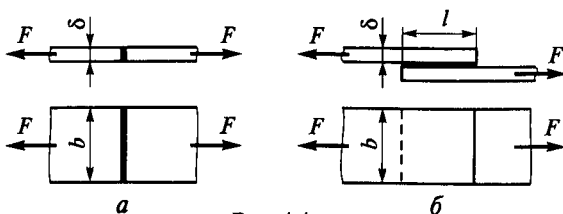


Рис. 4.4

Общих рекомендаций по допускаемым напряжениям для паяных соединений не выработано. Частный пример, характеризующий прочность соединений, паянных серебряным припоем ПСр45, следующий:

Материал деталей	Сталь Ст3	Сталь 45	Сталь 30ХГСА	Сталь Х18Н9Т	Медь
Прочность на срез, МПа	350...400	450...500	400...540	180...260	250

§ 4.3. Соединение склеиванием

Конструкция клеевых соединений подобна конструкции паяных, только припой здесь заменен клеем, а образование соединения выполняют без нагрева деталей*. Соединение осуществляется за счет сил адгезии (сил 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).

В процессе склеивания выполняют ряд последовательных операций: подготовку поверхностей деталей, нанесение клея, сборку соединения, выдержку при соответствующих давлении и температуре. Подготовка поверхностей обычно заключается в их взаимной пригонке, образовании шероховатости путем зачистки наждачной шкуркой или пескоструйным аппаратом, удалении пыли и обезжиривании с помощью органических растворителей. Шероховатость увеличивает поверхность склеивания. Клей наносят кистью или пульверизатором. Сравнительно длительная выдержка, необходимая для полимеризации, является одним из недостатков клеевых соединений.

Прочность клеевого соединения в значительной степени зависит от толщины слоя клея, которую рекомендуется назначать в пределах 0,05...0,15 мм. Толщина слоя клея зависит от его вязкости

*Некоторые сорта клея (см. табл. 4.2) требуют сравнительно небольшого подогрева деталей.

и давления при склеивании. Клеевые соединения лучше работают на сдвиг, хуже на отрыв. Поэтому предпочтительны нахлесточные соединения. Для повышения прочности применяют комбинацию клеевого соединения с резьбовым, сварным или заклепочным.

Таблица 4.2

Основные характеристики соединений	Марка клея		
	БФ-2	БФ-4	88
Технические условия Склеиваемые материалы	ГОСТ 12172 — 66 Металлы, текстолит, стеклотекстолит, фибра, стекло, эбонит, кожа, слюда, прессшпан как между собой, так и их сочетание		ТУ МХП 880 — 58 Металлы с металлами, дюралюминий с кожей и резиной, сталь с пробкой, резина с резиной и кожа с кожей, дерево с резиной и брезентом
Клеящая способность (прочность клеевого соединения), МПа:			
сталь — сталь	28,5...38,5	46...60	2,5
сталь — стекло	13,9	45...60	1,3 для дюралюминия с кожей и резиной
алюминий — алюминий	—	6,5	—
сталь — текстолит	—	16,8...30,0	—
Стойкость:			
к воде	Устойчив		Устойчив
к маслам и бензину	—»—		—
Теплостойкость по Мартенсу, °С	180		—
Морозостойкость, °С		—60	—
Вибростойкость	Стоек		—
Электроизоляционные свойства	Обладает		—
Горючесть	Горюч		—
Режим склеивания	Требуется нагрева		При комнатной температуре
Давление при склеивании, МПа		1...2	Без давления

Расчеты на прочность производят по тем же формулам, что и для паяных соединений. Качество клеевого соединения характеризуется не только его прочностью, но также водостойкостью, теплостойкостью и другими показателями (табл. 4.2).

Вопросы для самоподготовки

1. Где применяют соединения пайкой и склеиванием? Их преимущества и недостатки по сравнению со сварным.
2. На что следует обращать особое внимание при подготовке деталей к склеиванию и пайке?

КЛЕММОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

§ 5.1. Конструкция и применение

Клеммовые соединения применяют для закрепления деталей на валах и осях, цилиндрических колоннах, кронштейнах и т. д. Один из примеров клеммового соединения (закрепление рычага на валу) изображен на рис. 5.1.

По конструктивным признакам различают два основных типа клеммовых соединений: а) со ступицей, имеющей прорезь (рис. 5.1, а); б) с разъемной ступицей (рис. 5.1, б). Разъемная ступица несколько увеличивает массу и стоимость соединения, но при этом становится возможным устанавливать клемму в любой части вала независимо от формы соседних участков и других расположенных на валу деталей.

При соединении деталей с помощью клемм используют силы трения, которые возникают от затяжки болтов. Эти силы трения позволяют нагружать соединение как моментом ($T = Fl$), так и осевой силой F_a . Ранее отмечалось, что передача нагрузки только силами трения недостаточно надежна. Поэтому не рекомендуют применять клеммовые соединения для передачи больших нагрузок.

Достоинства клеммового соединения: простота монтажа и демонтажа, самопредохранение от перегрузки, а также возможность перестановки и регулировки взаимного расположения деталей как в осевом, так и в окружном направлениях (регулировка положения рычагов и тяг в механизмах управления и т. п.).

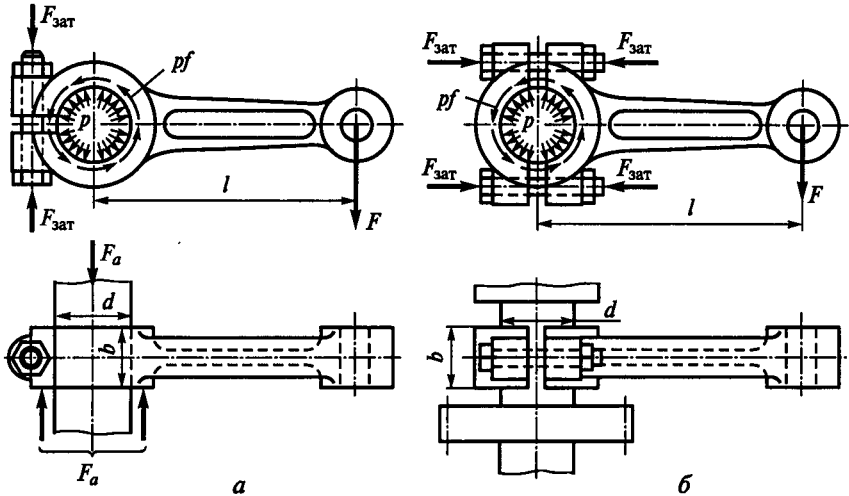


Рис. 5.1

§ 5.2. Расчет на прочность

В зависимости от выполнения соединения при расчете можно рассмотреть два предельных случая (рис. 5.2).

Первый случай. Клемма обладает большой жесткостью, а посадка деталей выполнена с большим зазором (рис. 5.2, а). При этом можно допустить, что контакт деталей происходит по линии, а условие прочности соединения выражается в виде

$$F_t d = F_n f d \geq T, 2F_n f \geq F_a, \quad (5.1)$$

где F_n — реакция в месте контакта; f — коэффициент трения.

По условию равновесия любой половины клеммы,

$$F_n = 2F_{\text{зат}},$$

где $F_{\text{зат}}$ — сила затяжки болтов.

Подставив F_n в формулы (5.1), найдем

$$2F_{\text{зат}} f d \geq T, 4F_{\text{зат}} f \geq F_a. \quad (5.2)$$

Второй случай. Клемма достаточно гибкая, форма сопрягаемых деталей строго цилиндрическая, зазор в соединении близок к нулю (рис. 5.2, б). В этом случае можно полагать, что давление p распределено равномерно по поверхности соприкосновения деталей, а условия прочности соединения выражаются в виде

$$p f \pi d b \frac{d}{2} \geq T, p f \pi d b \geq F_a.$$

По аналогии с формулой (1.22) и рис. 1.22, рассматривая равновесия полуклеммы, записываем

$$p = 2F_{\text{зат}} / (db).$$

После подстановки и сокращения получаем

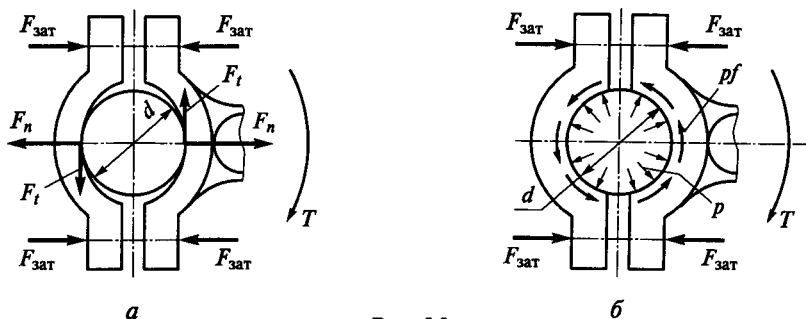


Рис. 5.2

$$\pi F_{\text{зат}} f d \geq T, 2\pi F_{\text{зат}} f \geq F_a. \quad (5.3)$$

Таким образом, нагрузочные способности для двух предельных случаев относятся как $2/\pi$ [ср. формулы (5.2) и (5.3)]. Первый случай является самым неблагоприятным, а второй — наиболее рациональным с точки зрения требуемой затяжки болтов.

Следует заметить также, что наличие больших зазоров в соединении может привести к разрушению клеммы от напряжений изгиба. Практически конструкция с большими зазорами является дефектной.

В современном машиностроении размеры деталей клеммового соединения выполняют под посадку $H8/h8$. При такой посадке обеспечивается свободная сборка деталей без излишних зазоров.

Это дает основание рассматривать условия работы практически выполняемых клеммовых соединений как средние между двумя рассмотренными выше крайними случаями и рассчитывать их прочность по формулам

$$2,5F_{\text{зат}} f d \geq T, 5F_{\text{зат}} f \geq F_a. \quad (5.4)$$

Здесь коэффициенты 2,5 и 5 приближенно равны средней величине коэффициентов в формулах (5.2) и (5.3).

Расчет клеммового соединения с односторонним расположением болтов (см. рис. 5.1) принято выполнять по тем же формулам (5.4). При этом условно полагают, что функции второго болта соединения выполняет сам материал рычага. Действительно, если верхний болт в конструкции по рис. 5.1, б приварить к деталям, то условия работы клеммы и нижнего болта не изменятся, а конструкция станет подобна конструкции, изображенной на рис. 5.1, а.

Для определения потребной силы затяжки болтов преобразуем формулы (5.4) к виду

$$F_{\text{зат}} = KT/(2,5zfd), F_{\text{зат}} = KF_a/(5zf). \quad (5.5)$$

При совместном действии T и F_a сдвигающей силой на поверхности контакта будет равнодействующая осевой F_a и окружной $F_t = 2T/d$ сил. Для такого случая

$$F_{\text{зат}} = K \sqrt{F_t^2 + F_a^2} / (5zf). \quad (5.6)$$

При найденной $F_{\text{зат}}$ расчет болтов на прочность выполняют по формуле (1.19).

В формулах (5.5) и (5.6) z — число болтов, расположенных с одной стороны вала, $K = 1,3 \dots 1,8$ — коэффициент запаса. Коэффициент трения для чугунных и стальных деталей, работающих без смазки, можно выбирать в пределах $f \approx 0,15 \dots 0,18$.

ШПОНОЧНЫЕ И ЗУБЧАТЫЕ (ШЛИЦЕВЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ

Шпоночные и зубчатые соединения служат для закрепления деталей на осях и валах. Такими деталями являются шкивы, зубчатые колеса, муфты, маховики, кулачки и т. д. Соединения нагружаются в основном вращающим моментом.

§ 6.1. Шпоночные соединения

Все основные виды шпонок можно разделить на *клиновые* и *призматические*. Первая группа шпонок образует *напряженные**, а вторая — *ненапряженные* соединения. Размеры шпонок и допуски на них стандартизованы.

Соединение клиновыми шпонками (например, врезной клиновой шпонкой; рис. 6.1) характеризуется свободной посадкой ступицы на вал (с зазором); расположением шпонки в пазе с зазорами по боковым граням** (рабочими являются широкие грани шпонки); передачей вращающего момента от вала к ступице в основном силами трения, которые образуются в соединении от запрессовки шпонки. Запрессовка шпонки смещает центры вала и ступицы на величину Δ , равную половине зазора посадки и деформации деталей. Это смещение вызывает дисбаланс и неблагоприятно сказывается на работе механизма при больших частотах вращения.

Клиновья форма шпонки может вызвать перекос детали, при котором ее торцовая плоскость не будет перпендикулярна оси вала. Обработка паза в ступице с уклоном, равным уклону шпонки, создает дополнительные технологические трудности и часто требует индивидуальной пригонки шпонки по пазу. Такая пригонка совершенно недопустима в условиях массового производства. Эти недостатки послужили причиной того, что применение клиновых шпонок резко сократилось в условиях современного производства. Значительное сокращение применения клиновых шпонок позволяет не рассматривать в настоящем курсе их конструктивные разновидности и расчет на прочность.

Соединение призматическими шпонками ненапряженное. Оно требует изготовления вала и отверстия с большой точностью. Во многих случаях посадка ступицы на вал производится с натягом.

*В соединении образуются напряжения до приложения внешней нагрузки.

**Необходимость этих зазоров связана с технологическими трудностями посадки шпонки по всем четырем граням.

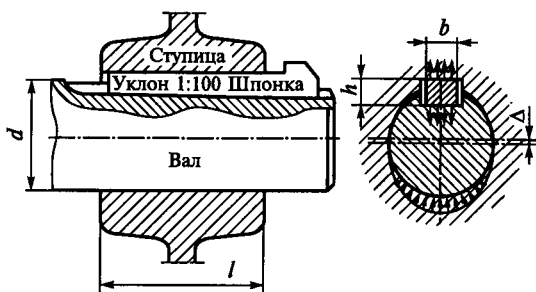


Рис. 6.1

напряжения $\sigma_{см}$ распределяются равномерно по высоте и длине шпонки, а плечо равнодействующей этих напряжений равно $\sim d/2$. Рассматривая равновесие вала или ступицы при этих допущениях, получаем условия прочности в виде

$$\sigma_{см} = 4T/(hl_p d) \leq [\sigma_{см}]; \quad (6.1)$$

$$\tau = 2T/(bl_p d) \leq [\tau]. \quad (6.2)$$

У стандартных шпонок размеры b и h зависят от диаметра вала и подобраны так, что нагрузку соединения ограничивают не напряжения среза, а напряжения смятия. Поэтому при расчетах обычно используют только формулу (6.1).

Параллельность граней призматической шпонки позволяет осуществлять подвижные в осевом направлении соединения ступицы с валом (коробки скоростей и др.). Силы трения, возникающие при перемещении ступицы в подвижном соединении, могут нарушить правильное положение шпонки, поэтому ее рекомендуют крепить к валу винтами (рис. 6.3, а). В некоторых конструкциях подвижных соединений целесообразно применять короткие шпонки, прикрепленные к ступице (рис. 6.3, б).

Сегментная и цилиндрическая шпонки являются разновидностью призматической шпонки, так как принцип работы этих шпонок подобен принципу работы призматической шпонки. Конструкция соединения с помощью сегментной шпонки показана на рис. 6.4. Глубокая посадка шпонки обеспечивает ей более устойчивое положение, чем у простой призматической

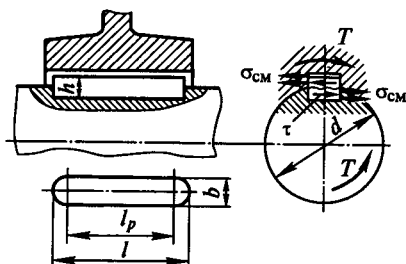


Рис. 6.2

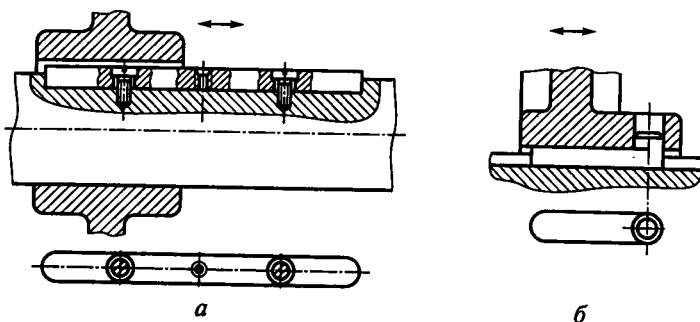


Рис. 6.3

шпонки. Однако глубокий паз значительно ослабляет вал, поэтому сегментные шпонки применяют главным образом для закрепления деталей на малонагруженных участках вала, например на концах валов. Основные размеры сегментных шпонок $b \times h \times D$ (ширина, высота, диаметр заготовки) стандартизованы в зависимости от диаметра вала. Длина шпонки $l \approx D$. Аналогично соединению с призматической шпонкой для сегментной шпонки получим

$$\sigma_{\text{см}} \approx 2T/(kld) \leq [\sigma_{\text{см}}]. \quad (6.3)$$

При длинных ступицах можно ставить в ряд по оси вала две сегментные шпонки.

Конструкция соединения с цилиндрической шпонкой (штифтом) показана на рис. 6.5. Цилиндрическую шпонку используют для закрепления деталей на конце вала. Отверстие под шпонку сверлят и обрабатывают разверткой после посадки ступицы на вал. При больших нагрузках ставят две или три цилиндрические шпонки, располагая их под углом 180° или 120° соответственно. Цилиндрическую шпонку устанавливают в отверстие с натягом. В некоторых случаях шпонке придают коническую форму.

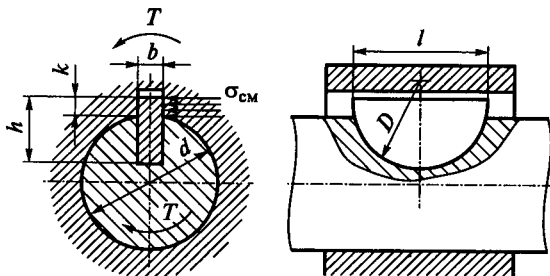


Рис. 6.4

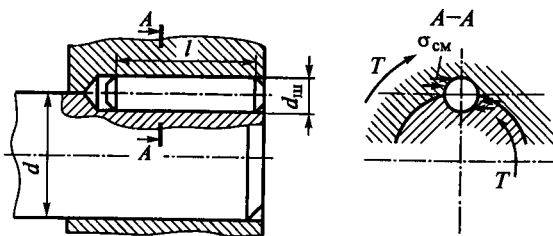


Рис. 6.5

Условие прочности соединения цилиндрической шпонкой по напряжениям смятия аналогично формуле (6.1):

$$\sigma_{\text{см}} \approx 4T/(d_{\text{шп}}ld) \leq [\sigma_{\text{см}}]. \quad (6.4)$$

§ 6.2. Материал шпонок и допускаемые напряжения

Стандартные шпонки изготавливают из чистотянутых стальных прутков — углеродистой или легированной стали с пределом прочности σ_b не ниже 500 МПа. Величина допускаемых напряжений зависит от режима работы, прочности материала вала и втулки, типа посадки втулки на вал.

Для неподвижных соединений допускают:
 при переходных посадках $[\sigma_{\text{см}}] = 80 \dots 150$ МПа;
 при посадках с натягом $[\sigma_{\text{см}}] = 110 \dots 200$ МПа.

Меньшие величины для чугунных ступиц и при резких изменениях нагрузки.
 В подвижных (в осевом направлении) соединениях допускаемые напряжения значительно снижают в целях предупреждения задира и ограничения износа.
 При этом принимают $[\sigma_{\text{см}}] = 20 \dots 30$ МПа.

§ 6.3. Оценка соединений призматическими шпонками и их применение

Призматические шпонки широко применяют во всех отраслях машиностроения. Простота конструкции и сравнительно низкая стоимость — главные достоинства этого вида соединений.

Отрицательные свойства: соединение ослабляет вал и ступицу шпоночными пазами; концентрация напряжений в зоне шпоночной канавки снижает сопротивление усталости вала; прочность соединения ниже прочности вала и ступицы, в особенности при переходных посадках или посадках с зазором. Поэтому шпоночные соединения не рекомендуют для быстроходных динамически нагруженных валов. Технологическим недостатком призматических шпонок является трудность обеспечения их взаимозаменяемости, т. е. необходимость пригонки или подбора шпонки по пазу, что ограничивает

их применение в крупносерийном и массовом производстве. Пригонкой стремятся обеспечить устойчивое положение шпонки в пазах, так как перекося (выворачивание) шпонки значительно ослабляет соединение. Сегментная шпонка с глубоким пазом в этом отношении обладает преимуществом перед простой призматической шпонкой. Ее предпочитают применять при массовом производстве.

§ 6.4. Общие замечания по расчету шпоночных соединений

Размеры шпонок и допуски на них стандартизованы. Поэтому при проектных расчетах размеры b и h берут по справочнику и определяют l . Расчетную длину шпонки округляют до стандартного размера, согласуясь с размером ступицы.

Полученные выше расчетные формулы не учитывают влияния сил трения, которые образуются в соединении при посадках с натягом. Эти силы трения частично разгружают шпонку и учитываются при выборе допускаемых напряжений (см. выше).

В тех случаях, когда одна шпонка не может передать заданного момента, устанавливают две или три шпонки. При этом следует учитывать, что постановка нескольких шпонок связана с технологическими затруднениями, а также ослабляет вал и ступицу. Поэтому многошпоночные соединения почти не применяют. Их заменяют зубчатыми соединениями.

§ 6.5. Зубчатые (шлицевые) соединения

Конструкция и классификация. Зубчатые соединения образуются при наличии наружных зубьев на валу и внутренних зубьев в отверстии ступицы (рис. 6.6). Размеры зубчатых соединений, а также допуски на них стандартизованы.

Зубья на валах получают фрезерованием, строганием или накатыванием. Зубья в отверстиях образуют протягиванием или долблением. Протягивание — высокопроизводительный способ и широко применяется в массовом производстве. Для отделочных операций используют шлифование, дорнирование и др.

Стандартом предусмотрены три серии соединений: легкая, средняя и тяжелая; они отличаются высотой и числом зубьев. Число зубьев изменяется от 6 до 20. У соединений тяжелой серии зубья выше, а их число больше, что позволяет передавать большие нагрузки. По форме профиля различают зубья

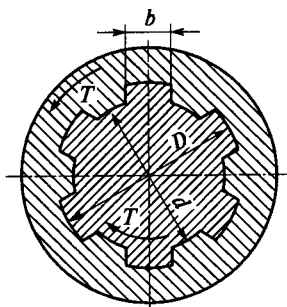


Рис. 6.6

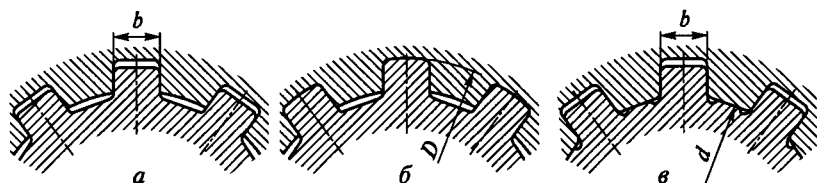


Рис. 6.7

прямобочные, эвольвентные и треугольные. Последние мало распространены и здесь не рассматриваются.

Соединения с прямобочными зубьями выполняют с центрированием по боковым граням (рис. 6.7, а), по наружному (рис. 6.7, б) или внутреннему (рис. 6.7, в) диаметрам. При выборе способа центрирования руководствуются следующим.

Центрирование по диаметрам D и d обеспечивает более высокую соосность вала и ступицы по сравнению с центрированием по боковым граням.

Центрирование по боковым граням b обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям. Его применяют при тяжелых условиях работы (ударные и реверсивные нагрузки и др.).

Диаметр центрирования (D или d) выбирают из технологических условий. Если твердость материала втулки позволяет обработку протяжкой (≤ 350 НВ), то рекомендуют центрирование по D . При этом центрирующие поверхности отверстия калибруют протяжкой, а центрирующую поверхность вала — шлифованием. При высокой твердости втулки рекомендуют центрирование по d . В этом случае центрирующие поверхности отверстия и вала можно обрабатывать шлифованием.

Соединения с эвольвентными зубьями (рис. 6.8) предпочтительны при больших диаметрах валов, когда для нарезания зубьев в отверстиях и на валу могут быть использованы весьма совершенные технологические способы, применяемые для зубчатых колес. Для сравнительно малых и средних диаметров преимущественно применяют соединения с прямобочными зубьями, так как эвольвентные протяжки дороже прямобочных*.

В соответствии с этим стандарты на зубчатые соединения предусматривают диаметры валов до 500 мм с эвольвентными зубьями и только до 125 мм с прямобочными.



Рис. 6.8

*Это связано с трудностями образования режущих кромок на боковых поверхностях фасонных профилей эвольвентных зубьев протяжки.

Соединения с эвольвентными зубьями* выполняют с центрированием по боковым граням (рис. 6.8, а) или наружному диаметру вала (рис. 6.8, б). Наиболее распространен первый способ**.

В отличие от зубчатых колес угол профиля эвольвентных зубьев соединения увеличен до 30° , а высота уменьшена до $0,9...1$ модуля. Эвольвентные зубья меньше ослабляют вал вследствие радиусных галтелей у основания зубьев. Так же как и прямоугольные, их можно применять в соединениях, подвижных вдоль оси вала.

§ 6.6. Основные критерии работоспособности и расчета

Основными критериями работоспособности и расчета зубчатых соединений являются: 1. *Сопротивление рабочих поверхностей смятию.* 2. *Сопротивление изнашиванию от фреттинг-коррозии* (от англ. fret — разбедать). *Изнашивание при фреттинг-коррозии — это коррозионно-механическое изнашивание при малых относительных колебательных перемещениях соприкасающихся поверхностей.* В зубчатых соединениях такие перемещения связаны с деформациями и зазорами. Нетрудно понять, что циклические деформации изгиба вращающегося вала распространяются в отверстие ступицы и сопровождаются относительными микроперемещениями (см. рис. 7.8). Деформации кручения также сопровождаются микросдвигами, но в отличие от изгиба они циклические только при переменном вращающем моменте.

Если соединение нагружено поперечной силой F (рис. 6.9), не изменяющей своего положения при вращении вала (например, силы в зацеплении зубчатой передачи), то зазоры в соединении выбираются то в одну, то в другую сторону, т. е. возникают колебательные перемещения.

Кроме того, сила $F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}$, смещенная от середины ступицы, образует опрокидывающий момент $M_{опр1} = Fe$, который сопровождается концентрацией нагрузки у ближнего края ступицы. Опрокидывающий момент вызывает и осевая сила F_a , от которой $M_{опр2} = 0,5F_a d_w$, где d_w — диаметр начальной окружности ко-

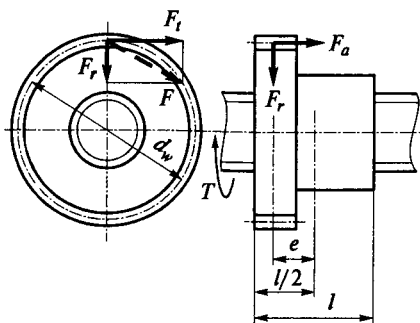


Рис. 6.9

*Число зубьев $z = 6...82$.

**Допускается также центрирование по внутреннему диаметру.

леса. С $M_{\text{опр}} = M_{\text{опр1}} \pm M_{\text{опр2}}$ связана не только концентрация нагрузок, но и циклические перемещения в соединении.

Из сказанного следует, что коррозионно-механическое изнашивание можно уменьшить путем сокращения зазоров в соединении и расположением зубчатого венца посередине ступицы. Для повышения нагрузочной способности соединения используют также повышение точности изготовления и твердости рабочих поверхностей.

Если соединение нагружено только вращающим моментом (силы F_r и F_a равны нулю), например в соединениях муфт с валами, то не будет относительных колебательных перемещений, а следовательно, и износа. Такие соединения на износ не рассчитывают.

§ 6.7. Расчет зубчатых соединений

Смятие и износ рабочих поверхностей зубьев связаны с одним и тем же параметром — давлением (напряжением) $\sigma_{\text{см}}$. Это позволяет рассматривать $\sigma_{\text{см}}$ как обобщенный критерий расчета и на смятие, и на износ, если допускаемые напряжения $[\sigma_{\text{см}}]$ назначать на основе опыта эксплуатации подобных конструкций. Такой расчет будем называть упрощенным расчетом по обобщенному критерию.

Попытка отдельного расчета на смятие и износ с учетом срока службы, режима нагрузки и т. п., основанная на результатах экспериментальных исследований, представлена в ГОСТ 21425 — 75. Учитывая сложность разработки точного расчета, ГОСТ допускает выполнять упрощенные расчеты на основе этих данных для машин массового производства, особо напряженных машин или машин, работающих в специфических условиях, при наличии специальных исследований или достаточного опыта эксплуатации.

Упрощенный расчет по обобщенному критерию. В упрощенной расчетной модели (рис. 6.10) принято равномерное распределение нагрузки по длине зубьев. При этом получают

$$\sigma_{\text{см}} = 2T / (K_3 z h d_{\text{ср}}) \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (6.5)$$

где T — номинальный вращающий момент (наибольший из длительно действующих); $K_3 = 0,7 \dots 0,8$ — коэффициент неравномерности нагрузки по зубьям; z — число зубьев; h — рабочая высота зубьев; l — рабочая длина зубьев; $d_{\text{ср}}$ — средний диаметр соединения.

Для прямобочных зубьев

$$h = 0,5(D - d) - 2f, \quad d_{\text{ср}} = 0,5(D + d);$$

для эвольвентных зубьев

$$h \approx m, \quad d_{\text{ср}} = zm,$$

где m — модуль зубьев; $[\sigma_{см}]$ — допускаемое напряжение.

В табл. 6.1 приведены рекомендуемые величины $[\sigma_{см}]$ для изделий общего машиностроения и подъемно-транспортных устройств, рассчитанных на длительный срок службы. В специальных отраслях машиностроения рекомендуют другие величины $[\sigma_{см}]$ с учетом специфики эксплуатации (срок службы, режим нагрузки и пр.), качества изготовления, прочности материалов и др. Например, в станкостроении рекомендуют $[\sigma_{см}] = 12 \dots 20$ МПа для неподвижных соединений и $[\sigma_{см}] = 4 \dots 7$ МПа для подвижных без нагрузки — здесь учитывают влияние соединений на точность станков; в авиации для соединений валов с зубчатыми колесами рекомендуют $[\sigma_{см}] = 50 \dots 100$ МПа — стремление получить легкие конструкции.

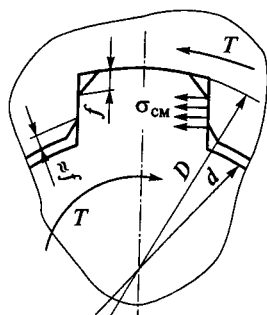


Рис. 6.10

Таблица 6.1

Тип соединения	Условия эксплуатации	$[\sigma_{см}]$, МПа	
		≤НВ 350	≥HRC 40
Неподвижное	а	35...50	40...70
	б	60...100	100...140
	в	80...120	120...200
Подвижное без нагрузки (например, коробки скоростей)	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 величины — для легких режимов нагрузки (см. классификацию режимов в табл. 6.4).

Расчет по ГОСТ 21425 — 75. Этот уточненный расчет разработан пока только для прямобочных зубчатых соединений валов с зубчатыми колесами, муфтами и другими деталями, за исключением шкивов, паразитных шестерен и специальных соединений для компенсации перекоса или несоосности валов. Соединения шкивов и паразитных шестерен имеют иную схему нагружения и большие радиальные силы.

При расчете по ГОСТу учитывают неравномерность распределения нагрузки по зубьям и длине зубьев (связанную с погрешностями изготовления и перекосами деталей от нагрузки), приработку рабочих поверхностей, срок службы и пр.

Нагрузочная способность соединения определяется как меньшая из двух, полученных по расчету на смятие и на износ.

Расчет на смятие предупреждает пластические деформации рабочих поверхностей зубьев при перегрузках. При записи расчетных формул принято все корректирующие коэффициенты учитывать при расчете допускаемых напряжений. При этом формулу (6.5) записывают в виде

$$\sigma_{см} = 2T / (zhd_{cp} l) \leq [\sigma_{см}], \quad (6.6)$$

а допускаемые напряжения

$$[\sigma_{см}] = \sigma_T / (sK_s K_{np} K_{\pi} K_{\epsilon}), \quad (6.7)$$

где σ_T — предел текучести материала рабочих поверхностей зубьев детали меньшей твердости (см. табл. 8.8); $s = 1,25 \dots 1,4$ — коэффициент запаса прочности: меньшие величины — для незакаленных рабочих поверхностей, большие — для закаленных; K_s — коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями (по табл. 6.2) в зависимости от параметра $\psi = Fd_{cp} / (2T)$, для соединения зубчатого колеса с валом $\psi = d_{cp} / (d_w \cos \alpha_w)$, где α_w — угол зацепления; K_{np} — коэффициент продольной концентрации нагрузки; $K_{np} = K_{xp} + K_{\epsilon} - 1$ при расположении зубчатого венца со стороны вращающего вал момента (как на рис. 6.9); если вращающий момент приложен с другой стороны зубчатого венца (справа на рис. 6.9), то K_{np} принимают равным большему из K_{xp} и K_{ϵ} ; K_{xp} — коэффициент концентрации нагрузки от закручивания вала (по табл. 6.3); K_{ϵ} — коэффициент концентрации нагрузки от несимметричного расположения зубчатого венца относительно ступицы (по графику рис. 6.11) в зависимости от параметров ψ (см. коэффициент K_s) и $\epsilon = |M_{опр1}| / (Fl)$ (см. рис. 6.9). Для соединения цилиндрического прямозубого колеса с валом $\epsilon = e/l$, для косозубого $\epsilon = e/l \pm (0,5d_{cp}/l) \operatorname{tg} \beta \cos \alpha_w$. Знак «+» — при одном направлении опрокидывающих моментов $M_{опр1}$

и $M_{опр2}$ (см. § 6.6), знак «-» — при разных направлениях. Для соединений, нагруженных только вращающим моментом, $K_{\epsilon} = 1$; K_{π} — коэффициент концентрации нагрузки от погрешностей изготовления. До приработки при высокой точности изготовления (погрешности шага зубьев и непараллельность их по осям вала и ступицы менее 0,02 мм) $K_{\pi} = 1,1 \dots 1,2$, при

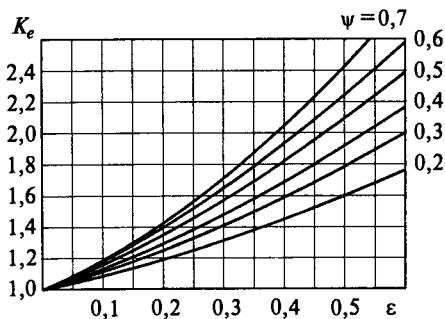


Рис. 6.11

более низкой точности изготовления $K_d = 1,3 \dots 1,6$, после приработки $K_d = 1$. Приработка возможна при твердости материала ≤ 350 НВ (или ≤ 35 HRC) хотя бы у одной из деталей соединения; K_d — коэффициент динамичности нагрузки. При систематичной знакопеременной нагрузке (реверсирование без ударов) $K_d \approx 2$ при частом реверсировании, $K_d \approx 2,5$ при расчете на смятие незакаленных поверхностей; при действии редких пиковых нагрузок K_d уменьшают. При действии только пусковых перегрузок $K_d = T_{пуск}/T_d = 1,4 \dots 1,6$, где $T_{пуск}$ и T_d — пусковой и номинальный моменты электродвигателя.

Таблица 6.2

ψ	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

Примечание. Для соединений, нагруженных только крутящим моментом, $K_3 = K'_3 = 1$.

Таблица 6.3

Серия соединения	Диаметр D , мм	$K_{кр}$ при l/D				
		1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
Легкая	До 26	1,3/1,1	1,7/1,2	2,2/1,4	2,5/1,5	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	5,3/2,2	6,8/2,7	8,0/3,1
	72...102	2,9/1,6	3,4/2,0	5,5/2,4	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	9,3/3,6

Примечание. Величины $K_{кр}$, указанные в числителе, используют для расчета на смятие соединений с неприрабатываемыми рабочими поверхностями — твердость > 40 HRC (закалка, цементация). В знаменателе — для расчета на смятие и износ соединений с прирабатываемыми поверхностями при твердости ≤ 35 HRC (улучшение) хотя бы у одной из деталей соединения и при переменной нагрузке, при постоянной нагрузке и прирабатываемом материале, после приработки $K_{кр} = 1$ — при расчете на смятие. При расчете на износ при постоянном режиме нагрузки $K_{кр} = 1$ — при любой твердости.

Расчет на износ. Различают расчеты, когда износ допускается при некотором ограниченном сроке службы и когда износ не допускается или он практически мал при неограниченно большом сроке службы (расчет на безыносную работу). Соединения, нагруженные только вращающим моментом (например, муфты с валами), на износ не рассчитываются (см. § 6.6).

Расчет на износ выполняют по условию

$$\sigma_{\text{см}} = 2T/(zhd_{\text{ср}}l) \leq [\sigma_{\text{см}}]_{\text{изн}}, \quad (6.8)$$

где $[\sigma_{\text{см}}]_{\text{изн}}$ — допускаемое напряжение по износу;

$$[\sigma_{\text{см}}]_{\text{изн}} = [\sigma_{\text{см}}]_{\text{усл}} / (K'_z K_{\text{пр}} K_{\text{н}} K_{\text{ц}} K_{\text{с}} K_{\text{ос}}), \quad (6.9)$$

где $[\sigma_{\text{см}}]_{\text{усл}}$ — допускаемое условное давление при числе циклов $N = 10^8$ (см. ниже) и постоянном режиме нагружения (см. табл. 6.5); K'_z — коэффициент неравномерности нагрузки и различного скольжения на зубьях при расчете на износ (по табл. 6.2); $K_{\text{пр}}$ — коэффициент продольной концентрации нагрузки такой же, как и при расчете на смятие; $K_{\text{н}}$ — коэффициент нагрузки (табл. 6.4); $K_{\text{ц}}$ — коэффициент числа циклов микросдвигов в соединении за полный срок службы, т. е. суммарного числа оборотов N относительно вектора поперечной нагрузки F ;

$$K_{\text{ц}} = \sqrt[3]{N/10^8}, \quad (6.10)$$

где $N = 60tn$; t — срок службы; n — частота вращения, мин^{-1} ; $K_{\text{с}}$ — коэффициент условий смазки подвижных соединений; $K_{\text{с}} = 0,7$ — смазка без загрязнения, $K_{\text{с}} = 1$ — средняя смазка, $K_{\text{с}} = 1,4$ — смазка с загрязнением; $K_{\text{ос}}$ — коэффициент осевой подвижности в соединении; $K_{\text{ос}} = 1$ — неподвижное, $K_{\text{ос}} = 1,25$ — подвижное без нагрузки, $K_{\text{ос}} = 3$ — подвижное под нагрузкой (например, в карданных соединениях трансмиссий автомобилей).

Таблица 6.4

Типовые режимы нагрузки	Обозначение режима	Коэффициент нагрузки $K_{\text{н}}$
Постоянная номинальная нагрузка	0	1,0
Работа большую часть времени с номинальной нагрузкой	I	0,77
Одинаковое время работы со всеми величинами нагрузок	II	0,63
Работа большую часть времени со средними нагрузками	III	0,57
Работа большую часть времени с малыми нагрузками	IV	0,43

Примечание. Подробнее о режимах нагрузки см. § 8.13, рис. 8.42.

Расчет на безызносную работу при неограниченно большом сроке службы выполняют по формуле

$$\sigma_{\text{см}} = 2T/(zhd_{\text{ср}}l) \leq [\sigma_{\text{см}}]_{\text{бн}}, \quad (6.11)$$

где $[\sigma_{\text{см}}]_{\text{бн}}$ — допускаемое напряжение на рабочих поверхностях зубьев по условию безыносной работы; $[\sigma_{\text{см}}]_{\text{бн}}=0,028\text{HB}$ — без термообработки зубьев; $[\sigma_{\text{см}}]_{\text{бн}}=0,032\text{HB}$ — с улучшением ($\text{HB} \leq 350$); $[\sigma_{\text{см}}]_{\text{бн}}=0,3\text{HRC}$ — с закалкой; $[\sigma_{\text{см}}]_{\text{бн}}=0,4\text{HRC}$ — с цементацией.

Таблица 6.5

Термическая обработка и средняя твердость поверхности					
без обработки 218HB	улучшение 270HB	закалка			цементация или азотирование 60 HRC
		40 HRC	45 HRC	52 HRC	
$[\sigma_{\text{см}}]_{\text{усл}}^*$, МПа					
95	110	135	170	185	205

Вопросы для самоподготовки

1. Основные виды шпоночных соединений, их применение.
2. Почему шпонки рассчитывают по напряжениям смятия, а не среза?
3. В чем преимущества зубчатого соединения по сравнению со шпоночным?
4. Критерии работоспособности зубчатых соединений. Почему они изнашиваются и как это учитывают при расчете?

Пример расчета. 6.1. Рассчитать подвижное (без нагрузки) соединение прямоугольной шестерни коробки передач с валом (см. рис. 6.9) при данных $T=230 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $n=1450 \text{ мин}^{-1}$, срок службы $t=10000 \text{ ч}$, режим нагрузки II (см. табл. 6.4), диаметр вала $d \approx 35 \text{ мм}$, диаметр зубчатого венца $d_w=75 \text{ мм}$, ширина венца $b=20 \text{ мм}$, материал рабочих поверхностей — сталь 40X, термообработка — улучшение (270 HB), средние условия смазки. Соединение рассчитать в двух вариантах: 1 — шпоночное, 2 — зубчатое.

Решение. Для подвижного соединения призматической шпонкой выбираем высокую шпонку, по ГОСТ 10748—79 при $d=35 \text{ мм}$ находим $b=10 \text{ мм}$, $h=9 \text{ мм}$. По формуле (6.1) при $[\sigma_{\text{см}}] \approx 30 \text{ МПа}$ $l_p=4 \cdot 230 \cdot 10^3 / (30 \cdot 9 \cdot 35) = 100 \text{ мм}$.

Для зубчатого соединения средней серии по ГОСТ 1139—80 находим $z=8$, $d=36 \text{ мм}$, $D=42 \text{ мм}$, $f=0,4 \text{ мм}$. При этом $d_{\text{ср}}=0,5(42+36)=39 \text{ мм}$, $h=0,5(42-36)-2 \cdot 0,4=2,2 \text{ мм}$. Вначале выполняем упрощенный расчет по обобщенному критерию. По формуле (6.5) при $[\sigma_{\text{см}}]=20 \text{ МПа}$ (см. табл. 6.1) и $K_3=0,75$ находим $l=2 \cdot 230 \cdot 10^3 / (0,75 \cdot 8 \cdot 2,2 \cdot 39 \cdot 20) = 45 \text{ мм}$.

Отмечаем существенное уменьшение длины ступицы при зубчатом соединении (\sim в 2 раза) по сравнению со шпоночным.

Проверяем полученные данные расчетом по ГОСТ 21425—75.

Расчет на смятие по формуле (6.6). Предварительно определяем $[\sigma_{\text{см}}]$ по формуле (6.7), где $\sigma_T=700 \text{ МПа}$ (см. табл. 8.8); принимаем $s=1,3$; по табл. 6.2 при $\psi=d_{\text{ср}}/(d_w \cos \alpha_w)=39/(75 \cos 20^\circ)=0,55$ находим $K_3=2,1$; по табл. 6.3 при $l/D=45/42=1,07$ находим $K_{\text{кр}} \approx 1,3$; по графику рис. 6.11 при $e=0,5(l-b)=0,5(45-20)=12,5$ и $\varepsilon=e/l=12,5/45 \approx 0,28$, $\psi=0,55$ находим $K_e \approx 1,5$; $K_{\text{пр}}=K_{\text{кр}}+K_e-1=1,3+1,5-1=1,8$; учитывая прирабатываемость материала, принимаем $K_{\text{п}}=1$; учитывая, что переключение передач производят без нагрузки и при работающем двигателе, принимаем $K_{\text{д}}=1,5$; далее $[\sigma_{\text{см}}]=700/(1,3 \cdot 2,1 \cdot 1,8 \cdot 1,5)=95 \text{ МПа}$.

*При работе с частыми реверсами рекомендуется снижать на 20...25%.

По формуле (6.6),

$$\sigma_{\text{см}} = 2 \cdot 230 \cdot 10^3 / (8 \cdot 2,2 \cdot 39 \cdot 45) \approx 15 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}] = 95 \text{ МПа.}$$

По смятию рабочих поверхностей соединение имеет большой запас.

Расчет на износ по формуле (6.8). Предварительно по формуле (6.9) определяем $[\sigma_{\text{см}}]_{\text{изн}}$ и корректирующие коэффициенты. По табл. 6.2 при ранее найденном $\psi = 0,55$ находим $K'_z = 2,2$. При условиях нашего примера коэффициент $K_{\text{пр}}$ остается таким же, как при расчете на смятие $K_{\text{пр}} = 1,8$. По табл. 6.4 находим $K_n = 0,63$; по формуле (6.10) — при $N = 60 \cdot 10000 \cdot 1450 = 8,7 \cdot 10^8$ $K_d = \sqrt[3]{8,7 \cdot 10^8 / 10^8} = 2,06$; $K_c = 1$; $K_{\text{ос}} = 1,25$. По табл. 6.5, $[\sigma_{\text{см}}]_{\text{ул}} = 110 \text{ МПа}$.

По формуле (6.9),

$$[\sigma_{\text{см}}]_{\text{изн}} = 110 / (2,2 \cdot 1,8 \cdot 0,63 \cdot 2,06 \cdot 1,25) = 17,12 \text{ МПа.}$$

Фактические $\sigma_{\text{см}}$ по формуле (6.8) такие же, как и по формуле (6.6) (см. выше): $\sigma_{\text{см}} = 15 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}]_{\text{изн}} = 17,12 \text{ МПа}$. Условие прочности соблюдается. Можно несколько уменьшить длину l соединения примерно в $[\sigma_{\text{см}}]_{\text{изн}} / \sigma_{\text{см}} = 17,12 / 15 = 1,14$ раза и принять $l \approx 40 \text{ мм}$. Отмечаем, что в нашем примере основным критерием является не смятие, а износ.

Расчет на безызносную работу по формуле (6.11). При 270 НВ (улучшение) $[\sigma_{\text{см}}]_{\text{бн}} = 0,032 \cdot 270 = 8,64 \text{ МПа}$, что меньше ранее найденного $\sigma_{\text{см}} = 15 \text{ МПа}$ — срок службы соединения больше заданных 10 000 ч, но все же ограничен.

В заключение отметим, что результаты приближенного расчета по обобщенному критерию и уточненного по ГОСТ 21425—75 близки. Однако это следует рассматривать как частный случай для нашего примера. Преимущество расчета по ГОСТ — он учитывает влияние различных факторов и срок службы. Например, при смазке с загрязнением $K_c = 1,4$ вместо $K_c = 1$ в нашем примере длину соединения пришлось бы увеличить до $l = 55 \text{ мм}$. Аналогично могут влиять и другие корректирующие коэффициенты.

Расчет по ГОСТ 21425—75 может служить примером инженерного метода решения сложной задачи расчета на износ. Однако можно отметить и недостатки:

- 1) остаются неизвестными толщина изношенного слоя и ее изменение по времени;
- 2) не учитываются вид сопряжения или начальные зазоры в соединении.

Глава 7

СОЕДИНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ ПОСАДКОЙ С НАТЯГОМ

§ 7.1. Общие сведения

Соединение двух деталей по круговой цилиндрической поверхности можно осуществить непосредственно без применения болтов, шпонок и т. д. Для этого достаточно при изготовлении деталей

обеспечить натяг посадки, а при сборке запрессовать одну деталь в другую (рис. 7.1)*.

Натягом N называют положительную разность диаметров вала и отверстия: $N=B-A$. После сборки вследствие упругих и пластических деформаций диаметр d посадочных поверхностей становится общим. При этом на поверхности посадки возникают удельное давление p и соответствующие ему силы трения. Силы трения обеспечивают неподвижность соединения и позволяют воспринимать вращающий момент и осевую силу. Защемление вала во втулке позволяет, кроме того, нагружать соединение изгибающим моментом.

Нагрузочная способность соединения прежде всего зависит от натяга, величину которого устанавливают в соответствии с нагрузкой. Практически натяг очень невелик, он измеряется микрометрами и не может быть выполнен точно. Неизбежные погрешности производства приводят к рассеиванию натяга, а следовательно, и к рассеиванию нагрузочной способности соединения. Рассеивание натяга регламентируется стандартом допусков и посадок. Изучение допусков и посадок является предметом курса «Основы взаимозаменяемости и технические измерения». В курсе «Детали машин» излагается расчет прочности соединения.

Сборку соединения выполняют одним из трех способов: *прессованием, нагревом втулки, охлаждением вала*.

Прессование — распространенный и несложный способ сборки. Однако этому способу свойственны недостатки: смятие и частичное срезание (шабровка) шероховатостей посадочных поверхностей, возможность неравномерных деформаций деталей и повреждения их торцов. *Шабровка и смятие шероховатостей приводят к ослаблению прочности соединения до полутора раз по сравнению со сборкой нагревом или охлаждением*. Для облегчения сборки и уменьшения шабровки концу вала и краю отверстия рекомендуют придавать коническую форму (рис. 7.2).

Шабровка поверхностей контакта устраняется полностью при сборке по методу нагревания втулки (до 200...400 °С) или охлаж-

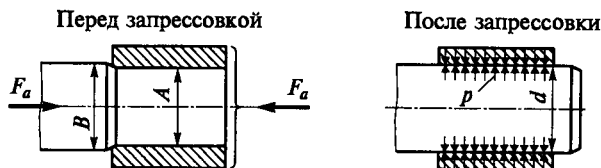


Рис. 7.1

*Натягом можно соединять детали не только по круговой цилиндрической поверхности, но и по призматической и др. В практике преимущественное распространение имеет соединение по круговым цилиндрическим поверхностям.

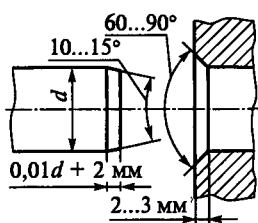


Рис. 7.2

дения вала (твердая углекислота — 79 °С, жидкий воздух — 196 °С). Недостатком метода нагревания является возможность изменения структуры металла, появление окалины и коробления. Метод охлаждения свободен от этих недостатков.

Необходимую разность температур t нагрева втулки или охлаждения вала, обеспечивающую свободную сборку, подсчитывают по формуле

$$t = (N_{\max} + Z_0) / (\alpha d), \quad (7.1)$$

где N_{\max} — наибольший натяг посадки; Z_0 — минимально необходимый зазор, обеспечивающий свободную сборку (рекомендуется принимать равным минимальному зазору посадки $H7/g6$); α — температурный коэффициент линейного расширения (для стали и чугуна $\alpha \approx 10 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$); d — номинальный диаметр посадки.

§ 7.2. Прочность соединения

Как было указано в § 7.1, стандартную посадку выбирают по условию неподвижности соединения при заданной нагрузке без каких-либо дополнительных креплений. Однако возможны случаи, когда намеченная посадка недопустима по условиям прочности сопрягаемых деталей, так как ее натяг вызывает их разрушение или чрезмерные деформации. Поэтому при расчете необходимо рассматривать как условие прочности (неподвижности) соединения, так и условия прочности его деталей. Расчет прочности деталей является проверкой возможности применения намеченной посадки.

Расчет прочности соединения. На рис. 7.3 приведена расчетная схема соединения.

Условие прочности соединения при нагружении осевой силой

$$KF_a \leq f p n d l, \quad (7.2)$$

где p — давление на поверхность контакта; $K \approx 1,5 \dots 2$ — коэффициент запаса.

Условие прочности соединения при нагружении крутящим моментом

$$KT \leq f p n d^2 l / 2. \quad (7.3)$$

При совместном действии T и F_a

$$K\sqrt{F_t^2 + F_a^2} \leq f p n d l, \quad (7.4)$$

где $F_t = 2T/d$ — окружная сила.

По теории расчета толстостенных цилиндров, изучаемой в курсе «Сопротивление материалов», удельное давление на поверхности контакта связано с натягом зависимостью

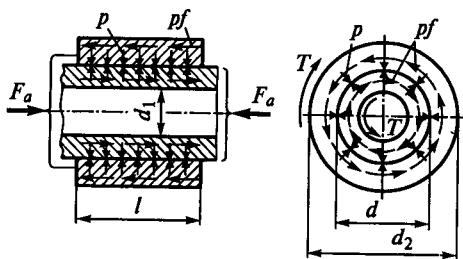


Рис. 7.3

$$p = N/[d(C_1/E_1 + C_2/E_2)], \quad (7.5)$$

где N — расчетный натяг; C_1 и C_2 — коэффициенты:

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2;$$

E_1 и E_2 , μ_1 и μ_2 — модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов вала и втулки соответственно:

для стали $E \approx (21 \dots 22) \cdot 10^4$ МПа и $\mu \approx 0,3$,
 для чугуна $E \approx (12 \dots 14) \cdot 10^4$ МПа и $\mu \approx 0,25$,
 для бронзы $E \approx (10 \dots 11) \cdot 10^4$ МПа и $\mu \approx 0,33$.

При расчете прочности соединения расчетный натяг N определяют по минимальному табличному (N_{\min}) или вероятностному ($N_{p\min}$) натягу [см. формулу (0.1)] с учетом поправки u , т. е.

$$N = N_{(p)\min} - u. \quad (7.6)$$

Величина u зависит от шероховатости посадочных поверхностей соединяемых деталей, способа сборки соединения и условий его эксплуатации.

В общем случае

$$u = u_R + u_t + u_\omega.$$

Здесь: u_R — поправка на смятие микронеровностей в собранном соединении

$$u_R = 1,2(R_{z1} + R_{z2}) \approx 5,5(R_{a1} + R_{a2}),$$

где R_{z1} , R_{a1} — высота микронеровностей и среднее арифметическое отклонение профиля посадочной поверхности вала соответственно; R_{z2} , R_{a2} — то же для втулки. Обычно в посадках с на-

тягом поверхности обрабатывают по 6...8-му классам шероховатости.

u_1 — поправка на температурную деформацию деталей. Она учитывает уменьшение натяга при эксплуатации за счет нагрева втулки или охлаждения вала, а также различие коэффициентов линейного расширения материалов соединяемых деталей.

$$u_1 = d[(t_2 - 20)\alpha_2 - (t_1 - 20)\alpha_1]^*,$$

где t_2 , °C; α_2 , $1/^\circ\text{C}$ — рабочая температура и коэффициент линейного расширения материала втулки; t_1 ; α_1 — то же для вала; d — диаметр посадки (рис. 7.3); $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$ — для стали; $\alpha = 10 \cdot 10^{-6}$ — для чугуна; $\alpha = 19 \cdot 10^{-6}$ — для бронзы и латуни. Поправка u_1 может не учитываться, если $(t_2 - 20)$ или $(20 - t_1)$ не превышают 10°C .

u_ω — поправка, учитывающая уменьшение натяга в быстровращающихся деталях. Учет этой поправки актуален для соединений, работающих при высоких частотах вращения (свыше 20 000...30 000 об/мин). Расчет u_ω см. [22].

Экспериментальные исследования показали, что величина коэффициентов трения на контактной поверхности зависит от многих факторов: способа сборки, удельного давления p , шероховатости поверхности, рода смазки поверхностей, применяемой при запрессовке деталей, скорости запрессовки, наличия гальванических покрытий и пр. Поэтому точно величина коэффициента трения может быть определена только испытаниями при заданных конкретных условиях. В приближенных расчетах прочности соединения стальных и чугунных деталей при сборке нагревом рекомендуют: $f=0,18$ — при чистовом точении; $f=0,32$ — для оцинкованных и азотированных поверхностей; $f=0,4$ — для оксидированных поверхностей; $f=0,48$ — при использовании абразивных микропорошков. В случаях сборки запрессовкой приведенные выше величины коэффициентов трения уменьшают в 1,8...2 раза. При сборке охлаждением — увеличивают на 10%.

Изгибающий момент, которым может быть нагружено соединение, определяют на основе следующих расчетов (рис. 7.4). Действие момента ($M=FL$) вызывает в соединении деталей 1 и 2 такое перераспределение давления p , при котором внешняя нагрузка уравновешивается моментом внутренних сил $M_R = Rx$.

Составляя расчетные зависимости, полагают, что поворот детали 1 происходит вокруг центра тяжести соединения — точки O , а первоначальная равномерная эпюра давления (на чертеже показана штриховой линией) переходит в треугольную, как показано на рис. 7.4, или трапециевидную. Кроме того, не учитывают действие

*Температура окружающей среды принята равной 20°C .

силы F , перенесенной в точку O , как малое в сравнении с действием момента M . Максимально давление изменяется в плоскости действия нагрузки. При некоторой величине нагрузки эпюра давления из трапеции превращается в треугольник с вершиной у края отверстия и основанием, равным $2p$. Этот случай является предельным, так как дальнейшее увеличение нагрузки приводит к появлению зазора (раскрытию стыка). Учитывая принятые положения, можно написать

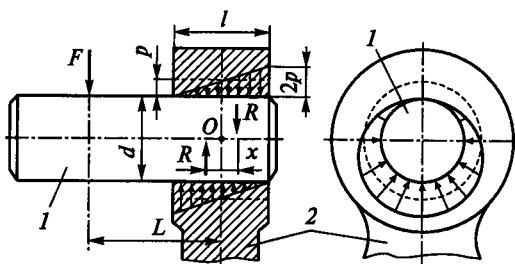


Рис. 7.4

где R — равнодействующая давлений на поверхностях верхнего и нижнего полуцилиндров. Величина этой равнодействующей определяется давлением p посадки и не изменяется от действия изгибающего момента:

$$M = FL = Rx,$$

где R — равнодействующая давлений на поверхностях верхнего и нижнего полуцилиндров. Величина этой равнодействующей определяется давлением p посадки и не изменяется от действия изгибающего момента:

$$R = pld.$$

Плечо пары $x = l/3$. Подставляя данные, получаем

$$M = pdl^2/3.$$

Для обеспечения необходимого запаса прочности соединения на практике принимают

$$M \leq 0,2pdl^2. \quad (7.7)$$

При этом давление в наиболее нагруженных точках соединения не должно вызывать пластических деформаций.

Изменение эпюры давления, вызванное действием изгибающего момента, не отражается на способности соединения воспринимать осевую силу и вращающий момент, так как суммарная величина сил трения остается постоянной.

Расчет прочности и деформаций деталей соединения выполняют по формулам для толстостенных цилиндров. Эпюры напряжений в деталях 1 и 2 показаны на рис. 7.5, где σ_r — напряжение сжатия в радиальном направлении; σ_{r1} и σ_{r2} — напряжения сжатия и растяжения в тангенциальном направлении (осевые напряжения малы, их не учитывают). Давление p при расчете прочности деталей определяют [см. формулу (7.5)] по максимальному натягу:

$$N = N_{\max} - u_R. \quad (7.8)$$

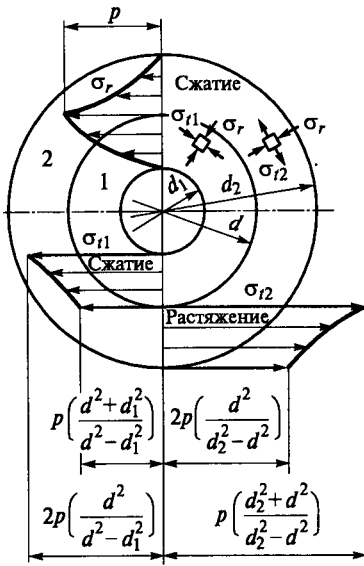


Рис. 7.5

Приведенные зависимости справедливы только в пределах упругих деформаций. Условие, при котором в деталях не будет пластических деформаций (по теории наибольших касательных напряжений), таково:

$$\sigma_{\text{эк}} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq \sigma_T,$$

где σ_1 — максимальное, а σ_3 — минимальное напряжения, считая растяжение положительным; σ_T — предел текучести материала.

Нетрудно установить, что наибольшие эквивалентные напряжения $\sigma_{\text{эк}}$ имеют место в точках внутренних поверхностей втулки и вала.

Для втулки $\sigma_1 = \sigma_{t2}$; $\sigma_3 = -\sigma_r = -p$ и условие отсутствия пластических деформаций

$$\sigma_{\text{эк}2} = p \left(\frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} \right) - (-p) = p \frac{2d_2^2}{d_2^2 - d^2} \leq \sigma_{T2},$$

или

$$p \leq \sigma_{T2} (d_2^2 - d^2) / (2d_2^2), \quad (7.9)$$

где σ_{T2} — предел текучести материала втулки.

Для вала $\sigma_1 = 0$; $\sigma_3 = -\sigma_{t1}$ и $\sigma_{\text{эк}1} = \sigma_{t1}$, или

$$p \leq \sigma_{T1} (d^2 - d_1^2) / (2d^2). \quad (7.10)$$

Появление пластических деформаций не является во всех случаях недопустимым. Опыт применения посадок с натягом свидетельствует о том, что надежные соединения могут быть получены и при наличии некоторой кольцевой пластической зоны вблизи внутренней поверхности втулки. Давление на поверхности контакта при наличии пластических деформаций можно определять по приближенным формулам:

$$\left. \begin{array}{l} \text{при } N \leq 1,5N_T \quad p = p_T (2N_T - N) / N_T; \\ \text{при } N > 1,5N_T \quad p = 0,5p_T, \end{array} \right\} \quad (7.11)$$

где N_T и p_T — расчетный натяг и давление, соответствующие пределу текучести.

Давление p_T определяют как меньшее из двух при знаке равенства в формулах (7.9) и (7.10). При известном p_T по формуле (7.5) определяют N_T .

Увеличение наружного диаметра втулки, вызванное растяжением от посадки, можно оценить по формуле

$$\Delta d_2 = 2pd^2 d_2 / [E_2 (d_2^2 - d^2)]. \quad (7.12)$$

Дополнительные указания к расчетам. 1. Приведенные выше формулы для расчета прочности деталей основаны на предположении, что давление распределяется равномерно по поверхности контакта. Действительная эпюра давлений в направлении длины втулки представляется некоторой кривой, приближенный характер которой изображен на рис. 7.6. Здесь наблюдается концентрация давлений (напряжений) у краев отверстия, вызванная вытеснением сжатого материала от середины отверстия в обе стороны.

Эффект концентрации напряжений можно уменьшить изготовлением деталей специальной формы. Примеры специальной формы вала и втулки показаны на рис. 7.7. Величина коэффициента концентрации напряжений K_σ в соединении зависит от многих факторов: характеристик механической прочности материала, размеров деталей, давления, рода нагрузки и т. д. В качестве примера на рис. 7.6 и 7.7 указаны K_σ при $d = 50$ мм, $\sigma_s = 500$ МПа, $p \geq 30$ МПа.

2. Расчеты по наименьшему и наибольшему табличным натягам приводят в большинстве случаев к чрезмерно большим запасам прочности соединения и деталей [см. формулы (7.6) и (7.8)]. Так, например, для посадки $\varnothing 60H7/u7$ (см. рис. 7.10 и пример расчета) наибольший натяг (105 мкм) в два с лишним раза превышает наименьший натяг (45 мкм). Во столько же раз могут изменяться действительные нагрузочные способности соединения и напряжения в деталях. Пределы рассеивания натяга уменьшаются с повышением классов точности изготовления деталей.

Вероятность минимальных и максимальных отклонений размеров мала. Поэтому в массовом производстве выгодно применять вероятностные методы расчета, допуская ту или иную вероятность отказа (см. пример 7.1). В индивидуальном и мелкосерийном производстве целесообразно проверять расчет по измеренному натягу.

Так же как и в зубчатом соединении, в соединении с натягом наблюдается коррозионно-

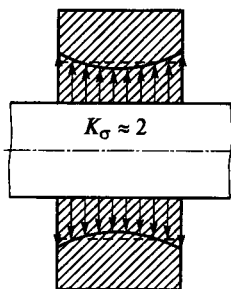


Рис. 7.6



Рис. 7.7

механическое изнашивание (фреттинг-коррозия), связанное с циклическими относительными микроперемещениями поверхностей посадки (рис. 7.8). Нетрудно понять, что изгиб вала моментом M и кручение вала моментом T распространяются внутрь ступицы, как изображено на эпюрах M и T .

При вращении вала деформации изгиба — растяжения (+) и сжатия (—) — поверхностных слоев вала циклически изменяются (при повороте на 180° знаки меняются на обратные) и сопровождаются микродвигами относительно поверхности ступицы. Кручение вала также вызывает микродвиги, но в отличие от изгиба эти микродвиги циклически только при переменном вращающем моменте.

Изнашивание постепенно уменьшает прочность соединения и сокращает срок службы.

Расчет соединений с натягом на коррозионно-механическое изнашивание пока не разработан, но известны методы снижения или даже устранения этого вида изнашивания: повышение твердости поверхностей посадки; уменьшение напряжений σ и τ путем увеличения диаметра в месте посадки; увеличение натяга или давления посадки p , а следовательно, и сил трения, которое сокращает распространение деформаций внутрь ступицы и уменьшает относительные перемещения; образование кольцевых проточек по торцам ступицы (рис. 7.8). Эти проточки увеличивают податливость ступицы, позволяют ей деформироваться вместе с валом и уменьшают микродвиги.

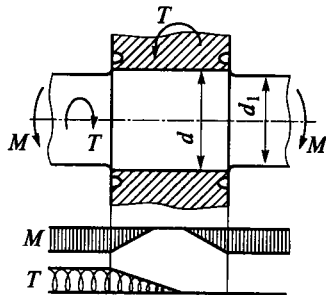


Рис. 7.8

§ 7.3. Оценка и область применения

Из рассмотренного следует, что соединение с натягом относится к группе неразъемных и предварительно напряженных. Разборка соединения затруднена, связана с применением специальных приспособлений и сопровождается повреждением посадочных поверхностей. Однако, в зависимости от натяга и технологии сборки, могут быть получены соединения, сохраняющие свою работоспособность при повторных сборках.

Основное положительное свойство соединения с натягом — его простота и технологичность. Это обеспечивает сравнительно низкую стоимость соединения и возможность его применения в массовом производстве. Хорошее центрирование деталей и распре-

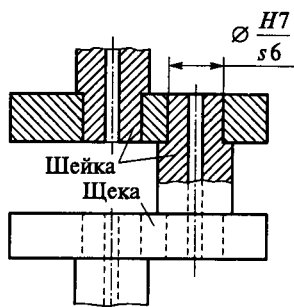


Рис. 7.9

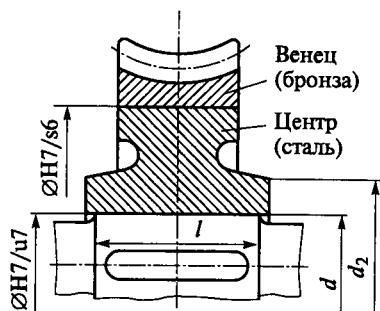


Рис. 7.10

деление нагрузки по всей посадочной поверхности позволяют использовать соединение в современных высокоскоростных машинах.

Существенный недостаток соединения с натягом — зависимость его нагрузочной способности от ряда факторов, трудно поддающихся учету: широкого рассеивания величин коэффициента трения и натяга, влияния рабочих температур на прочность соединения и т. д. К недостаткам соединения относятся также наличие высоких сборочных напряжений в деталях и уменьшение их сопротивления усталости вследствие концентрации давлений у краев отверстия. Влияние этих недостатков снижается по мере накопления результатов экспериментальных и теоретических исследований, позволяющих совершенствовать расчет, технологию и конструкцию соединения. Развитие технологической культуры и особенно точности производства деталей обеспечивает этому соединению все более широкое применение. С помощью натяга с валом соединяют зубчатые колеса, маховики, подшипники качения, роторы электродвигателей, диски турбин и т. п. Посадки с натягом используют при изготовлении составных коленчатых валов (рис. 7.9), червячных колес (рис. 7.10) и пр. На практике часто применяют соединение натягом совместно со шпоночным (рис. 7.10). При этом *соединение с натягом может быть основным или вспомогательным*. В первом случае большая доля нагрузки воспринимается посадкой, а шпонка только гарантирует прочность соединения. Во втором случае посадку используют для частичной разгрузки шпонки и центрирования деталей. Точный расчет комбинированного соединения еще не разработан. Сложность такого расчета заключается в определении доли нагрузки, которую передает каждое из соединений. Поэтому в инженерной практике используют приближенный расчет, в котором полагают, что вся нагрузка воспринимается только основным соединением — с натягом или шпоночным. Неточность такого расчета компенсируют выбором повышенных допустимых напряжений для шпоночных соединений.

§ 7.4. Соединение посадкой на конус

Такие соединения применяют для закрепления деталей на концах валов (рис. 7.11). Давление на конической поверхности образуется в результате затяжки гайки. В остальном соединение подобно соединению посадкой с натягом. В отличие от последнего легко монтируется и демонтируется без применения специального оборудования (например, прессов). Это удобно для соединений узлов, монтаж и демонтаж которых производят не только при сборке изделия на заводе, но и в процессе эксплуатации.

Задачей расчета является определение момента T , который может передавать соединение при заданных размерах и силе $F_{\text{зат}}$ затяжки гайки. В большинстве случаев $\alpha < 3^\circ$, поэтому приближенно полагаем, что равнодействующие нормальных давлений F_n и сил трения $F_n f$ располагаются по окружности среднего диаметра соединения $d_{\text{ср}}$; из равновесия ступицы получим

$$F_{\text{зат}} f 0,5 d_{\text{ср}} (\sin \alpha + f \cos \alpha) \geq KT. \quad (7.13)^*$$

Обычно принимают стандартную конусность 1:10. При этом $\alpha = 2^\circ 51' 40''$; коэффициент трения $f \approx 0,11 \dots 0,13$; коэффициент запаса $K \approx 1,2 \dots 1,5$. За расчетный момент T принимают максимальный; $F_{\text{зат}}$ определяют по формуле (1.6), в которой $T_{\text{зав}} = F_x l_x$, где $l_x \approx 15d$ — длина стандартного ключа (d — диаметр резьбы), $F_x \approx 150 \dots 200 \text{ Н}$ — сила на ключе.

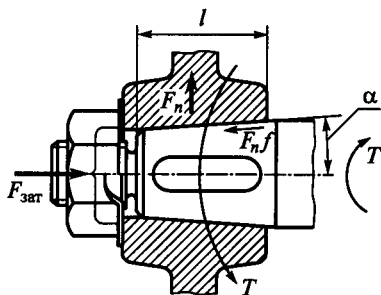


Рис. 7.11

Если условие (7.13) не соблюдается, соединение усиливают шпонкой. Расчет шпоночного соединения выполняют по полному моменту нагрузки T [см. формулу (6.1)]. Влияние посадки на конус учитывают, как и в посадках с натягом, при выборе допустимых напряжений $[\sigma_{\text{см}}]$.

Вопросы для самоподготовки

1. Как образуется соединение с натягом и за счет каких сил оно передает нагрузку?
2. Оценка соединения с натягом по сравнению со шпоночным и шлицевым.
3. По каким натягам рассчитывают прочность соединения и прочность деталей?
4. Почему в соединениях с натягом наблюдается коррозионно-механическое изнашивание? Способы его уменьшения.

*Обучающимся рекомендуется самим вывести эту формулу (без учета момента трения на торце как малого).

Пример расчета. 7.1. Подобрать посадку, обеспечивающую соединение червячного колеса с валом (см. рис. 7.10, шпонку не учитывать), по следующим данным. Соединение нагружено моментом $T=1300 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и осевой силой $F_a=2500 \text{ Н}$. Диаметр соединения $d=60 \text{ мм}$, условный наружный диаметр ступицы $d_2=100 \text{ мм}$, вал сплошной ($d_1=0$), длина посадочной поверхности $l=90 \text{ мм}$. Центр колеса отлит из стали 35Л ($\sigma_T=280 \text{ МПа}$), вал изготовлен из стали 45 ($\sigma_T=340 \text{ МПа}$). Шероховатости вала и отверстия $R_{z1}=R_{z2}=6,3 \text{ мкм}$ (чистовое точение), сборка осуществляется прессованием. Вероятность безотказной работы или коэффициент надежности $P=0,97$.

Решение. По формуле (7.4), принимая $f=0,1$ и $K=2$, определяем давление p , обеспечивающее передачу заданной нагрузки:

$$p \geq \frac{2 \sqrt{43,3^2 \cdot 10^6 + 2,5^2 \cdot 10^6}}{0,1\pi \cdot 60 \cdot 90} = 51,2 \text{ МПа},$$

где $F_t = 2 \cdot 1300 \cdot 10^3 / 60 = 43,3 \cdot 10^3 \text{ Н}$.

Определяем расчетный натяг по формуле (7.5):

$$N \geq pd \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = 51,2 \cdot 60 \left(\frac{0,7 + 2,4}{21 \cdot 10^4} \right) = 0,046 \text{ мм},$$

где $C_1 = 1 - 0,3 = 0,7$;

$$C_2 = (100^2 + 60^2) / (100^2 - 60^2) + 0,3 \approx 2,4.$$

По формуле (7.6) определяем потребный минимальный натяг:

$$(N_{\min})_{\text{расч}} \geq N + u = 0,046 + 0,015 = 0,061 \text{ мм},$$

где $u = 1,2(6,3 + 6,3) \approx 15 \text{ мкм} = 0,015 \text{ мм}$.

По таблицам стандарта этот минимальный вероятностный натяг может гарантировать посадка $\varnothing 60\text{H}7/u7$, для которой отклонения отверстия 0 и $+30 \text{ мкм}$; отклонения вала $+87$ и $+117 \text{ мкм}$; наименьший натяг $(N_{\min})_{\text{табл}} = 0,087 - 0,030 = 0,057 \text{ мм}$; наибольший натяг $(N_{\max})_{\text{табл}} = 0,117 - 0 = 0,117 \text{ мм}$.

Отмечаем, что $(N_{\min})_{\text{табл}} < (N_{\min})_{\text{расч}}$. Проверяем условие прочности с учетом заданной вероятности безотказной работы [см. формулу (0.1), где $\bar{N} = 0,5(0,057 + 0,117) = 0,087 \text{ мм}$, $TD = 0,030 - 0 = 0,030 \text{ мм}$, $Td = 0,117 - 0,087 = 0,030 \text{ мм}$, $C = 0,31$:

$$N_{P\min} = 0,087 - 0,31 \sqrt{0,03^2 + 0,03^2} = 0,074 \text{ мм}; N_{P\max} = 0,10 \text{ мм}.$$

При этом $N_{P\min} > (N_{\min})_{\text{расч}}$ — условие прочности соединения удовлетворяется.

Допустимость посадки по условию прочности деталей проверяем по формулам (7.9) и (7.10).

Удельное давление, вызывающее пластические деформации в деталях:

$$p_T = 280(100^2 - 60^2) / (2 \cdot 100^2) \approx 95 \text{ МПа для ступицы};$$

$$p_T = 340/2 = 170 \text{ МПа для вала}.$$

Максимальный расчетный натяг посадки находим по формуле (7.8):

$$N' = N_{P\max} - u = 0,10 - 0,015 = 0,085 \text{ мм}.$$

Соответствующее этому натягу давление

$$p' = pN' / N = 51,2 \cdot 0,085 / 0,046 = 94,6 \text{ МПа} < p_T.$$

Следовательно, намеченная посадка при наибольшем вероятностном натяге не вызывает пластических деформаций в посадочных поверхностях ступицы и вала. Перерасчет прочности соединения с учетом возможных пластических деформаций по формулам (7.11) не требуется.

В заключение отметим, что расчет с учетом вероятности безотказной работы $P=0,97$ позволил повысить допускаемую нагрузку в $\sim 1,3$ раза.

Раздел второй

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Механической передачей называют механизм, который преобразует параметры движения двигателя в процессе передачи его от двигателя к исполнительным органам машины (рис. 8.1, а). Необходимость введения передачи как промежуточного звена между двигателем и исполнительными органами машины связана с решением различных задач. Например, в автомобилях и других транспортных машинах требуется изменять величину скорости и направление движения, а на подъемах и при трогании с места в несколько раз увеличивать вращающий момент на ведущих колесах. Сам автомобильный двигатель не может выполнить эти требования, так как он работает устойчиво только в узком диапазоне изменения вращающего момента и угловой скорости. При выходе за пределы этого диапазона двигатель останавливается (глохнет). Подобно автомобильному, слабо регулируются многие другие двигатели, в том числе и большинство электродвигателей.

Согласование режима работы двигателя с режимом работы исполнительных органов машины осуществляют с помощью передач.

В некоторых случаях регулирование двигателя возможно, но нежелательно по экономическим причинам, так как двигатели имеют низкий КПД за пределами нормального режима работы.

Масса и стоимость двигателя при одинаковой мощности понижаются с увеличением его быстроходности; оказывается экономически целесообразным применение быстроходных двигателей с передачей, понижающей угловую скорость, вместо тихоходных двигателей без передачи. Роль понижающей передачи в современном машиностроении значительно возросла в связи с широким распространением быстроходных двигателей.

В некоторых случаях передачи используют как преобразователи вращательного движения в поступательное, винтовое и др.

Краткое перечисление основных функций передач позволяет отметить их большое значение для машиностроения. В связи с этим совершенствованию и развитию передач уделяют много внимания: расширяют пределы передаваемой мощности и скорости, снижают габариты и массу, увеличивают долговечность и пр.

В машиностроении применяют механические, электрические, гидравлические и пневматические передачи. Наиболее распростра-

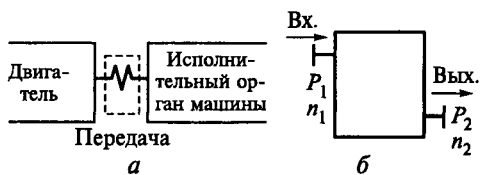


Рис. 8.1

нены механические передачи. Их применяют не только как самостоятельные, но и в сочетании с другими видами передач.

В курсе «Детали машин» изучают только механические передачи общего назначения.

Все механические передачи разделяют на две основные группы: передачи, основанные на использовании трения (ременные, фрикционные); передачи, основанные на использовании зацепления (зубчатые, червячные, цепные, винтовые).

Ниже приведены основные параметры передач. В каждой передаче (рис. 8.1, б) различают два основных вала: входной и выходной, или ведущий и ведомый. Между этими валами в многоступенчатых передачах располагаются промежуточные валы.

Основные характеристики передач: мощность P_1 на входе и P_2 на выходе, Вт; *быстроходность*, которая выражается частотой вращения n_1 на входе и n_2 на выходе, мин^{-1} , или угловыми скоростями ω_1 и ω_2 , с^{-1} . Эти характеристики минимально необходимы и достаточны для проведения проектного расчета любой передачи.

Кроме основных различают производные характеристики: *коэффициент полезного действия* (КПД)

$$\eta = P_2/P_1, \text{ или } \eta = 1 - P_r/P_1,$$

где P_r — мощность, потерянная в передаче;

передаточное отношение, определяемое в направлении потока мощности,

$$i = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2.$$

Производные характеристики часто используют взамен основных. Например, передачу можно определять с помощью P_1 , n_1 , i , η .

При $|i| > 1$, $n_1 > n_2$ передача понижающая, или *редуктор*. При $|i| < 1$, $n_1 < n_2$ передача повышающая, или *мультипликатор*.

Наибольшее распространение имеют понижающие передачи, так как частота вращения исполнительного механизма в большинстве случаев меньше частоты вращения двигателя.

Передачи выполняют с постоянным или переменным (регулируемым) передаточным отношением. Как те, так и другие широко распространены. Регулирование передаточного отношения может быть ступенчатым или бесступенчатым. Ступенчатое регулирование выполняют в коробках скоростей с зубчатыми колесами, в ремен-

ных передачах со ступенчатыми шкивами и т. п.; бесступенчатое регулирование — с помощью фрикционных или цепных вариаторов. Применение того или иного способа регулирования передаточного отношения зависит от конкретных условий работы машины, которую обслуживает передача. Механические передачи ступенчатого регулирования с зубчатыми колесами обладают высокой работоспособностью и поэтому широко применяются в транспортном машиностроении, станкостроении и т. п. Механические передачи бесступенчатого регулирования обладают меньшей нагрузочной способностью и имеют меньшее распространение. Их применяют в основном для малых мощностей (до 10...15 кВт). Конкурентами этих передач являются электрическая и гидравлическая передачи, которые позволяют передавать большие мощности и иметь сравнительно простую систему автоматического регулирования.

При расчете передач часто используют следующие зависимости между различными параметрами: выражение мощности P , Вт, через окружную (тангенциальную) силу F_t , Н, и окружную скорость v , м/с, колеса, шкива, барабана и т. п.:

$$P = F_t v;$$

выражение вращающего момента T , Н·м, через мощность P , Вт, и угловую скорость ω , с⁻¹:

$$T = P/\omega, \text{ где } \omega = \pi n/30;$$

связь между вращающими моментами на ведущем T_1 и ведомом T_2 валах через передаточное отношение i и КПД η :

$$T_2 = T_1 i \eta.$$

Глава 8

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 8.1. Общие сведения

В курсе «Детали машин» изучают методы расчета зубчатых передач на прочность и долговечность. При этом предполагается, что из курса «Теория механизмов» изучающим известны расчеты геометрии зацепления и способы изготовления зубчатых колес. Некоторые сведения по этим вопросам излагаются в курсе «Детали машин» в том объеме, какой необходим для уяснения основных положений расчета на прочность.

Принцип действия и классификация. Принцип действия зубчатой передачи основан на зацеплении пары зубчатых колес (рис. 8.2).

По расположению осей валов различают: *передачи с параллельными осями*, которые выполняют с цилиндрическими колесами внешнего или внутреннего зацепления (рис. 8.2, а, б); *передачи с пересекающимися осями* — конические колеса (см. рис. 8.29); *передачи с перекрещивающимися осями* — цилиндрические винтовые (см. рис. 8.56), конические гипоидные (см. рис. 8.57). Кроме того, применяют передачи между зубчатым колесом и рейкой (рис. 8.2, в).

По расположению зубьев на колесах различают передачи: *прямозубые* (рис. 8.2) и *косозубые* (см. рис. 8.23).

По форме профиля зуба различают *эвольвентные* и *круговые*. Наиболее распространен эвольвентный профиль зуба, предложенный Эйлером в 1760 г. Он обладает рядом существенных технологических и эксплуатационных преимуществ. Круговой профиль зуба предложен М. Л. Новиковым в 1954 г. По сравнению с эвольвентным он позволяет повысить нагрузку передач.

Оценка и применение. Основные преимущества зубчатых передач: *высокая нагрузочная способность* и, как следствие, малые габариты (рис. 8.3, где а — зубчатая, б — ременная, в — клиноременная, г — цепная передачи с одинаковыми параметрами); *большая долговечность и надежность работы* (например, для редукторов общего назначения установлен ресурс $\sim 30\,000$ ч); *высокий КПД* (до 0,97...0,98 в одной ступени); *постоянство передаточного отношения* (отсутствие проскальзывания); *возможность применения в широком диапазоне скоростей* (до 150 м/с), *мощностей* (до десятков тысяч кВт) и *передаточных отношений* (до нескольких сотен и даже тысяч).

Среди недостатков зубчатых передач можно отметить повышенные требования к точности изготовления, шум при больших скоростях, высокую жесткость, не позволяющую компенсировать дина-

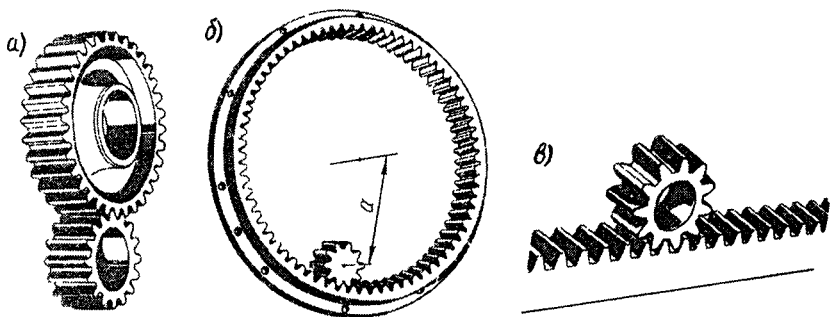


Рис. 8.2

мические нагрузки*. Отмеченные недостатки не снижают существенного преимущества зубчатых передач перед другими. Вследствие этого зубчатые передачи наиболее широко распространены во всех отраслях машиностроения и приборостроения. Из всех перечисленных выше разновидностей зубчатых передач наибольшее распространение имеют передачи с цилиндрическими колесами, как наиболее простые в изготовлении и эксплуатации, надежные и малогабаритные. Конические и винтовые передачи применяют лишь в тех случаях, когда это необходимо по условиям компоновки машины.

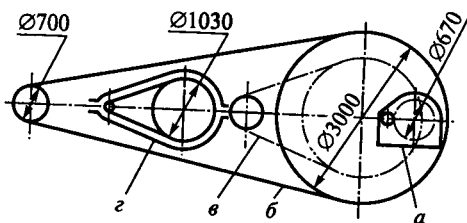


Рис. 8.3

§ 8.2. Краткие сведения о геометрии и кинематике

Все понятия и термины, относящиеся к геометрии и кинематике зубчатых передач, стандартизованы. Стандарты устанавливают термины, определения и обозначения, а также методы расчета геометрических параметров.

Основные параметры. Меньшее из пары зубчатых колес называют *шестерней*, а большее — *колесом*. Термин «зубчатое колесо» является общим. Параметрам шестерни приписывают индекс *1*, а параметрам колеса — *2* (рис. 8.4). Кроме того, различают индексы, относящиеся: *w* — к начальной поверхности или окружности; *b* — к основной поверхности или окружности; *a* — к поверхности или окружности вершин и головок зубьев; *f* — к поверхности или окружности впадин и ножек зубьев. Параметрам, относящимся к делительной поверхности или окружности, дополнительного индекса не приписывают.

Общие понятия о параметрах пары зубчатых колес и их взаимосвязи проще всего пояснить, рассматривая прямозубые колеса. При этом особенности косозубых колес рассматривают дополнительно: z_1 и z_2 — число зубьев шестерни и колеса; p — делительный окружной шаг зубьев (равный шагу исходной зубчатой рейки); $p_b = p \cos \alpha$ — основной окружной шаг зубьев; α — угол профиля делительный (равный углу профиля исходного контура), по ГОСТ 13755—81, $\alpha = 20^\circ$; α_w — угол зацепления или угол профиля начальный:

*В некоторых конструкциях (например, следящие системы) высокая жесткость является достоинством передачи.

$$\cos\alpha_w = d \cos\alpha / d_w;$$

$m = p/\pi$ — окружной модуль зубьев (основная характеристика размеров зуба). Модули стандартизованы (ГОСТ 9563 — 80) в диапазоне 0,05...100 мм (табл. 8.1); $d = pz/\pi = mz$ — делительный диаметр (диаметр окружности, по которой обкатывается инструмент при нарезании); $d_b = d \cos\alpha$ — основной диаметр (диаметр окружности, разверткой которой являются эвольвенты зубьев); d_{w1} и d_{w2} — начальные диаметры (диаметры окружностей, по которым пара зубчатых колес обкатывается в процессе вращения):

$$d_{w1} = 2a_w / (z_2/z_1 + 1); \quad d_{w2} = 2a_w - d_{w1}.$$

Таблица 8.1

Ряды	Модуль, мм
1-й	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
2-й	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22

Примечание. Следует предпочитать 1-й ряд.

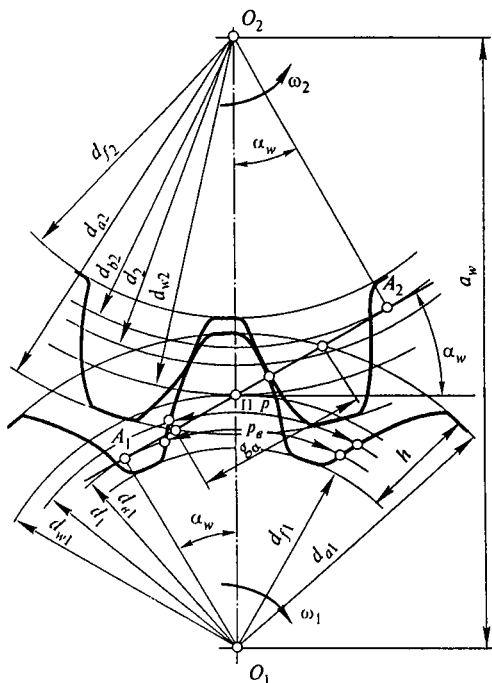


Рис. 8.4

У передач без смещения и при суммарном смещении $x_\Sigma = 0$ (см. ниже) начальные и делительные окружности совпадают:

$$d_{w1} = d_1 = mz_1;$$

$$d_{w2} = d_2 = mz_2.$$

При нарезании колес со смещением делительная плоскость рейки (делительная окружность инструмента) смещается к центру или от центра заготовки на xm (см. рис. 8.22); x — коэффициент смещения исходного контура. Смещение от центра считают положительным ($x > 0$), а к центру — отрицательным ($x < 0$).

$a_w = 0,5 (d_{w1} + d_{w2})$ — межосевое расстояние;

$$a_w = m(0,5z_\Sigma + x_\Sigma - \Delta y),$$

где $z_{\Sigma} = z_1 + z_2$; $x_{\Sigma} = x_1 + x_2$; Δy — коэффициент уравнительного смещения при $x_{\Sigma} \neq 0$ (определяется по ГОСТ 16532—70, см. также [20]). Для передач без смещения и при $x_1 = -x_2$ или $x_{\Sigma} = 0$ $\Delta y = 0$ $a_w = a = 0,5m(z_1 + z_2)$, $h = m(2h_a^* + c^* - \Delta y)$ — высота зуба; $d_a = d + 2m(h_a^* + x - \Delta y)$ — диаметр вершин зубьев; $d_f = d - 2m(h_a^* + c^* - x)$ — диаметр впадин; h_a^* — коэффициент высоты головки зуба (по ГОСТ 13755—81, $h_a^* = 1$); c^* — коэффициент радиального зазора (по ГОСТ 13755—81, $c^* = 0,25$).

Для колес без смещения $h = 2,25m$; $d_a = d + 2m$; $d_f = d - 2,5m$; A_1A_2 — линия зацепления (общая касательная к основным окружностям); g_a — длина активной линии зацепления (отсекаемая окружностями вершин зубьев); Π — полюс зацепления (точка касания начальных окружностей и одновременно точка пересечения линии центров колес O_1O_2 с линией зацепления).

Коэффициент торцового перекрытия ε_{α} и изменение нагрузки по профилю зуба. При вращении колес (см. рис. 8.4) линия контакта зубьев перемещается в поле зацепления (рис. 8.5, а), у которого одна сторона равна длине активной линии зацепления g_a , а другая — рабочей ширине зубчатого венца b_w . Пусть линия контакта 1 первой пары зубьев находится в начале поля зацепления, тогда при $p_b < g_a$ в поле зацепления находится еще и линия контакта 2 второй пары зубьев. При вращении колес линии 1 и 2 перемещаются в направлении, указанном стрелкой. Когда вторая пара придет на границу поля 2', первая пара займет положение 1'. При дальнейшем движении на участке 1'...2 зацепляется только одна пара зубьев. Однопарное зацепление продолжается до тех пор, пока пара 1 не займет положение 2. В этот момент в зацепление вступит следующая пара зубьев и снова начнется двухпарное зацепление.

Переходя от поля зацепления к профилю зуба (рис. 8.5, б), можно отметить, что зона однопарного зацепления 1'...2 располагается посередине зуба или в районе полюса зацепления (см. также рис. 8.4). В зоне однопарного зацепления зуб передает полную нагрузку F_n , а в зонах двухпарного зацепления (приближенно) — только половину нагрузки. Размер зоны однопарного зацепления зависит от величины коэффициента торцового перекрытия

$$\varepsilon_{\alpha} = g_a / p_b.$$

По условию непрерывности зацепления и плавности хода передачи должно быть $\varepsilon_{\alpha} > 1$ [расчет ε_{α} , см. формулу (8.25)].

Скольжение и трение в зацеплении. В точках контакта С

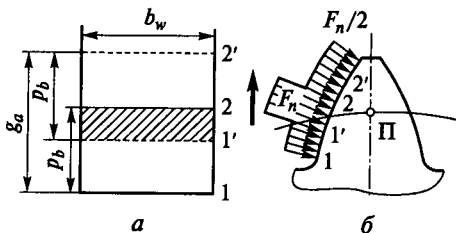


Рис. 8.5

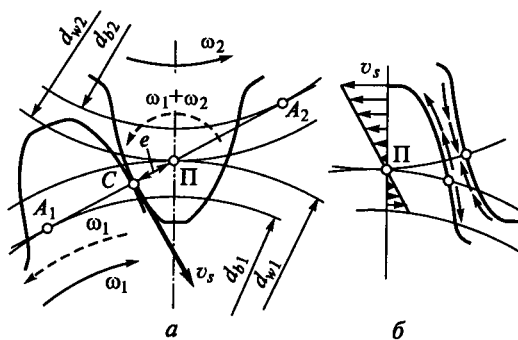


Рис. 8.6

ления П, как мгновенного центра, с угловой скоростью, равной $(\omega_1 + \omega_2)$. Скорость относительного движения (скольжения) в точке С

$$v_s = e(\omega_1 + \omega_2).$$

Скорость скольжения пропорциональна расстоянию e точки контакта от полюса. В полюсе она равна нулю, а при переходе через полюс меняет знак (направление).

Переходя от линии зацепления к поверхности зубьев (рис. 8.6, б), отметим, что максимальное скольжение наблюдается на ножках и головках зубьев, на начальной окружности оно равно нулю и изменяет направление. Скольжение сопровождается трением. Трение является причиной потерь в зацеплении и износа зубьев. У ведущих зубьев силы трения направления от начальной окружности, а у ведомых — наоборот.

При постоянных диаметрах колес расстояние точек начала и конца зацепления от полюса, а следовательно, и скорость скольжения увеличиваются с увеличением высоты зуба и модуля зацепления. У мелкозубчатых колес с большим числом зубьев скольжение меньше, а КПД выше, чем у крупнозубчатых с малым числом зубьев [см. формулу (8.52)].

Точность изготовления и ее влияние на качество передачи. Качество передачи связано с ошибками изготовления зубчатых колес и деталей (корпусов, подшипников и валов), определяющих их взаимное расположение. Деформация деталей под нагрузкой также влияет на качество передачи. Основными ошибками изготовления зубчатых колес являются ошибка шага и формы профиля зубьев и ошибки в направлении зубьев относительно образующей дельтевого цилиндра.

Ошибки шага и профиля нарушают кинематическую точность и плавность работы передачи. В передаче сохраняется постоянной только средняя величина передаточного отношения i . Мгновенные

(рис. 8.6, а) наблюдается перекачивание и скольжение зубьев. Скорость скольжения v_s как относительную скорость можно определить, используя известное правило механики. Сообщим всей системе угловую скорость ω_1 с обратным знаком. При этом шестерня останавливается, а колесо проворачивается вокруг полюса зацеп-

величины i в процессе вращения периодически изменяются. Колебания передаточного отношения особенно нежелательны в кинематических цепях, выполняющих следящие, делительные и измерительные функции (станки, приборы и др.). В силовых быстроходных передачах с ошибками шага и профиля связаны дополнительные динамические нагрузки, удары и шум в зацеплении.

Ошибки в направлении зубьев в сочетании с перекосом валов вызывают неравномерное распределение нагрузки по длине зуба.

Точность изготовления зубчатых передач регламентируется ГОСТ 1643—81, который предусматривает 12 степеней точности. Каждая степень точности характеризуется тремя показателями:

1) *нормой кинематической точности*, регламентирующей наибольшую погрешность передаточного отношения или полную погрешность угла поворота зубчатого колеса в пределах одного оборота (в зацеплении с эталонным колесом);

2) *нормой плавности работы*, регламентирующей многократно повторяющиеся циклические ошибки передаточного отношения или угла поворота в пределах одного оборота;

3) *нормой контакта зубьев*, регламентирующей ошибки изготовления зубьев и сборки передачи, влияющие на размеры пятна контакта в зацеплении (распределения нагрузки по длине зубьев).

Степень точности выбирают в зависимости от назначения и условий работы передачи. Наибольшее распространение имеют 6-я, 7-я и 8-я степени точности (табл. 8.2).

Таблица 8.2

Степень точности, не ниже	Окружная скорость, м/с, не более		Примечание
	пря- мозу- бая	косо- зубая	
6 (высокоточные)	15	30	Высокоскоростные передачи, механизмы точной кинематической связи — делительные, отсчетные и т. п.
7 (точные)	10	15	Передачи при повышенных скоростях и умеренных нагрузках или при повышенных нагрузках и умеренных скоростях
8 (средней точности)	6	10	Передачи общего назначения, не требующие особой точности
9 (пониженной точности)	2	4	Тихоходные передачи с пониженными требованиями к точности

Стандарт допускает комбинацию степеней точности по отдельным нормам. Например, для тихоходных высоконагруженных передач можно принять повышенную норму контакта зубьев по сравнению с другими нормами, а для быстроходных малонагруженных — повышенную норму плавности и т. п.

Во избежание заклинивания зубьев в зацеплении должен быть боковой зазор. Размер зазора регламентируется *видом сопряжения зубчатых колес*. Стандартом предусмотрено шесть видов сопряжения: *H* — нулевой зазор; *E* — малый зазор; *C* и *D* — уменьшенный зазор; *B* — нормальный зазор; *A* — увеличенный зазор. При сопряжениях *H*, *E* и *C* требуется повышенная точность изготовления. Их применяют для реверсируемых передач при высоких требованиях к кинематической точности, а также при наличии крутильных колебаний валов.

Стандарт устанавливает также допуски на межосевые расстояния, перекос валов и некоторые другие параметры.

§ 8.3. Контактные напряжения и контактная прочность

Контактные напряжения образуются в месте соприкосновения двух тел в тех случаях, когда размеры площадки касания малы по сравнению с размерами тел (сжатие двух шаров, шара и плоскости, двух цилиндров и т. п.). Если контактные напряжения превышают величину допускаемого напряжения, то на поверхности деталей появляются вмятины, борозды, трещины или мелкие раковины. Подобные повреждения наблюдаются у зубчатых, червячных, фрикционных и цепных передач, а также в подшипниках качения.

Теория контактных напряжений является предметом курса «Теория упругости». Расчеты многих деталей машин, изучаемые в данном курсе, выполняются по контактным напряжениям. Поэтому ниже излагаются краткие сведения о контактных напряжениях и о разрушениях деталей, связанных с этими напряжениями*.

При расчете контактных напряжений различают два характерных случая: *первоначальный контакт в точке* (два шара, шар и плоскость и т. п.); *первоначальный контакт по линии* (два цилиндра с параллельными осями, цилиндр и плоскость и т. п.).

На рис. 8.7 изображен пример сжатия двух цилиндров с параллельными осями. До приложения удельной нагрузки q цилиндры соприкасались по линии. Под нагрузкой линейный контакт переходит в контакт по узкой площадке. При этом точки максимальных нормальных напряжений σ_H располагаются на продольной оси симметрии контактной площадки. Величину этих напряжений вычисляют по формуле

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{\text{пр}} \pi} \frac{E_1 E_2}{[E_1 (1 - \mu_2^2) + E_2 (1 - \mu_1^2)]}} \quad (8.1)**$$

*Основоположителем теории контактных напряжений является *H. Herz* (1881). В его честь приписывают индекс *H* обозначениям контактных напряжений.

**Для других случаев контакта см. формулу (11.18).

Для конструкционных металлов коэффициент Пуассона располагается в пределах $\mu = 0,25 \dots 0,35$. Без существенной погрешности принимают $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$ и получают

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{q E_{\text{пр}} / \rho_{\text{пр}}} \quad (8.2)$$

Здесь

$$E_{\text{пр}} = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2),$$

$$1/\rho_{\text{пр}} = 1/r_1 \pm 1/r_2, \quad (8.3)$$

где $E_{\text{пр}}$ и $\rho_{\text{пр}}$ — приведенные модуль упругости и радиус кривизны; E_1, E_2, r_1, r_2 — модули упругости и радиусы цилиндров.

Формула (8.2) справедлива не только для круговых, но и для любых других цилиндров. Для последних r_1 и r_2 — радиусы кривизны в точках контакта. При контакте цилиндра с плоскостью $r_2 = \infty$. Знак минус в формуле (8.3) относится к случаю внутреннего контакта (когда поверхность одного из цилиндров вогнутая).

При вращении цилиндров под нагрузкой отдельные точки их поверхностей периодически нагружаются и разгружаются, а контактные напряжения в этих точках изменяются по прерывистому отнулевому циклу (рис. 8.8, з). Каждая точка нагружается только в период прохождения зоны контакта и свободна от напряжений в остальное время оборота цилиндра. Переменные контактные напряжения вызывают усталость поверхностных слоев деталей. На поверхности образуются микротрещины с последующим выкрашиванием мелких частиц металла. Если детали работают в масле, то оно проникает в микротрещины (рис. 8.8, а). Попадая в зону контакта (рис. 8.8, б), трещина закрывается, а заполняющее ее масло подвергается высокому давлению. Это давление способствует развитию трещины до тех пор, пока не произойдет выкрашивание частицы металла (рис. 8.8, в). Выкрашивание не наблюдается, если контактные напряжения не превышают допустимой величины.

Экспериментально установлено, что при качении со скольжением, например $\omega_1 r_1 > \omega_2 r_2$ (рис. 8.8, а), цилиндры 1 и 2 обладают различным сопротивлением усталости. Это объясняется следу-

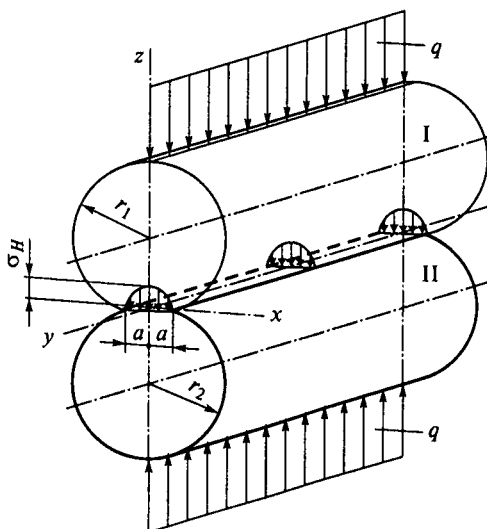


Рис. 8.7

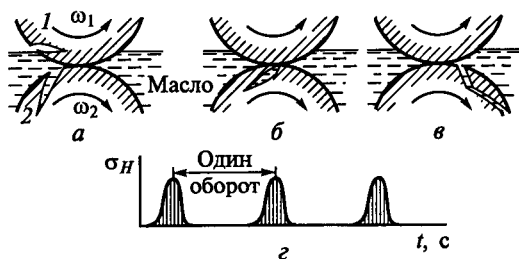


Рис. 8.8

отстающий цилиндр обладает меньшим сопротивлением усталости. Ускорение развития трещин при работе в масле не означает, что без масла разрушение рабочих поверхностей замедлено. Во-первых, масло образует на поверхности защитные пленки, которые частично или полностью устраняют непосредственный металлический контакт и уменьшают трение. При контакте через масляную пленку контактные напряжения уменьшаются, срок службы до зарождения трещин увеличивается. Во-вторых, при работе без масла увеличивается интенсивность абразивного износа, который становится главным критерием работоспособности и существенно сокращает срок службы.

Кривые усталости материала по контактным напряжениям подобны кривым усталости по напряжениям изгиба, растяжения — сжатия и другим (см. курс «Сопротивление материалов» и рис. 8.39). Здесь, так же как и при других напряжениях, имеется точка перелома кривой усталости при числе циклов N_{HG} и соответствующий предел выносливости σ_{Hlim} . По σ_{Hlim} определяют допускаемые напряжения при расчете на усталость по контактным напряжениям.

§ 8.4. Критерии работоспособности и расчета

Условия работы зуба в зацеплении. При передаче вращающего момента (рис. 8.9) в зацеплении кроме нормальной силы F_n действует сила трения $F_{тр} = F_n f$, связанная со скольжением. Под действием этих сил зуб находится в сложном напряженном состоянии (рис. 8.10). Решающее влияние на его работоспособность оказывают два основных напряжения: контактные напряжения σ_H и напряжения изгиба σ_F^* . Для каждого зуба σ_H и σ_F не являются постоянно действующими. Они изменяются во времени по некоторому преры-

*Индекс H присписывается всем параметрам, связанным с расчетом по контактным напряжениям, а индекс F — связанным с расчетом по напряжениям изгиба, который выполняют для ножки ($F_{ис}$) зуба.

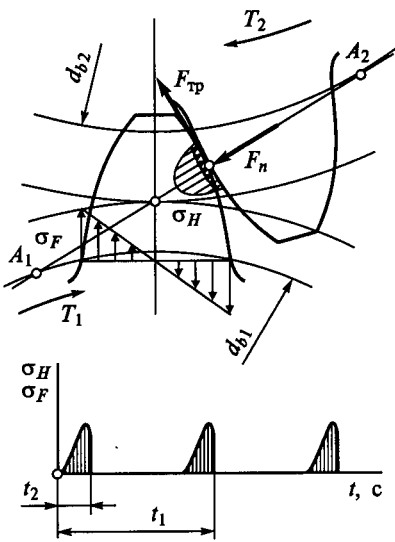


Рис. 8.9



Рис. 8.10

вистому отнулевому циклу (см. рис. 8.9). Время действия σ_F за один оборот колеса (t_1) равно продолжительности зацепления одного зуба (t_2). Напряжения σ_H действуют еще меньшее время. Это время равно продолжительности пребывания в зацеплении данной точки поверхности зуба с учетом зоны распространения контактных напряжений.

Переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев: поломка зубьев от напряжений изгиба и выкрашивание поверхности от контактных напряжений. С контактными напряжениями и трением в зацеплении связаны также износ, заедание и другие виды повреждения поверхностей зубьев.

Поломка зубьев (рис. 8.11). Поломка связана с напряжениями изгиба. На практике чаще наблюдается выламывание углов зубьев вследствие концентрации нагрузки. Различают два вида поломки зубьев:

поломка от больших перегрузок ударного или даже статического действия (предупреждают защитой привода от перегрузок или учетом перегрузок при расчете);

усталостная поломка, происходящая от действия переменных напряжений в течение сравнительно длительного срока службы (предупреждают определением размеров из расчета на усталость). Особое значение имеют меры по устранению концентраторов напряжений (рисок от обработки, раковин и трещин в отливках, микротрещин от термообработки и т. п.).

Общие меры предупреждения поломки зубьев — увеличение модуля, положительное смещение при нарезании зубьев, термообра-

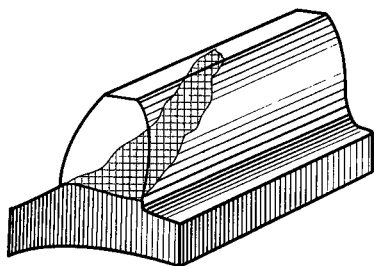


Рис. 8.11

ботка, наклеп, уменьшение концентрации нагрузки по краям (жесткие валы, зубья со срезанными углами — см. рис. 8.13, ж, бочкообразные зубья — см. рис. 8.14, в и пр.).

Повреждение поверхности зубьев. Все виды повреждения поверхности зубьев (рис. 8.12) связаны с контактными напряжениями и трением.

Усталостное выкрашивание от контактных напряжений (рис. 8.12, а)

является основным видом разрушения поверхности зубьев при хорошей смазке передачи (чаще всего это бывают закрытые, сравнительно быстроходные передачи, защищенные от пыли и грязи). Зубья таких передач разделены тонким слоем масла, устраняющим металлический контакт. При этом износ зубьев мал. Передача работает длительное время до появления усталости в поверхностных слоях зубьев. На поверхности появляются небольшие углубления, напоминающие оспинки, которые растут и превращаются в раковины. Выкрашивание начинается обычно вблизи полюсной линии на ножках зубьев там, где нагрузка передается одной парой зубьев, а силы трения при скольжении и перекатывании зубьев направлены так, что масло запрессовывается в трещины и способствует выкрашиванию частиц металла (см. рис. 8.8). При выкрашивании нарушаются условия образования сплошной масляной пленки, появляется металлический контакт с последующим быстрым износом и задиром поверхности. Образование первых усталостных раковин не всегда служит признаком близкого полного разрушения зубьев. В передачах, зубья которых имеют невысокую твердость (≤ 350 НВ), наблюдаются случаи так называемого ограниченного или начального выкрашивания. Начальное выкрашивание связано с приработкой зубьев недостаточно точно изготовленных передач. Оно появляется в местах концентрации нагрузки после непродолжительной работы и затем приостанавливается. При этом образовавшиеся раковины не развиваются и даже совершенно исчезают вследствие сглаживания. Прекращение дальнейшего выкрашивания в этом случае объясняется тем, что разрушение мест концентрации нагрузки выравнивает ее распределение по поверхности зуба. При высокой твердости зубьев (> 350 НВ) явление ограниченного выкрашивания обычно не наблюдается. Образовавшиеся раковины быстро растут вследствие хрупкого разрушения их краев.

В передачах, работающих со значительным износом, выкрашивание не наблюдается, так как поверхностные слои изнашиваются раньше, чем появляются трещины усталости.

Основные меры предупреждения выкрашивания: определение размеров из расчета на усталость по контактным напряжениям; повы-

шение твердости материала путем термообработки; повышение степени точности и в особенности по норме контакта зубьев.

Абразивный износ (рис. 8.12, б) является основной причиной выхода из строя передач при плохой смазке. К таким передачам относятся прежде всего от-

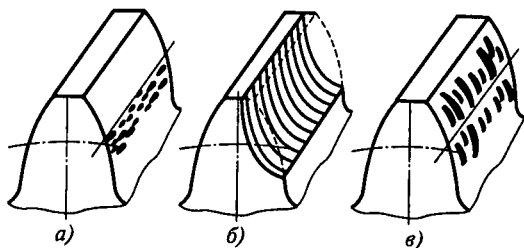


Рис. 8.12

крытые передачи, а также закрытые, но недостаточно защищенные от загрязнения абразивными частицами (пыль, продукты износа и т. п.). Такие передачи можно встретить в сельскохозяйственных и транспортных машинах, горнорудном оборудовании, грузоподъемных машинах и т. п. У изношенной передачи увеличиваются зазоры в зацеплении, появляется шум, возрастают динамические нагрузки. В то же время прочность изношенного зуба понижается вследствие уменьшения площади его поперечного сечения. Все это может привести к поломке зубьев.

Расчет на износ затруднен тем, что интенсивность износа зависит от многих случайных факторов, в первую очередь от интенсивности загрязнения смазочного материала*.

На практике при расчете передач, у которых наблюдается износ зубьев, понижают допускаемые контактные напряжения, величина которых устанавливается на основе опыта эксплуатации подобных конструкций.

Основные меры предупреждения износа — повышение твердости поверхности зубьев, защита от загрязнения, применение специальных масел.

Заедание (рис. 8.12, в) наблюдается преимущественно в высоконагруженных и высокоскоростных передачах. В месте соприкосновения зубьев этих передач развивается высокая температура, способствующая разрыву масляной пленки и образованию металлического контакта. Здесь происходит как бы сваривание частиц металла с последующим отрывом их от менее прочной поверхности. Образовавшиеся наросты задирают рабочие поверхности зубьев в направлении скольжения. Кромочный удар (см. ниже) способствует заеданию.

Меры предупреждения заедания те же, что и против износа. Желательно фланкирование зубьев и интенсивное охлаждение. Эф-

*Теоретические основы расчета зубьев на изнашивание разработаны Ю.Н. Дроздовым [19, 34]. Однако для выполнения практических расчетов по этой методике пока недостаточно данных по интенсивности изнашивания в различных условиях эксплуатации.

фактивно применение противозадирных масел с повышенной вязкостью и химически активными добавками. Правильным выбором сорта масла можно поднять допускаемую нагрузку по заеданию над допускаемыми нагрузками по другим критериям.

Пластические сдвиги наблюдаются у тяжелонагруженных тихоходных зубчатых колес, выполненных из мягкой стали. При перегрузках на мягкой поверхности зубьев появляются пластические деформации с последующим сдвигом в направлении скольжения (см. рис. 8.6). В результате у полюсной линии зубьев ведомого колеса образуется хребет, а у ведущего — соответствующая канавка. Образование хребта нарушает правильность зацепления и приводит к разрушению зубьев. Пластические сдвиги можно устранить повышением твердости рабочих поверхностей зубьев.

Отслаивание твердого поверхностного слоя зубьев, подвергнутых поверхностному упрочнению (азотирование, цементация, закалка ТВЧ и т. п.). Этот вид разрушения наблюдается при недостаточно высоком качестве термической обработки, когда внутренние напряжения не сняты отпуском или когда хрупкая корка зубьев не имеет под собой достаточно прочной сердцевины. Отслаиванию способствуют перегрузки.

Из всех перечисленных видов разрушения поверхности зубьев наиболее изучено выкрашивание. Это позволило выработать нормы допускаемых контактных напряжений, устраняющих выкрашивание в течение заданного срока службы. Расчеты по контактным напряжениям, предупреждающие выкрашивание, получили широкое распространение.

Специальные методы расчета для предупреждения других видов разрушения поверхности зубьев или еще не разработаны (при пластическом сдвиге, отслаивании), или недостаточно разработаны (при износе, заедании), а поэтому здесь не рассматриваются. Поскольку упомянутые нормы допускаемых контактных напряжений проверяют опытом эксплуатации передач, приближенно можно полагать, что эти нормы учитывают кроме выкрашивания и другие виды повреждения поверхности зубьев. При этом рекомендуют выполнять указанные выше меры предупреждения повреждений.

В современной методике расчета из двух напряжений σ_H и σ_F за основные в большинстве случаев приняты контактные напряжения, так как в пределах заданных габаритов колес σ_H остаются постоянными, а σ_F можно уменьшать путем увеличения модуля.

§ 8.5. Расчетная нагрузка

За расчетную нагрузку принимают максимальную величину удельной нагрузки, распределенной по линии контакта зубьев:

$$q = F_n K / l_{\Sigma}, \quad (8.4)$$

где F_n — нормальная сила в зацеплении; $K = K_{\alpha} K_{\beta} K_{\nu}$ — коэффициент расчетной нагрузки; K_{α} — коэффициент распределения нагрузки между зубьями; K_{β} — коэффициент концентрации нагрузки; K_{ν} — коэффициент динамической нагрузки; l_{Σ} — суммарная длина линии контакта зубьев.

Концентрация нагрузки и динамические нагрузки различно влияют на прочность по контактному и изгибным напряжениям. Соответственно различают $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}$ — в расчетах по контактному напряжению и $K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\nu}$ — в расчетах по напряжениям изгиба.

Коэффициент распределения нагрузки между зубьями K_{α} определяется в зависимости от степени точности ($n_{ст}$) изготовления зубчатых колес по нормам плавности. Он учитывает влияние ошибок окружного шага и направления зубьев на величину l_{Σ} в ненагруженной передаче. Для прямозубых передач:

$$K_{H\alpha} = 1 + 0,06 (n_{ст} - 5) \leq 1,25;$$

для косозубых передач:

$$K_{H\alpha} = 1 + C (n_{ст} - 5) \leq 1,6,$$

где $C = 0,15$, если твердости поверхностей зубьев шестерни и колеса H_1 и $H_2 > 350$ НВ и $C = 0,25$ при H_1 и $H_2 \leq 350$ НВ или $H_1 > 350$ НВ, а $H_2 \leq 350$ НВ; $5 \leq n_{ст} \leq 9$. В расчетах на прочность по напряжениям изгиба полагают $K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$. Отметим, что для точноизготовленных передач ($n_{ст} = 5$) $K_{H\alpha} = 1$.

Коэффициент концентрации нагрузки K_{β} . Концентрация или неравномерность распределения нагрузки по длине зуба связана с деформацией валов, корпусов, опор и самих зубчатых колес, а также с погрешностями изготовления и сборки передачи. Поясним это сложное явление на примере, учитывающем только прогиб валов.

На рис. 8.13 изображено взаимное расположение зубчатых колес при деформированных валах в случаях: симметричного (рис. 8.13, а), несимметричного (рис. 8.13, б) и консольного (рис. 8.13, в) расположения колес относительно опор. Валы прогибаются в противоположные стороны под действием сил в зацеплении (рис. 8.13, г).

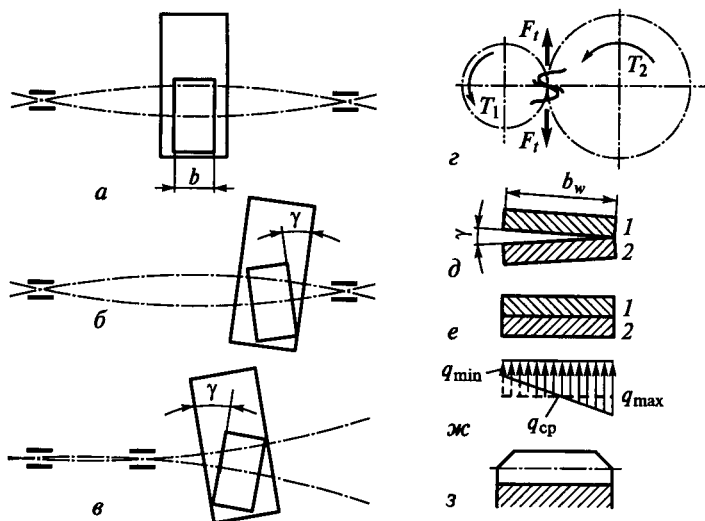


Рис. 8.13

При симметричном расположении опор прогиб валов не вызывает перекоса зубчатых колес и, следовательно, почти не нарушает распределения нагрузки по длине зуба. Это самый благоприятный случай. При несимметричном и консольном расположении опор колеса перекашиваются на угол γ , что приводит к нарушению правильного касания зубьев. Если бы зубья были абсолютно жесткими, то они соприкасались бы только своими концами (см. рис. 8.13, д, на котором изображено сечение зубьев плоскостью зацепления). Деформация зубьев уменьшает влияние перекосов и в большинстве случаев сохраняет их соприкосновение по всей длине (рис. 8.13, е). Однако при этом нагрузка перераспределяется в соответствии с деформацией отдельных участков зубьев (рис. 8.13, ж). Отношение

$$q_{\max}/q_{\text{cp}} = K_{\beta},$$

где q_{cp} — средняя интенсивность нагрузки.

При прочих равных условиях влияние перекоса зубьев увеличивается с увеличением ширины колес b_w , поэтому ее ограничивают (см. ниже).

Концентрация нагрузки увеличивает контактные напряжения и напряжения изгиба. Для уменьшения опасности выламывания углов зубьев на практике применяют колеса со срезанными углами (см. рис. 8.13, з). Если колеса изготовлены из прирабатывающихся материалов (например, стали с твердостью $H \leq 350$ НВ), то концентрация нагрузки постепенно уменьшается вследствие повышенного

местного износа. При постоянной нагрузке передачи приработка зубьев может полностью устранить концентрацию нагрузки. Переменная нагрузка (рис. 8.14, а) сопровождается ступенчатой приработкой зубьев (см. продольное сечение зуба, изображенное на рис. 8.14, б). При ступенчатой приработке концентрация нагрузки снижается лишь частично. Ступенчатая приработка, или огранка зубьев, связана с изменением деформации валов и угла перекоса в зависимости от величины нагрузки. Каждому углу перекоса соответствует своя площадка соприкосновения зубьев, образовавшаяся от приработки при данной нагрузке. Благоприятное влияние приработки зубьев на уменьшение концентрации нагрузки проявляется в значительно меньшей степени при высокой твердости поверхности зубьев (> 350 НВ), а также в передачах с высокими окружными скоростями ($v \geq 15$ м/с). При больших скоростях между зубьями образуется масляный слой, защищающий их от износа. Для уменьшения концентрации нагрузки при высокой твердости зубьев и высоких окружных скоростях рекомендуют применять относительно неширокие колеса или придавать зубьям бочкообразную форму (рис. 8.14, в) путем изменения глубины врезания по длине зуба.

При конструировании передачи необходимо учитывать все факторы, влияющие на концентрацию нагрузки, и в первую очередь не применять нежестких валов, опор и корпусов.

Расчет коэффициента K_β связан с определением угла перекоса γ . При этом следует учитывать не только деформацию валов, опор и самих колес, но также приработку зубьев, ошибки изготовления и сборки. Все это затрудняет точное решение задачи. Для приближенной оценки K_β рекомендуют графики, составленные на основе расчетов и практики эксплуатации (рис. 8.15). Графики рекомендуют для передач, жесткость и точность изготовления которых удовлетворяет нормам, принятым в редукторостроении. Кривые на графиках соответствуют различным случаям расположения колес относительно опор, изображенных на схемах рис. 8.15 (кривые Ia — шариковые опоры, Ib — роликовые опоры). Влияние ширины колеса на графиках учитывают коэффициентом $\psi_{bd} = b_w/d_1$. Влияние приработки зубьев учитывают тем, что для различной твердости материалов даны различные графики. Графики разработаны для распространенного на практике режима работы с переменной нагрузкой и окружной скоростью $v < 15$ м/с.

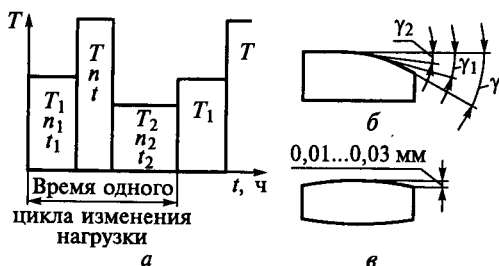


Рис. 8.14

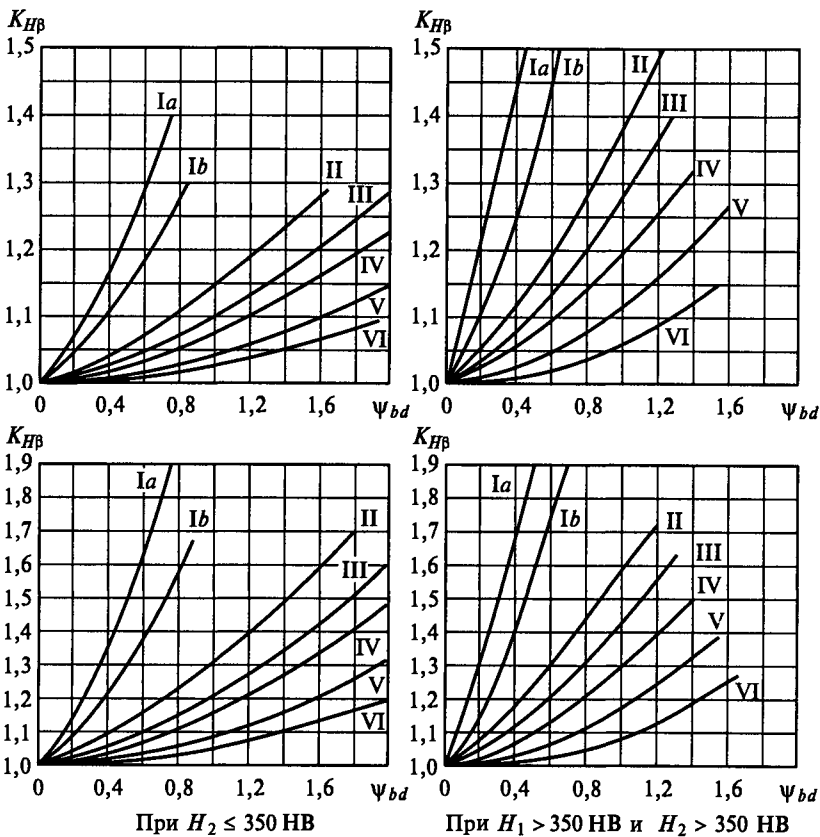
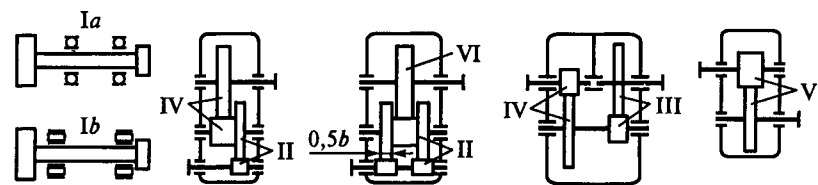


Рис. 8.15

При постоянной нагрузке, при твердости поверхности зуба колеса $H_2 \leq 350 \text{ НВ}$ и $v < 15 \text{ м/с}$ можно принимать $K_\beta = 1$.

Коэффициент динамической нагрузки K_d . Коэффициентом K_d учитывают только так называемые внутренние динамические нагрузки, присущие самой зубчатой передаче. Внешние динамические нагрузки, связанные с режимом работы двигателя и исполнительного

механизма, будут учтены при выборе допускаемых напряжений для переменных режимов нагружения (см. § 8.13). Выше было указано, что погрешности нарезания зубьев являются причиной непостоянства мгновенного передаточного отношения. Это значит, что при $\omega_1 = \text{const}$, $\omega_2 \neq \text{const}$ и $d\omega_2/dt \neq 0$. В зацеплении появляется дополнительный динамический момент $T_v = J d\omega_2/dt$, где J — момент инерции ведомых масс. Основное влияние на величину динамических нагрузок имеют ошибки основного шага p_b . На рис. 8.16 изображен случай зацепления, при котором шаг колеса больше шага шестерни, т. е. $p_{b2} > p_{b1}$.

По закону эвольвентного зацепления, $i = d_{w2}/d_{w1} = \text{const}$ при постоянном положении полюса зацепления или при положении всех точек зацепления на линии зацепления A_1A_2 . Если $p_{b2} > p_{b1}$, то вторая пара зубьев вступает в зацепление в точке b' до выхода на линию зацепления в точку b . При этом изменяется мгновенное передаточное отношение. В точке b' происходит так называемый кромочный удар*, который не только увеличивает динамическую нагрузку, но также способствует задиру поверхности зубьев. Для уменьшения эффекта кромочного удара применяют фланкированные зубья, у которых верхний участок эвольвенты выполюняют с отклонением в тело зуба (на рис. 8.16 показан штриховой линией**).

Величина дополнительных динамических нагрузок зависит от ошибки шага, окружной скорости, присоединенных масс, упругости системы и пр.

Коэффициент K_v определяют по формуле

$$K_v = 1 + q_v/q,$$

где q_v — удельная динамическая нагрузка; q — удельная расчетная рабочая нагрузка в зоне ее наибольшей концентрации.

Расчет K_v не менее сложен, чем расчет K_β . Для

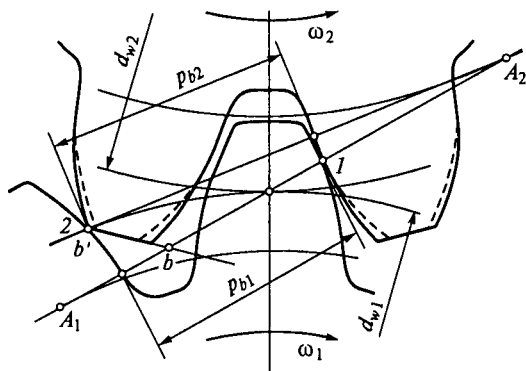


Рис. 8.16

*При $p_{b2} < p_{b1}$ появляется срединный удар.

**Для нарезания фланкированных зубьев применяют тот же зуборезный инструмент, но при исходном контуре со срезами.

приближенной оценки рекомендуют табл. 8.3*. Величина K_v несколько меньше при высокой твердости материала (группа б). Это объясняется не уменьшением q_v , а увеличением q вследствие увеличения допускаемых контактных напряжений (см. § 8.13).

Таблица 8.3

Степень точности ГОСТ 1643—81	Твердость поверхностей зубьев	Коэффициенты	$v, \text{ м/с}$				
			1	3	5	8	10
6	а	K_{Hv}	1,03 1,01	1,09 1,03	1,16 1,06	1,25 1,09	1,32 1,13
		K_{Fv}	1,06 1,03	1,18 1,09	1,32 1,13	1,50 1,20	1,64 1,26
	б	K_{Hv}	1,02 1,01	1,06 1,03	1,10 1,04	1,16 1,06	1,20 1,08
		K_{Fv}	1,02 1,01	1,06 1,03	1,10 1,04	1,16 1,06	1,20 1,08
7	а	K_{Hv}	1,04 1,02	1,12 1,06	1,20 1,08	1,32 1,13	1,40 1,16
		K_{Fv}	1,08 1,03	1,24 1,09	1,40 1,16	1,64 1,25	1,80 1,32
	б	K_{Hv}	1,02 1,01	1,06 1,03	1,12 1,05	1,19 1,08	1,25 1,10
		K_{Fv}	1,02 1,01	1,06 1,03	1,12 1,05	1,19 1,08	1,25 1,10
8	а	K_{Hv}	1,05 1,02	1,15 1,06	1,24 1,10	1,38 1,15	1,48 1,19
		K_{Fv}	1,10 1,04	1,30 1,12	1,48 1,19	1,77 1,30	1,96 1,38
	б	K_{Hv}	1,03 1,01	1,09 1,03	1,15 1,06	1,24 1,09	1,30 1,12
		K_{Fv}	1,03 1,01	1,09 1,03	1,15 1,06	1,24 1,09	1,30 1,12
9	а	K_{Hv}	1,06 1,02	1,12 1,06	1,28 1,11	1,45 1,18	1,56 1,22
		K_{Fv}	1,11 1,04	1,33 1,12	1,56 1,22	1,90 1,36	— 1,45
	б	K_{Hv}	1,03 1,01	1,09 1,03	1,17 1,07	1,28 1,11	1,35 1,14
		K_{Fv}	1,03 1,01	1,09 1,03	1,17 1,07	1,28 1,11	1,35 1,14

*Расчитана по формулам приложения к ГОСТ 21354—87 — см.: Буланже А. В., Палочкина Н. В., Фадеев В. З. Проектный расчет на прочность цилиндрических и конических зубчатых передач. МГТУ, 1992.

Примечания: 1. Твердость поверхностей зубьев

$$a - \begin{cases} H_1 \leq 350 \text{ HB}, H_2 \leq 350 \text{ HB}; \\ H_1 \geq 45 \text{ HRC}, H_2 \leq 350 \text{ HB}; \end{cases}$$
$$b - H_1 \geq 45 \text{ HRC}, H_2 \geq 45 \text{ HRC}.$$

2. Верхние числа — прямозубые, нижние — косозубые колеса.

§ 8.6. Расчет прямозубых цилиндрических передач на прочность

Расчет на прочность прямозубых и косозубых цилиндрических передач стандартизован ГОСТ 21354—87. В курсе «Детали машин» изучают основы такого расчета. При этом вводят некоторые упрощения, мало влияющие на результаты расчетов для большинства случаев практики.

Силы в зацеплении. На рис. 8.17 F_n — нормальная сила, направленная по линии зацепления как общей нормали к рабочим поверхностям зубьев. Силы, действующие в зацеплении, принято прикладывать в полюсе зацепления. При этом силу F_n переносят в полюс и раскладывают на окружную F_t и радиальную F_r . Такое разложение удобно при расчете валов и опор. По заданным T и d определяют

$$F_t = 2T_1/d_{w1} \approx 2T_1/d_1 \quad (8.5)$$

и через нее выражают все другие составляющие:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w, \quad F_n = F_t / \cos \alpha_w. \quad (8.6)$$

Расчет прочности зубьев по контактным напряжениям. Исследованиями установлено, что наименьшей контактной усталостью обладает околополюсная зона рабочей поверхности зубьев, где наблюдается однопарное зацепление (см. рис. 8.5). Поэтому расчет контактных напряжений принято выполнять при контакте в полюсе зацепления (рис. 8.18). Контакт зубьев можно рассматривать как контакт двух цилиндров с радиусами ρ_1 и ρ_2 . При этом контактные напряжения определяют по формуле (8.2), а именно:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{qE_{\text{сп}}/\rho_{\text{сп}}}. \quad (8.7)$$

Для прямозубых передач с учетом формул (8.4)...(8.6)

$$q = F_n K_H / b_w = F_t K_H / (b_w \cos \alpha_w) = 2T_1 K_H / (d_{w1} b_w \cos \alpha_w). \quad (8.8)$$

Радиусы кривизны эвольвент зубьев в точке контакта (рис. 8.18)

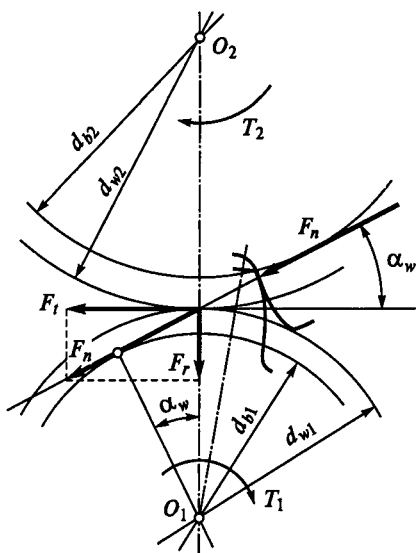


Рис. 8.17

$$\rho_1 = (d_{w1} \sin \alpha_w) / 2; \quad \rho_2 = (d_{w2} \sin \alpha_w) / 2.$$

По формуле (8.3),

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho_{np}} &= \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \pm \frac{2}{d_{w2} \sin \alpha_w} = \\ &= \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \left(1 \pm \frac{1}{u} \right) = \\ &= \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right), \end{aligned} \quad (8.9)$$

где $u = d_{w2}/d_{w1} = z_2/z_1$, знак «+» — для наружного, а «-» — для внутреннего зацепления.

Подставляя в формулу (8.7) и заменяя $\cos \alpha_w \sin \alpha_w = (\sin 2\alpha_w)/2$, получаем

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{np} T_1 K_H}{d_{w1}^2 b_w \sin 2\alpha_w} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)} \leq [\sigma_H]. \quad (8.10)$$

Параметр $u = z_2/z_1$ по ГОСТ 16532—70 называют *передаточным числом* и определяют как отношение большего числа зубьев к меньшему независимо от того, как передается движение: от z_1 к z_2 или от z_2 к z_1 . Это передаточное число u отличается от передаточного отношения i , которое равно отношению угловых скоростей ведущего колеса к ведомому и которое может быть меньше или больше единицы, положительным или отрицательным. Применение u вместо i связано только с принятой формой расчетных зависимостей для контактных напряжений [см. вывод формулы (8.9), где ρ_{np} выражено через d_1 (меньшее колесо), а не через d_2 (большее колесо)]. Величина контактных напряжений, так же как и передаточное число u , не зависит от того, какое колесо ведущее, а величина передаточного отношения i зависит. Однозначное определение u позволяет уменьшить вероятность ошибки при расчете. Передаточное число u относится только к одной паре зубчатых колес. Его не следует применять для обозначения передаточного отношения многоступенчатых редукторов, планетарных, цепных, ременных и других передач. Там справедливо только обозначение i .

Величины расчетных контактных напряжений одинаковы для шестерни и колеса. Поэтому расчет выполняют для того из колес

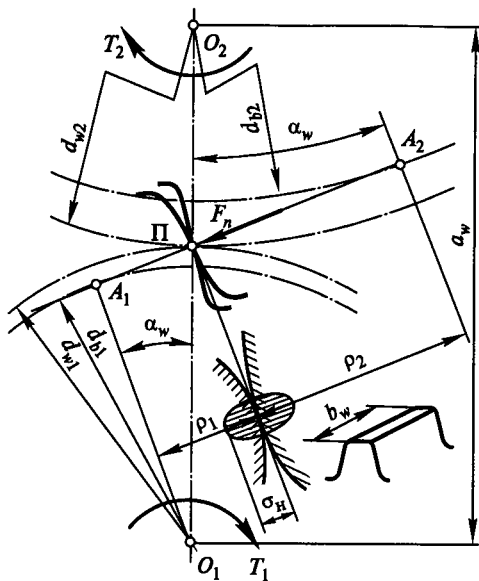


Рис. 8.18

пары, у которого меньше допускаемое напряжение $[\sigma_H]$ — см. ниже (чаще это бывает колесо, а не шестерня).

Формулу (8.10) используют для проверочного расчета, когда все необходимые размеры и другие параметры передачи известны. При проектном расчете необходимо определить размеры передачи по заданным основным характеристикам: вращающему моменту T_1 или T_2 и передаточному числу u .

С этой целью формулу (8.10) решают относительно d_1 или a . Другие неизвестные параметры оценивают приближенно или выбирают по рекомендациям на основе накопленного опыта. В нашем случае принимаем $d_{w1} \approx d_1$; $\alpha_w \approx \alpha = 20^\circ$ ($\sin 2\alpha \approx 0,6428$), $K_{H\alpha} \approx 1,15$ (этот коэффициент зависит от окружной скорости v , которая пока неизвестна, поэтому здесь принята некоторая средняя величина — см. табл. 8.3). При этом из составляющих коэффициента K_H [см. формулу (8.4)] остаются $K_{H\alpha}$ и $K_{H\beta}$. Далее обозначаем $\psi_{bd} = b_w/d_1$ — коэффициент ширины шестерни относительно диаметра.

Подставляя в формулу (8.10) и решая относительно d_1 , находим

$$d_1 = 1,35^3 \sqrt{\frac{E_{np} T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \psi_{bd}} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)}. \quad (8.11)$$

Решая относительно межосевого расстояния a_w , заменим $T_1 \approx T_2/u$; $d_1 = 2a_w/(u \pm 1)$ и вводим $\psi_{ba} = b_w/a_w$ — коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния.

После преобразований с учетом зависимости

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u \pm 1) \quad (8.12)$$

получим

$$a_w = 0,85(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{E_{\text{пр}} T_2 K_{H\alpha} K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}. \quad (8.13)$$

При расчетах передач с цилиндрическими зубчатыми колесами чаще используют формулу (8.13), так как габариты передачи определяет преимущественно межосевое расстояние. По тем же соображениям в формуле (8.13) момент T_1 заменяют на T_2 . Величина момента T_2 на ведомом валу является одной из основных характеристик передачи, интересующих потребителя (обычно указывается в техническом задании).

В приложении к ГОСТ 21354—87 для стальных зубчатых колес формулы (8.11) и (8.13) записаны в виде

$$\left. \begin{aligned} d_1 &= K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)}, \\ a_w &= K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{bd}}}, \end{aligned} \right\} \quad (8.14)$$

где K_d и K_a — вспомогательные коэффициенты, полученные в результате выноса числового значения $E_{\text{пр}}$ из-под знака радикала при $K_{H\alpha} = 1$, в формулах разные единицы одинаковых физических величин: T — в Н·м, d и a_w — в мм, σ_H — в МПа.

Для стальных прямозубых колес $K_d = 780$ (МПа)^{1/3}, $K_a = 490$ (МПа)^{1/3}, для косозубых $K_d = 680$ (МПа)^{1/3}, $K_a = 430$ (МПа)^{1/3}.

Вследствие этих операций не соблюдаются правила независимости расчетных формул от системы единиц физических величин. Поэтому формулы (8.14) нецелесообразно применять в учебном процессе.

Расчет допускаемого напряжения $[\sigma_H]$ см. в § 8.13. Величину $K_{H\beta}$ оценивают по рис. 8.15 в соответствии с заданной (или выбранной) схемой передачи и величиной ψ_{bd} , которую определяют по формуле (8.12), где ψ_{ba} заранее выбирают по рекомендациям табл. 8.4. При выборе учитывают следующее. Увеличение ψ_{ba} или относительной ширины колес позволяет уменьшить габариты и массу передачи, но вместе с этим требует повышенной жест-

кости и точности конструкции. В противном случае возрастает неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца. Может оказаться, что положительное влияние увеличения ширины колес не компенсирует вредного влияния увеличения неравномерности нагрузки. Влияние различных факторов на неравномерность нагрузки рассмотрено в § 8.5.

Таблица 8.4

Редукторы при расположении колес относительно опор (см. рис. 8.13)	Коэффициент ширины колеса	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
		$H_2 \leq 350$ НВ или H_1 и $H_2 \leq 350$ НВ	H_1 и $H_2 > 350$ НВ
Симметричное	ψ_{ba}	0,315...0,5	0,25...0,315
	$\psi_{bd_{max}}$	1,2...1,6	0,9...1,0
Несимметричное	ψ_{ba}	0,25...0,4	0,2...0,25
	$\psi_{bd_{max}}$	1,0...1,25	0,65...0,8
Консольное	ψ_{ba}	0,2...0,25	0,15...0,2
	$\psi_{bd_{max}}$	0,6...0,7	0,45...0,55

Примечания: 1. Для шевронных колес при b_w , равной сумме полушевронов, ψ_{ba} увеличивают в 1,3...1,4 раза. 2. Для подвижных колес коробов скоростей $\psi_{ba} = 0,1...0,2$. 3. Большие величины — для постоянных и близких к ним нагрузок. 4. Для многоступенчатых редукторов, в которых нагрузка увеличивается от ступени к ступени, в каждой последующей ступени величины ψ_{ba} , ψ_{bd} принимают больше на 20...30%, чем в предыдущей. Это способствует хорошему соотношению размеров колес (см. § 8.9). Если при расчете выбирают ψ_{ba} , то расчетную величину b_w проверяют по условию $\psi_{bd} \leq \psi_{bd_{max}}$.

Межосевое расстояние a_w для нестандартных редукторов округляют по ряду: $Ra40$: ...80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130, далее через 10 до 260 и через 20 до 420...

Для стандартных редукторов общего назначения, изготавливаемых специализированными заводами, большое значение имеет ограничение числа типоразмеров корпусных деталей, когда в одном корпусе можно изготовить несколько редукторов с различными характеристиками. С этой целью по ГОСТ 2185—66 установлены основные параметры таких редукторов:

Стандартные межосевые расстояния a_w :

1-й ряд — 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, ...

2-й ряд — 140, 180, 225, 280, 355, 450, ...

Стандартные числовые значения ψ_{ba} : 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25.

Стандартные номинальные передаточные числа u :

1-й ряд — 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0

2-й ряд — 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0; 11,2

Допускаемое отклонение $\pm 4\%$.

Выбор модуля и числа зубьев. В формуле (8.10) модуль и число зубьев непосредственно не участвуют. Они входят в эту формулу

косвенно через d_1 , который определяется произведением mz_1 . Из этого следует, что величина контактных напряжений σ_H не зависит от модуля или числа зубьев в отдельности, а определяется только их произведением или диаметрами колес. По условиям контактной прочности при данном d_1 модуль передачи может быть сколь угодно малым, лишь бы соблюдалось равенство $mz_1 = d_1$.

Минимально допускаемую величину модуля можно определить из условия прочности зубьев на изгиб по формуле (8.20). Однако при таком расчете в большинстве случаев получают зацепления с очень мелкими зубьями, применение которых практически ограничено. Поэтому величину m обычно выбирают, ориентируясь на рекомендации, выработанные практикой, и затем проверяют изгибную прочность зубьев. В этих рекомендациях учитывают следующее.

Мелкомодульные колеса с большим числом зубьев предпочтительны по условиям плавности хода передачи (увеличивается ϵ_α , см. § 8.2) и экономичности. При малых m уменьшаются потери на трение (уменьшается скольжение), сокращается расход материала (уменьшается наружный диаметр $d_a = d + 2h_a^*m$) и экономится станочное время нарезания зубьев (уменьшается объем срезаемого материала).

Крупномодульные колеса с большим объемом зубьев дольше противостоят износу, могут работать длительное время после начала выкрашивания, менее чувствительны к перегрузкам и неоднородности материала (дефекты литья и т. п.). При мелком модуле возрастают требования к точности и жесткости передачи, так как увеличивается возможность поломки зубьев вследствие концентрации нагрузки, в особенности при перегрузках. При ориентировочной оценке величины m можно использовать рекомендации табл. 8.5.

Таблица 8.5

Конструкция	$\psi_m = b_w/m$, не более
Высоконагруженные точные передачи, валы, опоры и корпуса повышенной жесткости:	
$H \leq 350$ HB	45...30
$H > 350$ HB	30...20
Обычные передачи редукторного типа в отдельном корпусе с достаточно жесткими валами и опорами (и другие аналогичные):	
$H \leq 350$ HB	30...20
$H > 350$ HB	20...15
Грубые передачи, например с опорами на стальных конструкциях (крановые и т. п.) или с плохо обработанными колесами (литые), а также открытые передачи, передачи с консольными валами (конические), подвижные колеса коробок скоростей	15...10

Примечание. Меньшие ψ_m — для повторно-кратковременных режимов работы, значительных перегрузок и средних скоростей; большие ψ_m — для длительных режимов работы, небольших перегрузок и высоких скоростей; H — твердость поверхности зубьев колеса.

Выбрав по этой таблице ψ_m , определяют

$$m = b_w / \psi_m, \quad (8.15)$$

где

$$b_w = \psi_{ba} d_1 = \psi_{ba} a_w. \quad (8.16)$$

Модуль m согласуют со стандартом (см. табл. 8.1). Для силовых передач обычно рекомендуют принимать $m \geq 1,0$ мм.

При известном модуле определяют и уточняют все остальные параметры передачи.

Для передач без смещения и при $x_\Sigma = 0$

$$\begin{aligned} d_1 &= 2a/(u \pm 1); \quad z_1 = d_1/m; \quad z_2 = z_1 u; \\ d_2 &= m z_2; \quad a = 0,5 (d_2 \pm d_1). \end{aligned} \quad (8.17)$$

Должно быть $z_1 > z_{\min}$, где z_{\min} — по табл. 8.6.

Для уменьшения шума в быстроходных передачах рекомендуют брать $z_1 \geq 25$. Для окончательного утверждения выбранной величины модуля необходимо проверить прочность по напряжениям изгиба по формуле (8.19).

В случае неудовлетворительного результата изменяют m и уточняют z_1 и z_2 .

При проверке можно получить σ_F значительно меньше $[\sigma_F]$, что не является противоречивым или недопустимым, так как нагрузочная способность большинства передач ограничивается контактной прочностью, а не прочностью на изгиб. Если напряжение σ_F превышает допустимое, то применяют колеса, нарезанные с положительным смещением инструмента, или увеличивают m . Это значит, что в данной передаче (при данных материалах) решающее значение имеет не контактная прочность, а прочность на изгиб. На практике такие случаи встречаются у колес с высокотвердыми зубьями при $H > 50 \dots 60$ HRC (например, цементированные зубья).

Расчет прочности зубьев по напряжениям изгиба. Зуб имеет сложное напряженное состояние (см. рис. 8.10). Наибольшие напряжения изгиба образуются у корня зуба в зоне перехода эвольвенты в галтель. Здесь же наблюдается концентрация напряжений. Для того чтобы по возможности просто получить основные расчетные зависимости с учетом влияния основных параметров на прочность зубьев, рассмотрим вначале приближенный расчет, а затем введем

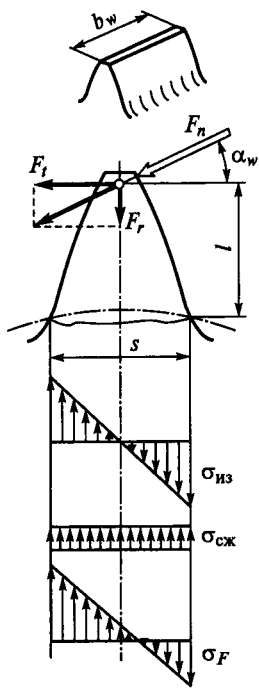


Рис. 8.19

поправки в виде соответствующих коэффициентов. Допустим следующее (рис. 8.19):

1. Нагрузка в зацеплении передается одной парой зубьев и приложена к вершине зуба. Практика подтверждает, что этот худший случай справедлив для 7-й, 8-й и более низких степеней точности, ошибки изготовления которых не могут гарантировать наличие двухпарного зацепления. Например (см. рис. 8.16), ошибки шага приводят к тому, что зубья начинают зацепляться вершинами еще до выхода на линию зацепления. При этом вместо теоретического двухпарного зацепления будет однопарное.

2. Зуб рассматриваем как консольную балку, для которой справедлива гипотеза плоских сечений или методы расчетов, известные из курса «Сопротивление материалов». Фактически зуб подобен выступу, у которого размеры поперечного сечения соизмеримы с его высотой. Точный расчет напряжений в таких элементах выполняют методами теории упругости [35]. Результаты этого расчета используют для уточнения приближенного расчета путем введения теоретического коэффициента концентрации напряжений (см. ниже).

Силу F_n переносим по линии действия на ось симметрии зуба и раскладываем на составляющие F_t и F_r . При этом радиус приложения окружной силы F_t будет несколько больше радиуса начальной окружности. Пренебрегая этой разностью, для расчета сил F_t и F_r сохраняем формулы (8.5) и (8.6). Напряжение в опасном сечении, расположенном вблизи хорды основной окружности,

$$\sigma_F = \sigma_{из} - \sigma_{сж} = F_t l / W - F_r / A,$$

где $W = b_w s^2 / 6$ — момент сопротивления сечения при изгибе; $A = b_w s$ — площадь; b_w , s и l указаны на рис. 8.19.

Знак «-» в формуле указывает, что за расчетные напряжения принимают напряжения на растянутой стороне зуба, так как в большинстве случаев практики именно здесь возникают трещины усталостного разрушения (для стали растяжение опаснее сжатия).

Размеры l и s неудобны для расчетов. Используя геометрическое подобие зубьев различного модуля, их выражают через безразмерные коэффициенты:

$$l' = l/m \text{ и } s' = s/m,$$

где m — модуль зубьев.

После подстановки и введения расчетных коэффициентов получают

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F}{b_w m} \left[\frac{6l'}{(s')^2} - \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{s'} \right] K_T,$$

где K_F — коэффициент расчетной нагрузки (см. § 8.5); K_T — теоретический коэффициент концентрации напряжений.

Далее обозначают

$$Y_{FS} = \left[\frac{6l'}{(s')^2} - \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{s'} \right] K_T \quad (8.18)$$

— коэффициент формы зуба (для наружных зубьев; рис. 8.20).

Для колес с внутренними зубьями приблизительно можно принять $Y_{FS} = 3,5 \dots 4$, большие величины — при меньших z .

При этом для прямозубых передач расчетную формулу записывают в виде

$$\sigma_F = Y_{FS} F_t K_F / (b_w m) \leq [\sigma_F], \quad (8.19)$$

где $[\sigma_F]$ — допускаемое напряжение изгиба (см. § 8.13).

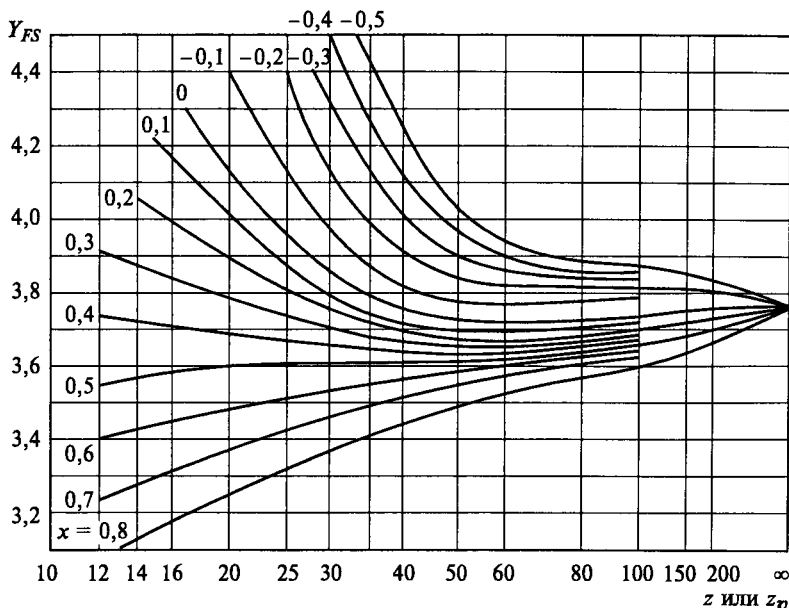


Рис. 8.20

Для проектных расчетов по напряжениям изгиба формулу (8.19) решают относительно модуля путем замены $b_w = \psi_m m$, $F_t = 2T_1/d_1$, $d_1 = z_1 m$, тогда

$$\sigma_F = 2T_1 K_F Y_{FS} / (z_1 \psi_m m^3).$$

И далее, принимая приближенно $K_{F\alpha} = 1,5$ (см. табл. 8.3), получают

$$m = \sqrt[3]{3T_1 K_{F\alpha} K_{F\beta} Y_{FS} / (z_1 \psi_m [\sigma_F])}. \quad (8.20)$$

Величины z_1 и ψ_m задают согласно рекомендациям табл. 8.5.

Из формулы (8.18) следует, что Y_{FS} — безразмерный коэффициент, величина которого зависит только от формы зуба (l' , s' , α_w) и в том числе от формы его галтели (коэффициент K_T). Форма зуба при одинаковом исходном контуре инструмента зависит от числа зубьев z и коэффициента смещения инструмента x . Рассмотрим эту зависимость.

Влияние числа зубьев на форму и прочность зубьев. На рис. 8.21 показано изменение формы зуба в зависимости от числа зубьев колес, нарезанных без смещения с постоянным модулем. При $z \rightarrow \infty$ колесо превращается в рейку и зуб приобретает прямолинейные очертания. С уменьшением z уменьшается толщина зуба у основания и вершины, а также увеличивается кривизна эвольвентного профиля. Такое изменение формы приводит к уменьшению прочности зуба. При дальнейшем уменьшении z появляется подрезание ножки зуба (штриховая линия на рис. 8.21), прочность зуба существенно снижается. При нарезании инструментом реечного типа для прямозубых передач число зубьев на границе подрезания $z_{\min} = 17$.

Функциональная зависимость коэффициента формы зуба Y_{FS} от числа зубьев z хорошо просматривается по кривой $x=0$ на рис. 8.20. Y_{FS} интенсивно уменьшается до $z \approx 40$ и далее остается примерно постоянным.

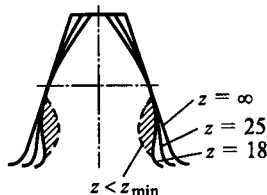


Рис. 8.21

Рассмотренное влияние числа зубьев на прочность справедливо при постоянном модуле, когда с увеличением z увеличиваются и диаметры колес. При постоянных диаметрах с изменением z изменяется модуль m . В этом случае изменяются не только форма, но и размеры зуба. С увеличением z форма улучшается, а размеры уменьшаются (уменьшается m). Уменьшение модуля снижает прочность зуба на изгиб [см. формулу (8.19)].

Смещение инструмента при нарезании зубьев и его влияние на форму и прочность зубьев. На рис. 8.22 изображено два положения инструмента (рейки) при нарезании зубьев: 1 — делительная плоскость рейки (ДП) совпадает с начальной плоскостью (НП) — нарезание без смещения; 2 — инструменту дано положительное смещение x_m . При этом основной d_b и делительный d диаметры колеса не изменяются, так как не изменяется z (НП по-прежнему обкатывается по d , а ДП смещена на x_m). Как видно из чертежа, смещение инструмента вызвало значительное изменение формы зуба. Толщина зуба у основания увеличилась, увеличилась и прочность зуба по напряжениям изгиба. Одновременно с этим заострилась головка зуба. Заострение является одной из причин, ограничивающих величину смещения инструмента. Отрицательное смещение инструмента сопровождается явлениями обратного характера.

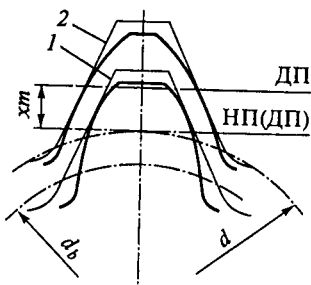


Рис. 8.22

Применяют два типа передач со смещением:

1. Шестерню изготавливают с положительным смещением ($x_1 > 0$), колесо — с отрицательным ($x_2 < 0$), но так, что $|x_1| = |x_2|$ или $x_2 = x_1 + x_2 = 0$.

При любом смещении сумма ширины впадины и толщины зуба по делительной окружности равна шагу p . Одинаковые по величине, но разные по знаку смещения вызывают одинаковые увеличения толщины зуба шестерни и ширины впадины колеса. Поэтому в зацеплении зубчатой пары при $x_2 = 0$ делительные окружности соприкасаются и являются начальными, как в передаче без смещения. Не изменяются также межосевое расстояние a_w и угол зацепления α_w :

$$a_w = a = 0,5(d_1 + d_2); \alpha_w = \alpha = 20^\circ.$$

Изменяется только соотношение высот головок и ножек зубьев.

2. Суммарное смещение x_2 не равно нулю. Обычно $x_2 > 0$, а также $x_1 > 0$ и $x_2 > 0$. При положительных x_1 и x_2 делительная толщина зубьев шестерни и колеса больше $p/2$. Поэтому делительные окружности не могут соприкоснуться. Начальными становятся новые окружности, большие, чем делительные ($d_{w1} > d_1$, $d_{w2} > d_2$; см. рис. 8.4). Межосевое расстояние увеличивается:

$$a_w = 0,5(d_{w1} + d_{w2}) > a = 0,5(d_1 + d_2).$$

При этом увеличивается и угол наклона линии зацепления как общей касательной к основным окружностям, т. е. увеличивается угол

зацепления: $\alpha_w > \alpha = 20^\circ$. Увеличение α_w сопровождается уменьшением коэффициента перекрытия ε_α , что является отрицательным и служит одной из причин, ограничивающих применение больших смещений.

Нарезание со смещением позволяет во многих случаях повысить качество зубчатого зацепления. Применяя смещение, необходимо помнить:

1. Положительное смещение повышает прочность зубьев на изгиб и устраняет подрезание при малом числе зубьев (понижает z_{\min}). Например (см. рис. 8.20), при $z=25$ увеличение x от нуля до $+0,8$ уменьшает Y_{FS} в 1,2 раза. Соответственно уменьшаются и напряжения изгиба σ_F [см. формулу (8.19)]. В соответствии с табл. 8.6 можно понизить z_{\min} от 17 до 8.

2. Увеличение α_w при $x_\Sigma > 0$ повышает контактную прочность [см. формулу (8.10)]. Можно увеличить α_w до 25° и поднять допускаемую нагрузку приблизительно на 20%.

3. При большом числе зубьев у шестерни и колеса смещение малоэффективно, так как форма зуба даже при значительных смещениях почти не изменяется. (У зубчатой рейки, которая подобна колесу при $z = \infty$, смещение совершенно не изменяет форму зуба.)

Передачи со смещением при $x_\Sigma = 0$ применяют при больших u и малых z_1 . В этих условиях смещения $x_1 > 0$ и $x_2 < 0$ выравнивают форму зубьев шестерни и колеса и приближают их к равнопрочности по изгибу.

Таблица 8.6

Коэффициент смещения		Передачи	
шестерни x_1	колеса x_2	прямозубые	косозубые и шевронные
0	0	$z_1 \geq 21$	$z_1 \geq z_{\min} + 2^*$
0,3	-0,3	$14 \leq z_1 \leq 20$	$z_1 \geq z_{\min} + 2$, но не менее 10 и $u \geq 3,5^{**}$. Рекомендация не распространяется на передачи, у которых $H_2 \leq 350$ НВ, а $H_1 - H_2 \leq 70$ НВ
0,5	0,5	$10 \leq z_1 \leq 30^{***}$	

* Ограничение по подрезанию:
 β , град до 12 св. 12 до 17 св. 17 до 21 св. 21 до 24 св. 24 до 28
 z_{\min} 17 16 15 14 13
 β , град св. 28 до 30
 z_{\min} 12

** Ограничение по подрезанию:
 β , град до 10 св. 10 до 15 св. 15 до 20 св. 20 до 25 св. 25 до 30
 z_{\min} 12 11 10 9 8

*** Нижняя предельная величина z_1 , определяемая минимумом $\varepsilon_\alpha = 1,2$ в зависимости от z_2

z_2	16	18...19	20...21	22...24	25...28	29
z_1	16	14	13	12	11	10

Смещения при $x_2 \neq 0$ могут влиять на большее число параметров зацепления. Рекомендации по выбору коэффициентов смещения даны в ГОСТ 16532 — 70. Некоторые из этих рекомендаций приведены в табл. 8.6.

§ 8.7. Особенности расчета косозубых и шевронных цилиндрических передач

Геометрические параметры. У косозубых колес зубья располагаются не по образующей делительного цилиндра, а составляют с ней некоторый угол β (рис. 8.23, где *a* — косозубая передача; *b* — шевронная, и рис. 8.24). Оси колес при этом остаются параллельными. Для нарезания косых зубьев используют инструмент такого же исходного контура, как и для нарезания прямых. Поэтому профиль косоугольного зуба в нормальном сечении *n* — *n* совпадает с профилем прямого зуба. Модуль в этом сечении должен быть также стандартным (см. табл. 8.1).

В торцовом сечении *t* — *t* параметры косоугольного зуба изменяются в зависимости от угла β :

окружной шаг $p_t = p_n / \cos \beta$,

окружной модуль $m_t = m_n / \cos \beta$,

делительный диаметр $d = m_t z = m_n z / \cos \beta$.

Индексы *n* и *t* приписывают параметрам в нормальном и торцовом сечениях соответственно.

Прочность зуба определяют его размеры и форма в нормальном сечении. Форму косоугольного зуба в нормальном сечении принято определять через параметры эквивалентного прямозубого колеса (рис. 8.25).

Нормальное к зубу сечение косоугольного колеса образует эллипс с полуосями $c = r$ и $e = r / \cos \beta$, где $r = d/2$. В зацеплении участвуют зубья, расположенные

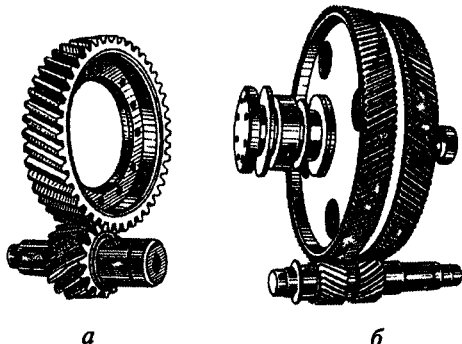


Рис. 8.23

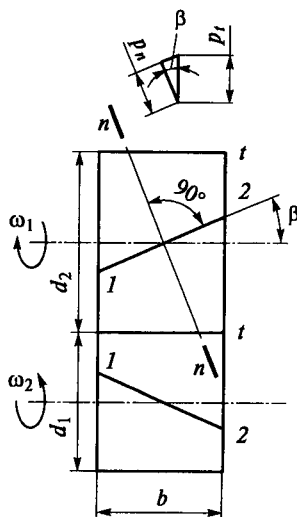


Рис. 8.24

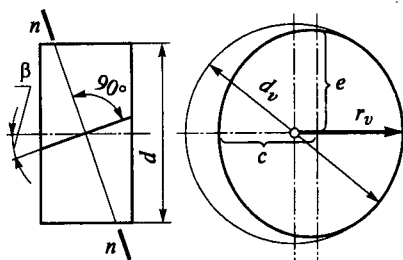


Рис. 8.25

на малой оси эллипса, так как второе колесо находится на расстоянии $c = d/2$. Радиус кривизны эллипса на малой оси (см. геометрию эллипса)

$$r_v = e^2/c = r/\cos^2 \beta.$$

В соответствии с этим форма косога зуба в нормальном сечении определяется эквивалентным прямозубым колесом, диаметр которого

$$d_v = d/\cos^2 \beta \quad (8.21)$$

и число зубьев

$$z_v = d_v/m_n = d/(m_n \cos^2 \beta) = m_z/(m_t \cos^3 \beta),$$

или

$$z_v = z/\cos^3 \beta. \quad (8.22)$$

Пример. При $\beta = 20^\circ$, $d_v = 1,13d$, $z_v = 1,2z$.

Увеличение эквивалентных параметров (d_v и z_v) с увеличением угла β является одной из причин повышения прочности косозубых передач. Вследствие наклона зубьев получается колесо как бы больших размеров или при той же нагрузке уменьшаются габариты передачи. Ниже показано, что косозубые передачи по сравнению с прямозубыми обладают еще и другими преимуществами: многопарность зацепления, уменьшение шума и пр. Поэтому в современных передачах косозубые колеса получили преимущественное распространение.

Многопарность и плавность зацепления. В отличие от прямых косые зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно. Зацепление здесь распространяется в направлении от точек 1 к точкам 2 (см. рис. 8.24). Расположение контактных линий в поле косозубого зацепления изображено на рис. 8.26, а, б* (ср. с рис. 8.5 — прямозубое зацепление). При вращении колес линии контакта перемещаются в поле зацепления в направлении, показанном стрелкой. В рассматриваемый момент времени в зацеплении находится три пары зубьев 1, 2 и 3. При этом пара 2 зацепляется по всей длине

*Точнее, контактные линии расположены не под углом β , а под углом β_b . Разность этих углов невелика, а ее влияние на σ_H не превышает 2%. Поэтому здесь и далее принимаем $\beta_b \approx \beta$.

зубьев, а пары 1 и 3 — лишь частично. В следующий момент времени пара 3 выходит из зацепления и находится в положении 3'. Однако в зацеплении еще остались две пары 2' и 1'. В отличие от прямозубого косозубое зацепление не имеет зоны однопарного зацепления. В прямозубом зацеплении

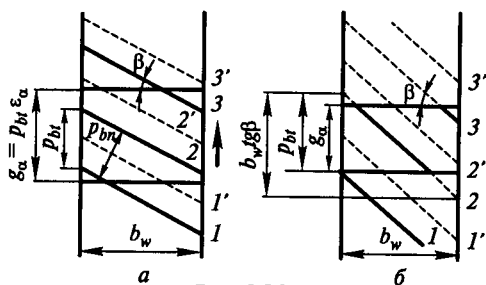


Рис. 8.26

нагрузка с двух зубьев на один или с одного на два передается мгновенно. Это явление сопровождается ударами и шумом. В косозубых передачах зубья нагружаются постепенно по мере захода их в поле зацепления, а в зацеплении всегда находится минимум две пары. Плавность косозубого зацепления значительно понижает шум и дополнительные динамические нагрузки.

Отмеченное преимущество косозубого зацепления становится особенно значительным в быстроходных передачах, так как динамические нагрузки возрастают пропорционально квадрату скорости.

Косозубые колеса могут работать без нарушения зацепления даже при коэффициенте торцового перекрытия $\epsilon_\alpha < 1$, если обеспечено осевое перекрытие $b_w > p_{bt}/\text{tg}\beta$ (рис. 8.26, б). Отношение

$$\epsilon_\beta = b_w \text{tg}\beta / p_{bt} \approx b_w \sin\beta / (\pi m_n) \quad (8.23)$$

называют коэффициентом осевого перекрытия. Рекомендуют принимать $\epsilon_\beta \geq 1,1$.

В косозубом зацеплении нагрузка распределяется на всю суммарную длину контактных линий 1, 2, 3. Удельная нагрузка уменьшается с увеличением суммарной длины контактных линий l_Σ . С помощью рис. 8.26 нетрудно установить, что при ϵ_α , равном целому числу,

$$l_\Sigma = b_w \epsilon_\alpha / \cos\beta \quad (8.24)$$

и l_Σ не изменяется при движении, так как уменьшению линий 3 всегда соответствует равное приращение линии 1. Точно так же l_Σ постоянна при любом ϵ_α , но при ϵ_β , равном целому числу. Если отмеченные условия не соблюдаются, то l_Σ периодически изменяется, а формула (8.24) будет определять среднюю величину, которую принимают за расчетную.

В соответствии с формулой (8.24) l_Σ растет с увеличением β , что выгодно. Однако во избежание больших осевых сил в зацеплении

(см. ниже) рекомендуют принимать $\beta = 8...20^\circ$. Для шевронных колес допускают β до 30° и даже до 40° .

На боковой поверхности косо́го зуба линия контакта располагается под некоторым углом λ (рис. 8.27, а). Угол λ увеличивается с увеличением β . По линии контакта нагрузка распределяется неравномерно. Ее максимум на средней линии зуба, так как при зацеплении серединами зубья обладают максимальной суммарной жесткостью.

При движении зуба в плоскости зацепления линия контакта перемещается в направлении от 1 к 3 (рис. 8.27, б). При этом опасным для прочности может оказаться положение 1, в котором у зуба отламывается угол. Трещина усталости образуется у корня зуба в месте концентрации напряжений и затем распространяется под некоторым углом μ . Вероятность косо́го излома отражается на прочности зубьев по напряжениям изгиба, а концентрация нагрузки q — на прочности по контактным напряжениям.

С наклонным расположением контактной линии связана целесообразность изготовления косозубой шестерни из материала, значительно более прочного (высокопрочного), чем у колеса. Это объясняется следующим. Ножки зубьев обладают меньшей стойкостью против выкрашивания, чем головки, так как у них неблагоприятно сочетание направления скольжения и перекатывания зубьев (см. рис. 8.6 и 8.8). Следовательно, ножка зуба колеса, работающая с головкой зуба шестерни, начнет выкрашиваться в первую очередь. При этом вследствие наклона контактной линии нагрузка (полностью или частично) передается на головку зуба колеса, работающую с ножкой зуба шестерни. Слабая ножка зуба колеса разгружается, и выкрашивание прекращается. Дополнительная нагрузка ножки зуба шестерни не опасна, так как она изготовлена из более стойкого материала. Применение высокопрочной шестерни позволяет дополнительно повысить нагрузочную способность косозубых передач на 25...30%.

Расчет коэффициента торцового перекрытия ϵ_α . Для нефланкированных передач без смещения (для других случаев см. ГОСТ 16532 — 70)

$$\epsilon_\alpha = [0,95 - 1,6(1/z_1 \pm 1/z_2)](1 + \cos\beta) \cos\beta. \quad (8.25)$$

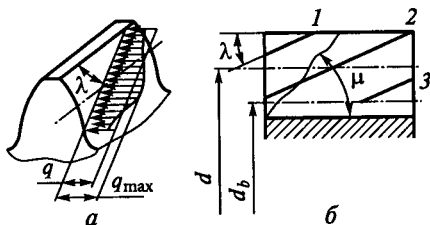


Рис. 8.27

Знак «+» — для внешнего, а «-» — для внутреннего зацепления. Для прямозубых передач рекомендуют $\epsilon_\alpha \geq 1,2$, для косозубых $\epsilon_\alpha \geq 1$. Величина ϵ_α зависит от числа зубьев z и угла наклона зубьев β . С увеличением z увеличивается ϵ_α . Поэтому

выгодно применять колеса с большими z или при заданном диаметре d колеса с малым модулем m . С увеличением β растет окружной шаг p_{bt} , а рабочая длина линии зацепления g_α остается неизменной (см. выше). При этом ε_α уменьшается. Уменьшение ε_α является одной из причин ограничения больших β .

Силы в зацеплении. В косозубой передаче (рис. 8.28, а) нормальную силу F_n раскладывают на три составляющие:

$$\left. \begin{aligned} &\text{окружную силу } F_t = 2T_1/d_1, \\ &\text{осевую силу } F_a = F_t \operatorname{tg} \beta, \\ &\text{радиальную силу } F_r = F'_t \operatorname{tg} \alpha_w = F_t \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta, \\ &\text{в свою очередь, сила} \\ &F_n = F'_t / \cos \alpha_w = F_t / (\cos \alpha_w \cos \beta). \end{aligned} \right\} \quad (8.26)$$

Наличие в зацеплении осевых сил, которые дополнительно нагружают опоры валов, является недостатком косозубых колес. Этот недостаток устраняется в шевронной передаче (см. рис. 8.28, б и 8.23), которая подобна сдвоенной косозубой передаче с противоположным направлением зубьев. Осевые силы здесь уравновешиваются на самом зубчатом колесе.

Расчет прочности зубьев по контактным напряжениям. Для косозубых передач удельная нагрузка с учетом формул (8.4), (8.24) и (8.26)

$$q = F_n K_H / l_\Sigma = F_t K_H / (b \varepsilon_\alpha \cos \alpha).$$

По аналогии с прямозубым колесом, выражая в формуле (8.9) d_{w1} через диаметр эквивалентного колеса d_{v1} [см. формулу (8.21)], получаем

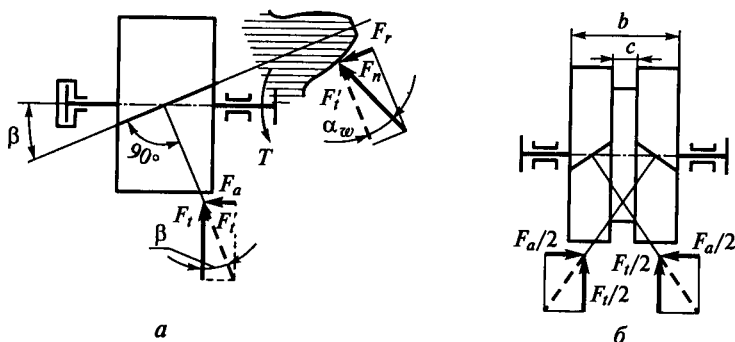


Рис. 8.28

$$\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{2 \cos^2 \beta}{d_{w1} \sin \alpha_w} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right).$$

Сравнивая отношение $q/\rho_{\text{пр}}$ в формуле (8.7) для прямозубых [формулы (8.8) и (8.9)] и косозубых колес, а также учитывая, что у последних отсутствует зона однопарного зацепления, находим

$$(q/\rho_{\text{пр}})_{\text{кос}} = (q/\rho_{\text{пр}})_{\text{прям}} (\cos^2 \beta)/\varepsilon_\alpha$$

или (8.27)

$$(\sigma_H)_{\text{кос}} = (\sigma_H)_{\text{прям}} \sqrt{(\cos^2 \beta)/\varepsilon_\alpha}.$$

Обозначим

$$Z_{H\beta} = \sqrt{(\cos^2 \beta)/\varepsilon_\alpha} \quad (8.28)$$

— коэффициент повышения прочности косозубых передач по контактным напряжениям. В соответствии с формулой (8.10) для косозубых передач получаем

$$\sigma_H = 1,18 Z_{H\beta} \sqrt{\frac{E_{\text{пр}} T_1 K_H}{d_{w1}^2 b_w \sin 2\alpha_w} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)} \leq [\sigma_H]. \quad (8.29)$$

При проектном расчете β и ε_α неизвестны. Поэтому величину $Z_{H\beta}$ в формуле (8.29) предварительно оценивают приближенно. Приняв в среднем $\beta = 12^\circ$ и $\varepsilon_\alpha = 1,5$, получаем $Z_{H\beta} \approx 0,8$, а формулы (8.11) и (8.13) проектного расчета путем умножения числовых коэффициентов на $\sqrt[3]{Z_{H\beta}^2}$ для косозубых передач запишем в виде

$$d_1 \approx 1,2 \sqrt[3]{\frac{E_{\text{пр}} T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \psi_{bd}} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)}, \quad (8.30)$$

$$a_w \approx 0,75 (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{E_{\text{пр}} T_2 K_{H\alpha} K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}. \quad (8.31)$$

Расчет прочности зубьев по напряжениям изгиба. Расчет выполняют по аналогии с прямозубыми передачами с учетом увеличения прочности косозубых передач (см. выше). При этом формулы (8.19) и (8.20) для косозубых передач записываются в виде:

для проверочного расчета

$$\sigma_F = Y_{FS} Y_{F\beta} K_F F_t / (b_w m_n) \leq [\sigma_F], \quad (8.32)$$

для проектного расчета (принимая приближенно $K_{Fv} \approx 1$; см. табл. 8.3)

$$m_n = \sqrt{2T_1 K_{Fa} K_{F\beta} Y_{FS} Y_{F\beta} / (z_1 \psi_m [\sigma_F])}. \quad (8.33)$$

Здесь $Y_{F\beta}$ — коэффициент повышения прочности косозубых передач по напряжениям изгиба:

$$Y_{F\beta} = Y_{\beta} / \epsilon_{\alpha}. \quad (8.34)$$

Коэффициент перекрытия ϵ_{α} [см. формулу (8.25)] учитывает уменьшение нагрузки расчетного зуба ввиду многопарности зацепления. $Y_{\beta} = 1 - \beta^{\circ} / 100 \geq 0,7$ — коэффициент, учитывающий повышение изгибной прочности вследствие наклона контактной линии к основанию зуба и неравномерного распределения нагрузки (см. рис. 8.27). При этом равнодействующая нагрузки приближается к основанию зуба, а изгибающий момент уменьшается. Формула для Y_{β} получена на основании экспериментов. Коэффициент формы зуба Y_{FS} выбирается по графику рис. 8.20, при эквивалентном числе зубьев z_v — по формуле (8.22), а z_1 , ψ_m и β выбирают по табл. 8.5, 8.6.

§ 8.8. Конические зубчатые передачи

Общие сведения и характеристика. Конические зубчатые колеса применяют в передачах, у которых оси валов пересекаются под некоторым углом Σ (рис. 8.29 и 8.30). Наиболее распространены передачи с углом $\Sigma = 90^{\circ}$.

Конические передачи сложнее цилиндрических в изготовлении и монтаже. Для нарезания конических колес требуются специальные станки и специальный инструмент. Кроме допусков на размеры зубьев здесь необходимо выдерживать допуски на углы Σ , δ_1 и δ_2 , а при монтаже обеспечивать совпадение вершин конусов. Выполнить коническое зацепление с той же степенью точности, что и цилиндрическое, значительно труднее. Пересечение осей валов затрудняет размещение опор. Одно из конических колес, как правило, располагают консольно. При этом увеличивается неравномерность распределения нагрузки по длине зуба (см. рис. 8.13, в). В коническом зацеплении действуют осевые силы, наличие которых усложняет конструкцию опор. Все это приводит к тому, что, по опытным данным, нагрузочная способность конической прямозубой передачи составляет лишь около 0,85 цилиндрической. Несмотря на отмеченные недостатки, конические передачи имеют широкое применение, поскольку по условиям компоновки механизмов иногда необходимо располагать валы под углом.

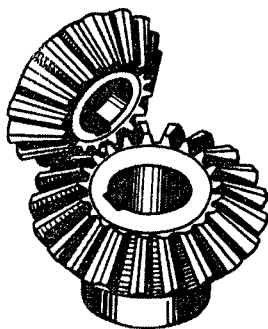


Рис. 8.29

Геометрические параметры. Аналогами начальных и делительных цилиндров цилиндрических передач в конических передачах являются начальные и делительные конусы с углами δ_1 и δ_2 . При коэффициентах смещения инструмента $x_1 + x_2 = 0$ начальные и делительные конусы совпадают. Этот наиболее распространенный вариант рассматривается ниже. Конусы, образующие которых перпендикулярны образующим делительных конусов (см. рис. 8.31), называют *дополнительными конусами*. Сечение зубьев дополнительным конусом называют *торцовым сечением*.

Различают *внешнее, внутреннее и среднее торцовые сечения*. Размеры, относящиеся к внешнему торцовому сечению, сопровождают индексом e , например d_e , R_e и др. Размеры в среднем сечении сопровождают индексом m : d_m , R_m и др.; R_e и R_m — внешнее и среднее конусные расстояния, b — ширина зубчатого венца.

Размеры по внешнему торцу удобнее для измерения, их указывают на чертежах. Размеры в среднем сечении используют при силовых расчетах. Зависимости размеров в среднем и торцовом сечениях:

$$R_e = R_m + 0,5b, \quad d_e = d_m R_e / R_m, \quad m_{te} = m_{tm} R_e / R_m. \quad (8.35)$$

Для прямозубых передач торцовое t и нормальное n сечения со-

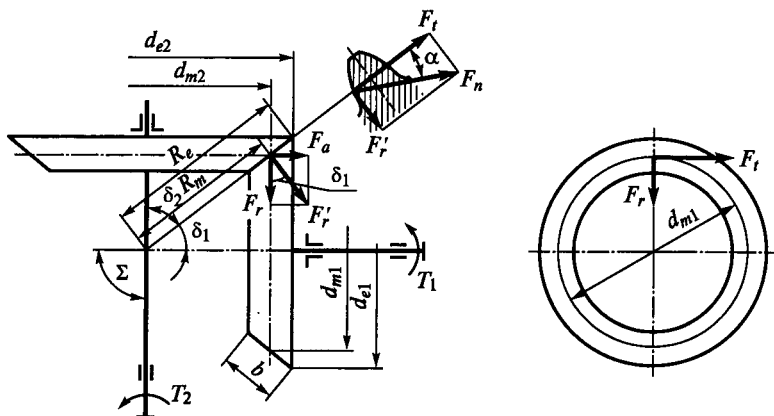


Рис. 8.30

впадают. При этом $m_{te} = m_{ne}$ округляют до стандартного (см. табл. 8.1*).

Передаточное число. Как и у цилиндрических передач,

$$u = d_2/d_1 = z_2/z_1.$$

Кроме того, выразив d_1 и d_2 через конусное расстояние R и углы делительных конусов δ_1 и δ_2 , получим

$$\left. \begin{aligned} u &= \sin \delta_2 / \sin \delta_1 \\ \text{и при } \Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ \quad u &= \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1. \end{aligned} \right\} \quad (8.36)$$

Формулы (8.36) используют для определения углов δ_1 и δ_2 .

Силы в зацеплении прямозубой конической передачи. В зацеплении конической передачи действуют силы: окружная F_t , радиальная F_r и осевая F_a . Зависимость между этими силами нетрудно установить с помощью рис. 8.30, где силы изображены приложенными к шестерне.

По нормали к зубу действует сила F_n , которую раскладывают на F_t и F_r' . В свою очередь, F_r' раскладывается на F_a и F_r . Здесь

$$\left. \begin{aligned} F_t &= 2T_1/d_{m1}, \\ F_n &= F_t / \cos \alpha, \quad F_r' = F_t \operatorname{tg} \alpha, \\ F_r &= F_r' \cos \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1, \\ F_a &= F_r' \sin \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1. \end{aligned} \right\} \quad (8.37)$$

Для колеса направление сил противоположно. При этом F_a — радиальная сила, а F_r — осевая.

Приведение прямозубого конического колеса к эквивалентному прямозубому цилиндрическому. Параметры эквивалентных колес используют при расчетах на прочность. Форма зуба конического колеса в нормальном сечении дополнительным конусом φ_1 (рис. 8.31) такая же, как у цилиндрического прямозубого колеса. Эквивалентное цилиндрическое колесо получим как развертку допол-

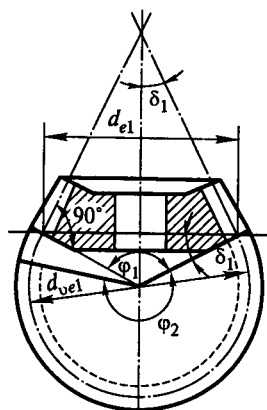


Рис. 8.31

*Допускают применение нестандартных модулей, если это не связано с применением специального инструмента.

нительного конуса, которая ограничена углом φ_2 . Диаметры эквивалентных колес

$$d_{ve1} = d_{e1} / \cos \delta_1; \quad d_{ve2} = d_{e2} / \cos \delta_2. \quad (8.38)$$

Выражая диаметры через z и m , запишем $z_{v1}m_e = z_1m_e / \cos \delta_1$ или числа зубьев эквивалентных колес

$$z_{v1} = z_1 / \cos \delta_1, \quad z_{v2} = z_2 / \cos \delta_2. \quad (8.39)$$

Расчет зубьев прямозубой конической передачи по напряжениям изгиба. Размеры поперечных сечений зуба конического колеса изменяются пропорционально расстоянию этих сечений от вершины конуса (рис. 8.32, а). Все поперечные сечения зуба геометрически подобны. При этом удельная нагрузка q распределяется неравномерно по длине зуба. Она изменяется в зависимости от деформации и жесткости зуба в различных сечениях. Можно доказать, что нагрузка распределяется по закону треугольника, вершина которого совпадает с вершиной делительного конуса, и что напряжения изгиба одинаковы по всей длине зуба.

При геометрическом подобии зубьев в различных сечениях их жесткость, как консольных балок, постоянна по всей ширине колеса. Для оценки деформации положим, что зубья колеса 2 абсолютно жесткие, а зубья колеса 1 податливые. При заторможенном колесе 2 нагруженное колесо 1 повернется на угол $\Delta\varphi$ вследствие податливости зубьев. Прогиб зубьев в различных сечениях равен $r\Delta\varphi$, где r — радиус в соответствующем сечении. При постоянной жесткости нагрузка пропорциональна деформациям или в нашем случае радиусам r , которые, в свою очередь, пропорциональны расстояниям от вершины делительного конуса (рис. 8.32, б). Если модуль зубьев и нагрузка изменяются одинаково, то напряжения изгиба остаются постоянными [см. формулу (8.19)] по всей длине зуба.

Это позволяет вести расчет по любому из сечений. На практике за расчетное сечение принято среднее сечение зуба с нагрузкой q_m .

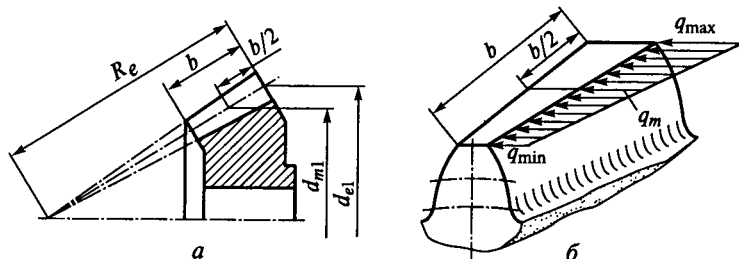


Рис. 8.32

По аналогии с прямозубой цилиндрической передачей [формула (8.19)] запишем

$$\sigma_F = Y_{FS} F_t K_F / (\theta_F b m_m) \leq [\sigma_F], \quad (8.40)$$

где для прямозубой передачи $\theta_F \approx 0,85$ — опытный коэффициент, характеризующий понижение прочности конической прямозубой передачи по сравнению с цилиндрической (см. с. 157), m_m — модуль в среднем нормальном сечении зуба.

Коэффициент формы зуба Y_{FS} определяют по графику рис. 8.20 в соответствии с эквивалентным числом зубьев z_e [см. формулу (8.39)]. Коэффициент нагрузки K_F см. ниже.

Расчет зубьев прямозубой конической передачи по контактным напряжениям. Для конического зацепления ρ_{np} в формуле (8.7) определяют по диаметрам эквивалентных колес. Согласно формулам (8.38), для среднего сечения зуба получим

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{2 \cos \delta_1}{d_{m1} \sin \alpha} + \frac{2 \cos \delta_2}{d_{m2} \sin \alpha} = \frac{2}{d_{m1} \sin \alpha} \left(\cos \delta_1 + \frac{\cos \delta_2}{u} \right).$$

Учитывая связь тригонометрических функций и формулу (8.36), находим

$$\cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{tg^2 \delta_2 + 1}} = \frac{1}{\sqrt{u^2 + 1}}; \quad \cos \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{tg^2 \delta_1 + 1}} = \frac{u}{\sqrt{u^2 + 1}}.$$

После подстановки и несложных преобразований запишем

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{2}{d_{m1} \sin \alpha} \left(\frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \right). \quad (8.41)$$

На основании формулы (8.41) можно отметить, что приведенный радиус кривизны в различных сечениях зуба конического колеса изменяется пропорционально диаметрам этих сечений или расстоянию от вершины начального конуса. Ранее было сказано, что удельная нагрузка q также пропорциональна этим расстояниям. Следовательно, отношение q/ρ_{np} постоянно для всех сечений зуба. При этом постоянными остаются и контактные напряжения по всей длине зуба, что позволяет производить расчет по любому сечению (в данном случае по среднему). Удельная нагрузка в этом сечении (рис 8.32)

$$q_m = (q_{\max} + q_{\min})/2 = F_t K_H / (b \cos \alpha). \quad (8.42)$$

Сравнивая формулы (8.41) и (8.42) с аналогичными формулами (8.8) и (8.9) для прямозубых цилиндрических передач, отмечаем, что

формулы для q совпадают, а для $1/\rho_{\text{пр}}$ различаются только числителями: $\sqrt{u^2+1}$ вместо $(u+1)$. Учитывая это различие, переписываем формулу (8.10) для проверочного расчета прямозубых конических передач в виде

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{\text{пр}} T_1 K_H}{\theta_H d_{m1}^2 b \sin 2\alpha} \left(\frac{\sqrt{u^2+1}}{u} \right)} \leq [\sigma_H], \quad (8.43)$$

где $\theta_H = 0,85$ — опытный коэффициент (см. ранее о коэффициенте θ_F).

Для проектного расчета формулу (8.43) преобразуют. При этом учитывают, что основными габаритными размерами для конических передач являются d_{e2} и R_e , а нагрузка характеризуется моментом T_2 на ведомом валу. Вводят эти параметры в формулу (8.43) и после преобразований получают

$$d_{e2} = 1,7 \sqrt[3]{\frac{E_{\text{пр}} T_2 u K_{H\beta}}{\theta_H [\sigma_H]^2 (1 - K_{be}) K_{be}}}, \quad (8.44)$$

где $K_{be} = b/R_e$ — коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния. Рекомендуют $K_{be} \leq 0,3$. Меньшие величины для неприрабатывающихся зубьев (H_1 и $H_2 > 350$ НВ и $v > 15$ м/с).

Наиболее распространено $K_{be} = 0,285$. При этом

$$d_{e2} \approx 2,9 \sqrt[3]{E_{\text{пр}} T_2 u K_{H\beta} / (\theta_H [\sigma_H]^2)}. \quad (8.45)$$

В формулах (8.44) и (8.45) принято: $\alpha = 20^\circ$, $K_{H\alpha} \approx 1,15$ (см. табл. 8.3), $(1 - 0,5K_{be})^2 \approx 1,03(1 - K_{be})$. При выводе формул учтены геометрические зависимости:

$$d_{m1} = d_{m2}/u = d_{e2} R_m / (R_e u) = d_{e2} (R_e - 0,5b) / (R_e u) = d_{e2} (1 - 0,5K_{be}) / u;$$

$$T_1 = T_2 / u;$$

$$b = K_{be} R_e = K_{be} 0,5 d_{e2} / \cos \delta_1 = (K_{be} 0,5 d_{e2} \sqrt{u^2+1}) / u.$$

Коэффициенты расчетной нагрузки $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta}$ и $K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta}$, где $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ определяют по табл. 8.3, при этом для прямозубой передачи точность условно понижают на одну степень против фактической, а для передач с круговым зубом — как для косозубой цилиндрической передачи той же степени точности. $K_{H\beta}$ — по графикам рис. 8.33 [20]. На рис. 8.33 номера кривых соответствуют схемам передач (рис. 8.33, а), 1ш — шариковые, 1р — роликовые опоры; рис. 8.33, б — при твердости рабочих поверхностей зубьев

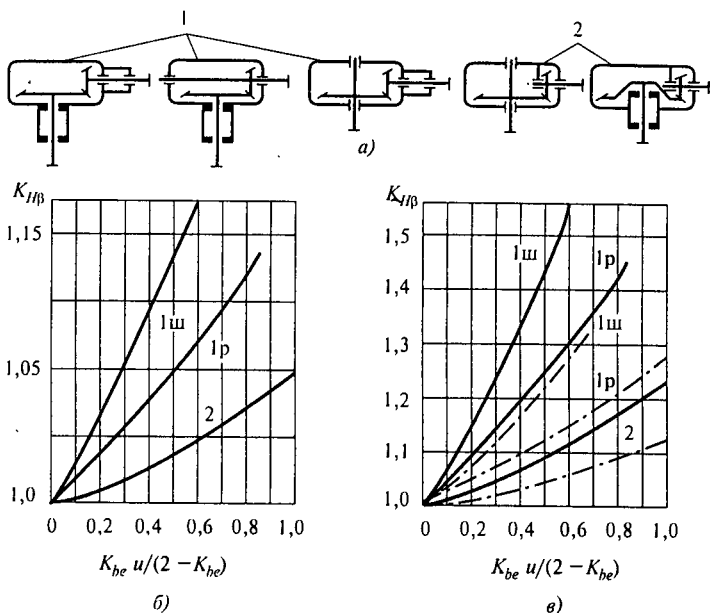


Рис. 8.33

хотя бы у одного из колес пары $H \leq 350$ НВ; рис. 8.33, в — при H_1 и $H_2 > 350$ НВ; сплошные линии для прямозубых передач, штрихпунктирные для передач с круговыми зубьями (для этих передач при $H_2 \leq 350$ НВ принимают $K_{H\beta} = 1$).

$K_{F\beta} = 1 + 1,5 (K_{H\beta} - 1)$ — эта формула учитывает более благоприятное влияние приработки на контактную прочность, чем на изгибную, и более тяжелые последствия поломки зубьев [20].

Методика определения модуля, числа зубьев и других исполнительных размеров передачи аналогична методике определения этих параметров для цилиндрических колес (см. также пример расчета).

§ 8.9. Конические передачи с непрямыми зубьями

Из различных типов конических колес с непрямыми зубьями на практике получили распространение колеса с косыми или тангенциальными зубьями (рис. 8.34) и колеса с круговыми зубьями (рис. 8.35).

Тангенциальный зуб направлен по касательной к некоторой воображаемой окружности радиусом e и составляет с образующей конуса угол β_n .

Круговой зуб располагается по дуге окружности a , по которой движется инструмент при нарезании зубьев. Угол наклона круго-

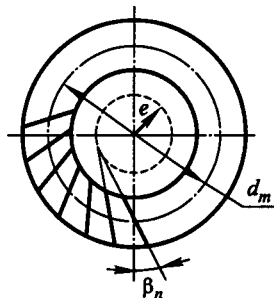
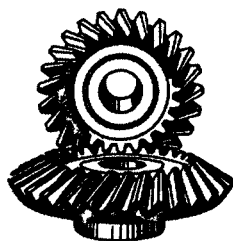


Рис. 8.34

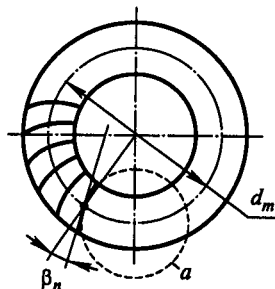
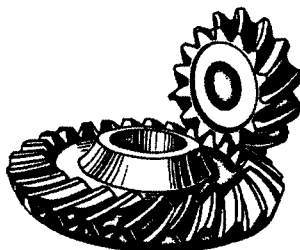


Рис. 8.35

вого зуба переменный. За расчетный угол принимают угол на окружности среднего диаметра колеса, как угол между касательной к окружности и образующей конуса в данной точке. Для колес с тангенциальным зубом $\beta_n \leq 25 \dots 30^\circ$ и $\beta_n \approx 35^\circ$ для колес с круговым зубом.

Преимущественное применение получили колеса с круговыми зубьями. Они менее чувствительны к нарушению точности взаимного расположения колес, их изготовление проще и производится на специальных станках для нарезания и шлифования этих колес в условиях как массового, так и мелкосерийного производства. Назначение непрямого зуба в конических передачах то же, что и косоуго зуба у цилиндрических передач.

Силы в зацеплении. Определяют по формулам*:

окружная сила

$$F_t = 2T_1/d_{m1}, \quad (8.46)$$

радиальная сила

$$F_r = (F_t/\cos \beta_n) (\operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 \pm \sin \beta_n \sin \delta_1), \quad (8.47)$$

*Вывод этих формул здесь не дается; его можно проделать, используя выводы для косозубых цилиндрических и прямозубых конических колес.

$$F_a = (F_t / \cos \beta_n) (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 \pm \sin \beta_n \cos \delta_1). \quad (8.48)$$

В последних формулах знак зависит от направления внешнего момента, приложенного к валу шестерни, и линии наклона зуба как винтовой линии. Верхние знаки — направления момента (при наблюдении с внешнего торца) и винтовой линии зуба — совпадают, нижние — не совпадают.

Расчет прочности конических колес с непрямыми зубьями выполняют по параметрам биеквивалентных цилиндрических прямозубых колес*. Используя зависимости (8.38), (8.39) для конических прямозубых колес и (8.21), (8.22) для цилиндрических косозубых колес, можно записать: диаметр и число зубьев биеквивалентного колеса

$$d_{vn} = d_e / (\cos \delta \cos^2 \beta_n), \quad z_{vn} = z / (\cos \delta \cos^3 \beta_n). \quad (8.49)$$

Прочность по напряжениям изгиба. Рассчитывают по формуле (8.40), в которой Y_{FS} — по графику рис. 8.20 в зависимости от z_{vn} [см. формулу (8.49)]; θ_F — по рекомендациям (см. ниже).

Контактная прочность. Рассчитывают по формуле (8.43) при проверочном расчете и формулам (8.44) или (8.45) при проектном расчете, где для передач с круговыми зубьями рекомендуют:

Твердость	H_1 и $H_2 \leq$	$H_1 \geq 45$ HRC	H_1 и $H_2 \geq$
	≤ 350 HB	$H_2 \leq 350$ HB	≥ 45 HRC
θ_H	$1,22 + 0,21u$	$1,13 + 0,13u$	$0,81 + 0,15u$
θ_F	$0,94 + 0,08u$	$0,85 + 0,04u$	$0,65 + 0,11u$

Напомним, что для прямозубых передач $\theta_H = \theta_F \approx 0,85$. Сравнивая, отмечаем, что *нагрузочная способность передач с круговыми зубьями в среднем в 1,4...1,5 раза больше.*

Модуль и число зубьев. В общем случае рекомендуют $z_{vn1} \geq z_{min} = 17$ — условие отсутствия подрезания; $m_{te} \geq b/10$. Последнее условие предусматривает уменьшение размеров или модуля зуба с увеличением b и K_{be} при приближении к вершине конуса, что может привести к поломке при перекосе зубьев.

Учитывая особое значение выбора m и z , для конических передач разработаны специальные рекомендации (рис. 8.36, *a* — для прямозубых, рис. 8.36, *б* — с круговым зубом). По величине z'_1 определяют:

*Термин «биеквивалентный» связан с двойным приведением параметров: как конического и как косозубого колеса.

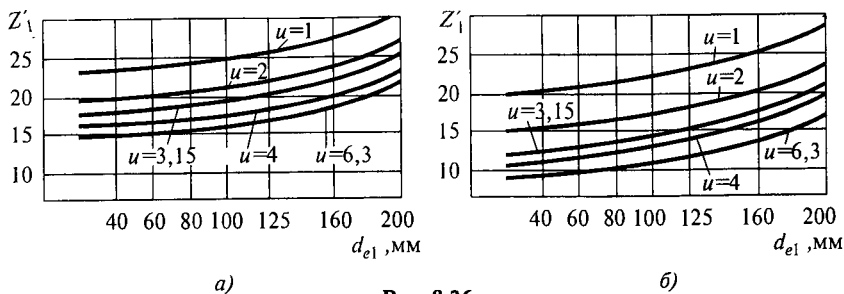


Рис. 8.36

$$\begin{aligned}
 z_1 &= 1,6z'_1 && \text{при } H_1 \text{ и } H_2 \leq 350 \text{ НВ,} \\
 z_1 &= 1,3z'_1 && \text{при } H_1 \geq 45 \text{ HRC и } H_2 \leq \\
 & && \leq 350 \text{ НВ,} \\
 z_1 &= z'_1 && \text{при } H_1 \text{ и } H_2 \geq 45 \text{ HRC.}
 \end{aligned}$$

По z_1 определяют $m_{im} = d_{m1}/z_1$ и $m_{nm} = m_{im} \cos \beta_n$. Рекомендуется величины m_{nm} для круговых зубьев и m_{ie} для прямых зубьев согласовывать с ГОСТ (см. табл. 8.1).

Коэффициент смещения x . В конических передачах с $u > 1$ для повышения сопротивления заеданию рекомендуют [20] выполнять шестерню с положительным смещением ($x_1 > 1$), а колесо с равным по абсолютной величине отрицательным смещением ($x_2 = -x_1$). Величины x_1 для прямозубых и x_{n1} для передач с круговыми зубьями определяют по таблицам ГОСТ 19624—74 и 19326—73 или по формуле ЭНИМС:

$$x_1 = x_{n1} = 2(1 - 1/u^2) \sqrt{(\cos^3 \beta_n)/z_1}. \quad (8.50)$$

§ 8.10. Передаточное отношение одноступенчатых и многоступенчатых зубчатых передач

По массе и габаритам передачи невыгодно выполнять большие передаточные отношения в одной ступени (рис. 8.37, где изображены сравнительные габариты одноступенчатого и двухступенчатого редуктора с $i = 10$).

Практикой выработаны следующие рекомендации:

одноступенчатые цилиндрические i до 8; одноступенчатые конические i до 4 (в коническо-цилиндрических редукторах i конической $< i$ цилиндрической); цилиндрические двухступенчатые i до 45 (максимум до 60); трехступенчатые i до 200 (максимум до 300); многоступенчатые $i = u_1 u_2 \dots$

Масса и габариты редуктора в значительной степени зависят от того, как распределено передаточное отношение по ступеням пере-

дачи. Лучшие показатели имеют редукторы, у которых диаметры колес (а не шестерен) всех ступеней близки между собой. При этом также выполняются и условия смазки погружением колес в общую масляную ванну. Для уменьшения потерь на перемешивание и разбрызгивание масла быстроходные колеса желательно погружать в масло на меньшую глубину, чем тихоходные (рис. 8.37). Обычно рекомендуют погружать быстроходные колеса не более чем на двойную высоту зуба, а тихоходные — не более одной трети радиуса.

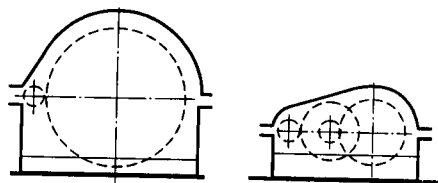


Рис. 8.37

Так как быстроходная ступень нагружена меньше, чем тихоходная, то для получения близких диаметров колес передаточное число первой (быстроходной) ступени рекомендуют брать больше, чем второй, при одновременном увеличении коэффициента ширины колес ψ_{ba} от быстроходной к тихоходной ступени. Ориентировочные рекомендации по распределению передаточных чисел приведены на рис. 8.38. График построен по условию минимальной массы зубчатых колес при одинаковых или близких допускаемых напряжениях во всех ступенях передачи (дополнительные сведения см. [16]).

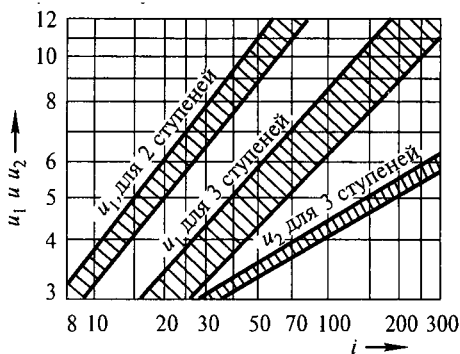


Рис. 8.38

В первом приближении передаточные числа выбирают в пределах заштрихованных зон. Окончательное решение принимают после оценки результатов расчета и вычерчивания конструктивной схемы редуктора.

§ 8.11. Коэффициент полезного действия, охлаждение и смазка

КПД зубчатой передачи

$$\eta = P_2/P_1 = 1 - P_r/P_1,$$

где P_1 и P_2 — мощности на входе и выходе; P_r — мощность, потерянная в передаче.

В свою очередь,

$$P_r = P_3 + P_n + P_r.$$

Здесь P_3 , P_n , P_r — соответственно мощности, потерянные на трение в зацеплении, трение в подшипниках, разбрызгивание и перемешивание масла (так называемые гидравлические потери).

Обозначив $\psi_3 = P_3/P_1$ — коэффициент потерь в зацеплении, $\psi_n = P_n/P_1$ — коэффициент потерь в подшипниках, $\psi_r = P_r/P_1$ — коэффициент гидравлических потерь, можно записать

$$\eta = 1 - (\psi_3 + \psi_n + \psi_r) \text{ или } \eta = \eta_3 \eta_n \eta_r. \quad (8.51)^*$$

Потери в зацеплении составляют обычно главную часть потерь передачи. Величину ψ_3 для некорректированных зацеплений можно приближенно оценить по формуле

$$\psi_3 = 2,3f(1/z_1 \pm 1/z_2), \quad (8.52)$$

где $f \approx 0,06 \dots 0,1$ — коэффициент трения в зацеплении; знак «+» — для наружного, а «-» — для внутреннего зацепления. Средние ориентировочные величины $\psi_3 = 0,015 \dots 0,03$. Сумма $\psi_n + \psi_r \approx 0,015 \dots 0,03$.

Раздельное измерение потерь связано с большими трудностями. Поэтому на практике обычно определяют суммарные потери в передаче. Для приближенных расчетов можно использовать следующие ориентировочные величины КПД одной ступени зубчатого редуктора на подшипниках качения при номинальной нагрузке:

Тип передачи	Закрытые передачи при жидкой смазке и степени точности		Открытые при густой (пластичной) смазке
	6-й и 7-й	8-й и 9-й	
Цилиндрическая	0,99...0,98	0,975...0,97	0,96...0,95
Коническая	0,98...0,96	0,96...0,95	0,95...0,94

В многоступенчатых передачах

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \dots \quad (8.53)$$

Например, для передачи по рис. 8.43 $\eta \approx 0,97 \cdot 0,97 = 0,94$; для передачи по рис. 8.44 $\eta \approx 0,96 \cdot 0,97 = 0,93$.

Приведенные выше величины КПД справедливы при работе передачи в зоне расчетной нагрузки. При уменьшении полезной

*При записи второй формулы (8.51) учтено, что мощность последовательно уменьшается до $P_1 \eta_3$, затем $P_1 \eta_3 \eta_n$ и $P_1 \eta_3 \eta_n \eta_r = P_2 = P_1 \eta$.

нагрузки КПД снижается и становится равным нулю при холостом ходе. Это связано с возрастанием относительного значения так называемых постоянных потерь, не зависящих от полезной нагрузки. К ним относятся гидравлические потери, потери в уплотнениях подшипниковых узлов и т. п. Работа, потерянная в редукторе, превращается в теплоту и при неблагоприятных условиях охлаждения и смазки может вызвать перегрев редуктора. Вопросы теплового расчета, охлаждения и смазки являются общими для зубчатых и червячных передач. Поэтому они излагаются совместно в § 9.9.

§ 8.12. Материалы и термообработка

Практикой эксплуатации и специальными исследованиями установлено, что нагрузка, допускаемая по контактной прочности зубьев, определяется в основном твердостью материала. Высокую твердость в сочетании с другими характеристиками, а следовательно, малые габариты и массу передачи можно получить при изготовлении зубчатых колес из сталей, подвергнутых термообработке. *Сталь в настоящее время — основной материал для изготовления зубчатых колес и в особенности для зубчатых колес высоконагруженных передач.* Стали, рекомендуемые для зубчатых колес, виды их термообработки и механические характеристики приведены в табл. 8.7.

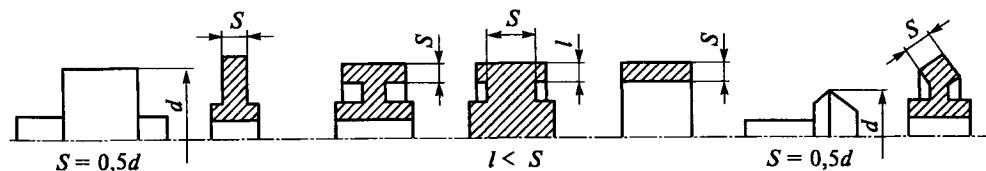
В зависимости от твердости (или термообработки) стальные зубчатые колеса разделяют на две основные группы: твердостью $H \leq 350$ НВ — зубчатые колеса, нормализованные или улучшенные; твердостью $H > 350$ НВ — с объемной закалкой, закалкой ТВЧ, цементацией, азотированием и др. Эти группы различны по технологии, нагрузочной способности и способности к приработке.

Твердость материала $H \leq 350$ НВ позволяет производить чистовое нарезание зубьев после термообработки. При этом можно получать высокую точность без применения дорогих отделочных операций (шлифовки, притирки и т. п.). Колеса этой группы хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках. Для лучшей приработки зубьев твердость шестерни рекомендуют назначать больше твердости колеса не менее чем на 10...15 единиц:

$$H_1 \geq H_2 + (10...15) \text{ НВ.} \quad (8.54)$$

Технологические преимущества материала при $H \leq 350$ НВ обеспечили ему широкое распространение в условиях индивидуального и мелкосерийного производства, в мало- и средненагруженных передачах, а также в передачах с большими колесами, термическая обработка которых затруднена.

Таблица 8.7



Марка стали*	Размер сечения S , мм, не более	Механические свойства (при поверхностной закалке σ_B и σ_T относятся к сердцевине)				Термообработка	Ориентировочный режим термообработки (З — закалка; О — отпуск с указанием температуры нагрева и охлаждающей среды; М — масло, В — вода; Н — нормализация)
		твёрдость Н**		предел прочности σ_B , МПа	предел текучести σ_T , МПа		
		поверхности	сердцевины				
<i>Заготовка-поковка (штамповка или прокат)</i>							
40	60	192...228 НВ	—	700	400	Улучшение	З, 840...860 °С, В, О, 550...620 °С
45	80	170...217 НВ	—	600	340	Нормализация	Н, 850...870 °С,
	100	192...240 НВ	—	750	450	Улучшение	З, 820...840 °С, В, О, 560...600 °С
50	60	241...285 НВ	—	850	580	»	З, 820...840 °С, В, О, 520...530 °С
	80	179...228 НВ	—	640	350	Нормализация	Н, 840...860 °С
	80	228...255 НВ	—	700...800	530	Улучшение	З, 820...840 °С, О, 560...620 °С
40X	100	230...260 НВ	—	850	550	»	З, 830...850 °С, О, 540...580 °С
	60	260...280 НВ	—	950	700	»	З, 830...850 °С, О, 500 °С
	60	50...59 HRC	26...30 HRC	1000	800	Азотирование	То же, с последующим мягким азотированием
45X	100	230...280 НВ	—	850	650	Улучшение	З, 840...860 °С, М, О, 580...640 °С
	100...300	163...269 НВ	—	750	500	»	То же
40XH	300...500	163...269 НВ	—	700	450	»	»
	100	230...300 НВ	—	850	600	»	З, 820...840 °С, М, О, 560...600 °С
	100...300	≥241 НВ	—	800	580	»	То же

40XH	40	48...54 HRC	—	1600	1400	Закалка	3, 820...840 °С, М, О, 180...200 °С
35XM	100	241 HB	—	900	800	Улучшение	3, 850...870 °С, М, О, 600...650 °С
	50	269 HB	—	900	800	»	То же
	40	45...53 HRC	—	1600	1400	Закалка	3, 850...870 °С, М, О, 200...220 °С
40XH2MA	80	≥ 302 HB	—	1100	900	Улучшение	3, 830...850 °С, М, О, 600...620 °С
	300	≥ 217 HB	—	700	500	»	То же
30XГСА	150	235 HB	—	≥ 760	≥ 500	»	3, 850...880 °С, М, О, 640...660 °С
	60	270 HB	—	980	880	»	3, 850...880 °С, М, О, 500 °С
	40	310 HB	—	1100	960	»	То же
	30	46...53 HRC	—	1700...1950	1350... ...1600	Закалка	3, 860...880 °С, М, О, 200...250 °С
20X	60	56...63 HRC	—	650	400	Цементация	3, О
12XH3A	60	56...63 HRC	—	900	700	»	3, О
25XГТ	—	58...63 HRC	—	1150	950	»	3, О
38XMЮA	—	57...67 HRC	30...35 HRC	1050	900	Азотирование	Заготовка-улучшение

Стальное литье

45 Л	—	—	—	550	320	Нормализация	Н, О
30XНМЛ	—	—	—	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.

** При нормализации, улучшения и объемной закалке твердости поверхности и сердцевины близки. Ориентировочно $H \approx (0,285\sigma_B) HB$.

При $H > 350$ НВ (вторая группа материалов) твердость выражается обычно в единицах Роквелла — HRC ($1HRC \approx 10$ НВ, точнее см. рис. 8.40).

Специальные виды термообработки позволяют получить твердость $H = (50...60)$ HRC. При этом (см. табл. 8.8) допускаемые контактные напряжения увеличиваются до двух раз, а нагрузочная способность передачи — до четырех раз [см. формулу (8.11)] по сравнению с нормализованными или улучшенными сталями. Возрастают также износостойкость и стойкость против заедания.

Применение высокотвердых материалов является большим резервом повышения нагрузочной способности зубчатых передач. Однако с высокой твердостью связаны некоторые дополнительные трудности:

1. Высокотвердые материалы плохо прирабатываются, поэтому они требуют повышенной точности изготовления, повышенной жесткости валов и опор, желательна фланкировка зубьев прямозубых колес.

2. Нарезание зубьев при высокой твердости затруднено, поэтому термообработку выполняют после нарезания. Некоторые виды термообработки (объемная закалка, цементация) сопровождаются значительным короблением зубьев. Для исправления формы зубьев требуются дополнительные операции: шлифовка, притирка, обкатка и т. п. Эти трудности проще преодолеть в условиях крупносерийного и массового производства, когда окупаются затраты на специальное оборудование, инструменты и приспособления. В изделиях крупносерийного и массового производства применяют, как правило, колеса с высокотвердыми зубьями.

Объемная закалка — наиболее простой способ получения высокой твердости зубьев. При этом зуб становится твердым по всему объему. Для объемной закалки используют углеродистые и легированные стали со средним содержанием углерода 0,35...0,5% (стали 45, 40X, 40XH и т. д.). Твердость на поверхности зуба 45...55 HRC.

Недостатки объемной закалки: коробление зубьев и необходимость последующих отделочных операций, понижение изгибной прочности при ударных нагрузках (материал приобретает хрупкость); ограничение размеров заготовок, которые могут воспринимать объемную закалку (см. размер s в табл. 8.7). Последнее связано с тем, что для получения необходимой твердости при закалке скорость охлаждения не должна быть ниже критической. С увеличением размеров сечений детали скорость охлаждения падает, и если она будет меньше критической, то получится так называемая мягкая закалка. Мягкая закалка дает пониженную твердость.

Объемную закалку во многих случаях заменяют поверхностными термическими и химико-термическими видами обработки,

которые обеспечивают высокую поверхностную твердость (высокую контактную прочность) при сохранении вязкой сердцевины зуба (высокой изгибной прочности при ударных нагрузках).

Поверхностная закалка токами высокой частоты (ТВЧ) или пламенем ацетиленовой горелки обеспечивает $H=(48...54)HRC$ и применима для сравнительно крупных зубьев ($m \geq 5$ мм). При малых модулях опасно прокаливание зуба насквозь, что делает зуб хрупким и сопровождается его короблением. При относительно тонком поверхностном закаливании зуб искажается мало. И все же без дополнительных отделочных операций трудно обеспечить степень точности выше 8-й. Закалка ТВЧ требует специального оборудования и строгого соблюдения режимов обработки. Стоимость обработки ТВЧ значительно возрастает с увеличением размеров колес. Для поверхностной закалки используют стали 40X, 40XH, 45 и др.

Цементация (насыщение углеродом поверхностного слоя с последующей закалкой) — длительный и дорогой процесс. Однако она обеспечивает очень высокую твердость (58...63HRC). При закалке после цементации форма зуба искажается, а поэтому требуются отделочные операции. Для цементации применяют низкоуглеродистые стали простые (15 и 20) и легированные (20X, 12XН3А и др.). Легированные стали обеспечивают повышенную прочность сердцевины и этим предохраняют продавливание хрупкого поверхностного слоя при перегрузках. Глубина цементации около 0,1...0,15 от толщины зуба, но не более 1,5...2 мм.

При цементации хорошо сочетаются весьма высокие контактная и изгибная прочности. Ее применяют в изделиях, где масса и габариты имеют решающее значение (транспорт, авиация и т. п.).

Нитроцементация — насыщение углеродом в газовой среде. При этом по сравнению с цементацией сокращаются длительность и стоимость процесса, упрочняется тонкий поверхностный слой (0,3...0,8 мм) до 60...63 HRC, коробление уменьшается, что позволяет избавиться от последующего шлифования. Нитроцементация удобна в массовом производстве и получила широкое применение в редукторах общего назначения, в автомобилестроении и других отраслях — материалы 25XГМ, 25XГТ и др.

Азотирование (насыщение поверхностного слоя азотом) обеспечивает не меньшую твердость, чем при цементации. Малая толщина твердого слоя (около 0,1...0,6 мм) делает зубья чувствительными к перегрузкам и непригодными для работы в условиях повышенного абразивного износа (например, плохая защита от загрязнения). Степень коробления при азотировании мала. Поэтому этот вид термообработки особенно целесообразно применять в тех случаях, когда трудно выполнить шлифование зубьев (например, колеса с внутренними зубьями). Для азотируемых колес применяют молибденовую сталь 38ХМЮА или ее заменители 38ХВФЮА

и 38ХЮА. Заготовку зубчатого колеса, предназначенного для азотирования, подвергают улучшению в целях повышения прочности сердцевины.

При отсутствии абразивного износа целесообразно применять так называемое мягкое азотирование на глубину 10...15 мкм. Оно значительно проще, обеспечивает минимальное коробление и позволяет получать зубья 7-й степени точности без отделочных операций. Для мягкого азотирования применяют улучшенные хромистые стали типа 40Х, 40ХФА, 40Х2НМА.

Как было отмечено, высокая твердость зубьев значительно повышает их контактную прочность. В этих условиях решающей может оказаться не контактная, а изгибная прочность. Для повышения изгибной прочности высокотвердых зубьев рекомендуют проводить упрочнение галтелей путем дробеструйного наклепа, накатки и т. п.

В зависимости от способа получения заготовки различают литые, кованные, штампованные колеса и колеса, изготовляемые из круглого проката. Стальное литье обладает пониженной прочностью и используется обычно для колес крупных размеров, работающих в паре с кованой шестерней.

Чугун применяют главным образом для изготовления крупногабаритных, тихоходных колес и колес открытых зубчатых передач. Основной недостаток чугуна — пониженная прочность по напряжению изгиба. Однако чугун хорошо противостоит усталостному выкрашиванию и заеданию в условиях скудной смазки. Он не дорог и обладает хорошими литейными свойствами, хорошо обрабатывается. Разработанные новые сорта модифицированного чугуна позволяют чугунному литью конкурировать со стальным литьем также и в закрытых передачах. Для изготовления зубчатых колес применяют серый и модифицированный чугун, а также магниевый чугун с шаровидным графитом (см. ГОСТ 1412 — 85).

Из пластмасс для изготовления зубчатых колес находят применение главным образом текстолит ($E=6000\text{...}8000$ МПа) и лигно-фоль ($E=10000\text{...}12000$ МПа), а также полиамиды типа капрона. Из пластмассы изготовляют обычно одно из зубчатых колес пары. Из-за сравнительно низкой нагрузочной способности пластмассовых колес их целесообразно применять в малонагруженных и кинематических передачах. В силовых передачах пластмассовые колеса используют только в отдельных случаях, например при необходимости обеспечить бесшумную работу высокоскоростной передачи, не прибегая к высокой точности изготовления, и вместе с тем при условии, что габариты этой передачи допускают повышенные размеры колес. Пластмассовые колеса целесообразно применять и в тех случаях, когда трудно обеспечить точное расположение валов (нет общего жесткого корпуса). Эти колеса менее чувствительны к неточностям сборки и изготовления благодаря малой жесткости материала.

§ 8.13. Допускаемые напряжения

Допускаемые контактные напряжения при расчете на усталость. Расчет на усталость при циклических контактных напряжениях, так же как и при циклических нормальных или касательных напряжениях, базируется на кривых усталости. На рис. 8.39 кривая усталости построена в полулогарифмических координатах: σ_H — максимальное напряжение цикла (предел ограниченной выносливости); N — число циклов перемены напряжений; σ_{Hlim} — предел выносливости; N_{HG} — базовое число циклов (абсцисса точки перелома кривой усталости); N_H — циклическая долговечность (число циклов до разрушения при соответствующем σ_H).

Допускаемое напряжение

$$[\sigma_H] = (\sigma_{Hlim}/S_H)Z_N, \quad (8.55)^*$$

где S_H — коэффициент безопасности; Z_N — коэффициент долговечности.

Для прямозубых передач за расчетное принимается меньшее из двух допускаемых напряжений, определенных для материала шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$.

В § 8.7 указано, что в передачах с косыми и круговыми зубьями зубья шестерни целесообразно выполнять с твердостью, значительно превышающей твердость зубьев колеса (например, $H_1 > 350$ HB, а $H_2 < 350$ HB). При этом за расчетное принимают среднее из $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$, если выполняется условие (8.56):

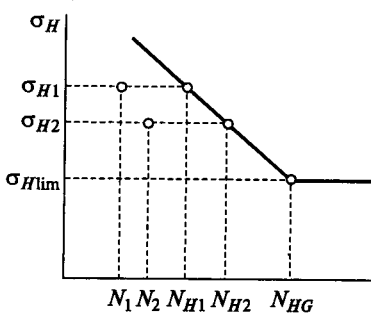


Рис. 8.39

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} \leq \begin{cases} 1,25 [\sigma_H]_{\min} & \text{— цилиндрические передачи,} \\ 1,15 [\sigma_H]_{\min} & \text{— конические передачи,} \end{cases} \quad (8.56)$$

где $[\sigma_H]_{\min}$ — меньшее из двух: $[\sigma_H]_1$, $[\sigma_H]_2$.

*По сравнению с приложением к ГОСТ 21534 — 87 в этой формуле отсутствуют коэффициенты, учитывающие влияние шероховатости, смазки, скорости и размеров колес. Количественная оценка влияния этих факторов изучена еще недостаточно. Для распространенных на практике показателей шероховатости (0,63...2,5 мкм), условий смазки и размеров колес рекомендуемые величины неучтенных коэффициентов близки к единице. При существенных отклонениях от распространенных показателей (например, при диаметре колеса больше 1000 мм) рекомендуется обращаться к упомянутому ГОСТу.

Таблица 8.8

Термообработка	Твердость зубьев Н**		Группа сталей	σ_{Hlim}^{**} , МПа	s_{Hmin}	σ_{Flim}^{**} , МПа	s_F
	на поверхности	в сердцевине					
Нормализация, улучшение	180...350 НВ		40; 45Х; 40ХН;	2НВ + 70	1,1	1,8НВ	
Объемная закалка	45...55HRC		45ХЦ; 35ХМ и др. 40Х; 40ХН; 45ХЦ; 30ХМ и др.	17HRC + 200		550	
Закалка ТВЧ по всему контуру (модуль $m_n \geq 3$ мм)	56...63 HRC	25...55 HRC	58; 35ХМ;	17HRC _{пов} + 200	1,2	900	1,75
Закалка ТВЧ сквозная с охватом впадины (модуль $m_n < 3$ мм*)	45...55 HRC	»	40Х; 40ХН и др.	+ 200		650	
Закалка ТВЧ сквозная с охватом впадины (модуль $m_n < 3$ мм*)	45...55 HRC	45...55 HRC	35ХМ; 40Х; 40ХН и др.	17HRC _{пов} + 200	1,2	12HRC _{сердц} + 300	1,75
Азотирование	55...67 HRC	24...40 HRC	35ХЮА;	1050			
	50...59 HRC	»	38Х2МЮА; 40Х; 40ХФА; 40ХН2МА и др.	»			
Цементация и закалка	55...63 HRC	30...45 HRC	Цементируемые стали всех марок	23HRC _{пов}		750	
Нитроцементация и закалка	57...63 HRC	30...45 HRC	Молибденовые стали 25ХГМ, 25ХГНМ	23HRC _{пов}		1000	1,55
			Безмолибденовые стали 25ХГТ, 30ХГТ, 35Х и др.	23HRC _{пов}		750	

* Распространяется на все сечения зуба и часть тела зубчатого колеса под основанием впадины.

** Приведен диапазон твердостей, в котором справедливы рекомендуемые зависимости для пределов выносливости (рассчитывают по средней твердости в пределах допустимого отклонения, указанного в табл. 8.7); HRC_{пов} — твердость поверхности, HRC_{сердц} — твердость сердцевины.

Рассмотрим далее рекомендации по определению параметров в формуле (8.55).

Предел контактной выносливости — исследованиями установлено, что контактная прочность, а следовательно, предел контактной выносливости σ_{Hlim} и базовое число циклов N_{HG} определяются в основном твердостью рабочих поверхностей зубьев (см. табл. 8.8): $N_{HG} = 30(\bar{H})^{2.4} \leq 12 \cdot 10^7$, где $\bar{H} = 0,5(HB_{min} + HB_{max})$. На рис. 8.40 изображен график для пересчета единиц твердости HRC и HV в единицы HB.

Коэффициент безопасности — рекомендуют $S_H \geq 1,1$ при нормализации, улучшении или объемной закалке зубьев (однородная структура по объему); $S_H \geq 1,2$ при поверхностной закалке, цементации, азотировании (неоднородная структура по объему).

Коэффициент долговечности Z_N учитывает влияние срока службы и режима нагрузки передачи. Расчет Z_N основывается на кривой усталости (см. рис. 8.39).

На участке $N_H < N_{HG}$ справедлива приближенная зависимость

$$\sigma_{Hi}^m N_{Hi} = \sigma_{Hlim}^m N_{HG} = \text{const.} \quad (8.57)$$

Показатель степени для контактных напряжений принимают $m \approx 6$. При этом можно записать

$$\sigma_{Hi} = \sigma_{Hlim} \sqrt[6]{N_{HG}/N_{Hi}} = \sigma_{Hlim} Z_N, \quad (8.58)$$

где

$$Z_N = \sqrt[6]{N_{HG}/N_{Hi}} \geq 1, \text{ но } \leq \begin{cases} 2,6 & \text{при } S_{Hmin} = 1,1; \\ 1,8 & \text{при } S_{Hmin} = 1,2. \end{cases} \quad (8.59)$$

Таким образом, произведение $\sigma_{Hlim} Z_N$ в формуле (8.55) есть предел ограниченной выносливости σ_{Hi} .

Коэффициент Z_N учитывает возможность повышения допускаемых напряжений для кратковременно работающих передач (при $N_{Hi} < N_{HG}$). На участке $N_{Hi} > N_{HG}$ (длительно работающие передачи) кривая усталости приближенно параллельна оси абсцисс. Это значит, что на этом участке предел выносливости не изменяется, а $Z_N = 1$, что и учитывает первый знак неравенства в формуле (8.59). Второй

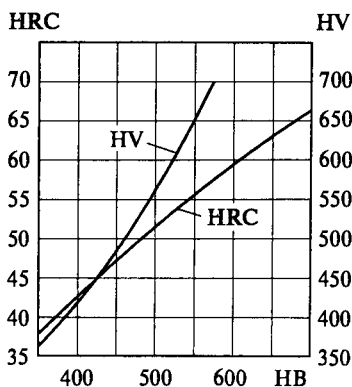


Рис. 8.40

знак неравенства предусматривает ограничение напряжений по условию отсутствия пластических деформаций на поверхностях зубьев при $N_{Hi} \ll N_{HG}$.

Расчет числа циклов перемены напряжений выполняют с учетом режима нагрузки передачи. Различают режимы постоянной и переменной нагрузки. На практике режимы со строго постоянной нагрузкой встречаются редко. К режимам постоянной нагрузки относят режимы с отклонениями до 20%. При этом за расчетную обычно принимают нагрузку, соответствующую номинальной мощности двигателя.

При постоянном режиме нагрузки расчетное число циклов перемены напряжений в формуле (8.59)

$$N_{Hi} = N_k = 60 \text{ cnt}, \quad (8.60)$$

где c — число зацеплений зуба за один оборот колеса (c равно числу колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым); n — частота вращения того из колес, по материалу которого определяют допускаемые напряжения, мин^{-1} ; t — число часов работы передачи за расчетный срок службы.

В большинстве случаев практики $N_k > N_{HG}$.

Так, например, при $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ и $N_k = N_{HG} = 10^7$ получим $t = 10^7 / (60 \cdot 1000) \approx 170 \text{ ч}$, что значительно меньше срока службы большинства передач.

Как показано ниже, постоянный режим нагрузки является наиболее тяжелым для передачи. Этот худший случай нагрузки принимают за расчетный также для неопределенных режимов нагрузки. Например, редуктор общего назначения может быть использован в самых различных условиях.

При переменных режимах нагрузки (см., например, циклограмму на рис. 8.41) расчет коэффициента долговечности Z_N выполняют по эквивалентному числу циклов N_{HE} . При этом N_{HE} заменяет N_{Hi} в формуле (8.59), т. е.

$$Z_N = \sqrt[6]{N_{HG}/N_{HE}}. \quad (8.61)$$

Методика определения N_{HE} базируется на эмпирическом условии суммирования повреждений при напряжениях σ_H , больших предела выносливости $\sigma_{H\text{lim}}$ (см. рис. 8.39):

$$\sum N_i / N_{Hi} = \text{const} = 1. \quad (8.62)$$

Уравнению (8.62) дается следующая интерпретация. При действии напряжения σ_{H1} с числом циклов N_1 , равным, например, $(1/2) N_{Hi}$, используется как бы половина циклической долговечности

материала. Вторую половину долговечности можно использовать или при том же напряжении σ_{H1} , продолжая работать до разрушения при числе циклов N_{H1} , или при напряжении σ_{H2} , продолжая работать до числа циклов $N_2 = (1/2)N_{H2}$.

При этом $N_1/N_{H1} + N_2/N_{H2} = 1/2 + 1/2 = 1$ — использована вся циклическая долговечность материала.

Умножив числитель и знаменатель в уравнении (8.62) на σ_{Hi}^m и заменив в знаменателе согласно выражению (8.57) произведение $\sigma_{Hi}^m N_{Hi}$ на $\sigma_{Him}^m N_{HG}$, после преобразований получают

$$\Sigma \sigma_{Hi}^m N_i = \sigma_{Him}^m N_{HG} = \text{const} = \sigma_H^m N_{HE},$$

где σ_H — некоторое напряжение, принятое за расчетное; N_{HE} — циклическая долговечность или эквивалентное число циклов до разрушения при расчетном напряжении.

Константа в предыдущем равенстве свидетельствует о том, что расчет на усталость при переменных нагрузках и соответствующих им напряжениях можно заменить расчетом при какой-либо постоянной нагрузке с соответствующими ей напряжением и циклической долговечностью. На этом основании и записан последний член равенства.

При переменном режиме нагрузки за расчетное напряжение σ_H обычно принимают σ_{H1} — максимальное из напряжений, учитываемых при расчете на усталость (соответствует T_1 ; рис. 8.41). При этом, заменяя N_i по формуле (8.60), получаем

$$N_{HE} = 60c \Sigma (\sigma_{Hi}/\sigma_H)^m n_i t_i.$$

В соответствии с формулой (8.10) контактные напряжения пропорциональны квадратным корням из нагрузок (сил или моментов). Поэтому отношение напряжений можно заменить отношением моментов, понизив степень m в два раза. В нашем случае $m=6$. При этом

$$N_{HE} = 60c \Sigma (T_i/T_{\max})^3 n_i t_i, \quad (8.63)$$

где T_i — вращающие моменты, которые учитывают при расчете на усталость; T_{\max} — максимальный из моментов, учитываемых при расчете на усталость (в нашем примере $T_{\max} = T_1$); n_i , t_i — соответствующие моментам T_i частоты вращения и время работы.

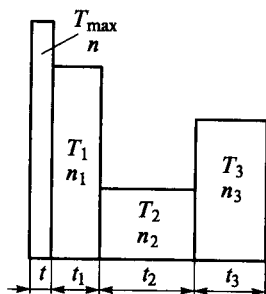


Рис. 8.41

При расчете на усталость не учитывают кратковременные перегрузки (например, пусковые или случайные), которые по малости числа циклов не вызывают усталости. Не учитывают перегрузки, при которых число циклов напряжений за полный срок службы меньше $5 \cdot 10^4$. Например, на циклограмме (см. рис. 8.41) число циклов при моменте T_{\max} , равное 60 cnt , оказалось $< 5 \cdot 10^4$. Эти перегрузки учитывают при проверке статической прочности зубьев (см. ниже).

По условию, принятому при написании исходной зависимости (8.57), из расчета следовало бы исключить все малые моменты, при которых $\sigma_{Hi} < \sigma_{H\text{lim}}$. Однако при проектных расчетах напряжения еще неизвестны. Поэтому неизвестно, какие моменты исключать. Расчеты показали, что влияние малых нагрузок несущественно и их можно не исключать.

Вследствие разнообразия условий эксплуатации для большинства машин и механизмов циклограммы нагрузки могут быть только приближенными. Исследованиями установлено, что большинство режимов нагружения современных машин сводятся приблизительно к шести типовым режимам (рис. 8.42; см. ГОСТ 21354 — 87). При вычерчивании графиков типовых режимов нагружения фактическую циклограмму (см. рис. 8.41) заменяют циклограммой, на которой расчетные нагрузки располагают последовательно в порядке их убывания (это не отражается на результатах расчета) и затем ступенчатую циклограмму заменяют плавной огибающей кривой.

На рис. 8.42: T_i — текущий момент нагрузки; T_{\max} — максимальный из моментов, которые учитывают при расчете на усталость; ΣN_i — число циклов нагружений при работе с моментами, равными и большими T_i ; N_k — суммарное число циклов нагружений за расчетный срок службы передачи. Типовые режимы нагружений обозначены: 0 — постоянный; I — тяжелый; II — средний равновероятный; III — средний нормальный; IV — легкий; V — особо легкий.

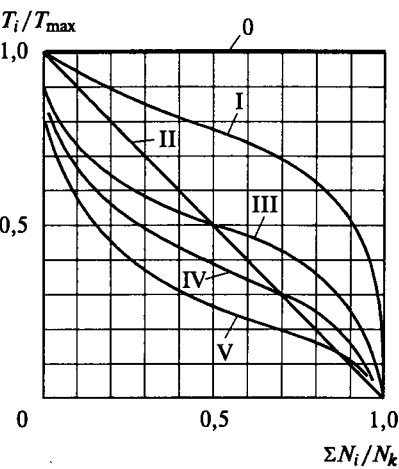


Рис. 8.42

Тяжелый режим характерен, например, для передач горных машин, средний равновероятный и средний нормальный — для транспортных машин, легкий и особо легкий — для универсальных металлорежущих станков.

Далее обозначают [см. формулы (8.60) и (8.63)]

$$\mu_H = N_{HE}/N_k = \Sigma (T_i/T_{\max})^{m/2} n_i t_i / \Sigma n_i t_i^*$$

Если T и n заданы в функции t , суммирование заменяют интегрированием. Величины μ_H при $n = \text{const}$ для типовых режимов нагружения приведены в табл. 8.9.

Таблица 8.9

Режим работы	Расчет на контактную усталость			Расчет на изгибную усталость					
	термообработка	$m/2$	μ_H	термообработка	m	μ_F	термообработка	m	μ_F
0	Любая	3	1,0	Улучшение, нормализация	6	1,0	Закалка объемная, поверхностная, цементация, азотирование	9	1,0
I			0,50			0,30			0,20
II			0,25			0,143			0,10
III			0,18			0,065			0,036
IV			0,125			0,038			0,016
V			0,063			0,013			0,004

При известном μ_H

$$N_{HE} = \mu_H N_k, \quad (8.64)$$

где $N_k = 60c \Sigma n_i t_i$.

Для большинства машин

$$n_i \approx \text{const} = n = n_d / i,$$

где n_d — частота вращения вала двигателя; i — передаточное отношение от двигателя до рассчитываемого колеса. При этом

$$N_k = 60cnt_{\Sigma}, \quad (8.65)$$

где t_{Σ} — суммарный срок службы, ч, называемый ресурсом передачи:

$$t_{\Sigma} = L \cdot 365 K_{\text{год}} 24 K_{\text{сут}}, \quad (8.66)$$

где L — срок службы, годы; $K_{\text{год}}$ и $K_{\text{сут}}$ — коэффициенты использования передачи в году и сутках.

*Коэффициент μ_H (см. также ниже μ_F — табл. 8.9 и 9.7) имеет определенный физический смысл: с помощью этого коэффициента осуществляется в расчетах передач замена действующей (реальной) переменной нагрузки постоянной (расчетной) нагрузкой, эквивалентной действующей по усталостному воздействию на зубья зубчатых колес.

Допускаемые напряжения изгиба при расчете на усталость

$$[\sigma_F] = (\sigma_{F\text{lim}}/S_F) Y_A Y_N, \quad (8.67)^*$$

где $\sigma_{F\text{lim}}$ — предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба ($\sigma_{F\text{lim}}$ определяют экспериментально на зубчатых колесах). Рекомендации, выработанные на базе этих исследований, приведены в табл. 8.8; S_F — коэффициент безопасности (рекомендуют $S_F \approx 1,55 \dots 1,75$; см. табл. 8.8); Y_A — коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (например, реверсивные передачи, сателлиты планетарных передач и т. п.); $Y_A = 1$ — односторонняя нагрузка; $Y_A = 0,7 \dots 0,8$ — реверсивная нагрузка (большие величины при H_1 и $H_2 > 350$ НВ); Y_N — коэффициент долговечности, методика расчета которого аналогична расчету Z_N (см. выше).

При $H \leq 350$ НВ, а также для зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью зубьев $m \approx 6$ и

$$Y_N = \sqrt[6]{N_{FG}/N_{FE}} \geq 1, \text{ но } \leq 4. \quad (8.68)$$

При $H > 350$ НВ и нешлифованной поверхностью $m \approx 9$ и

$$Y_N = \sqrt[9]{N_{FG}/N_{FE}} \geq 1, \text{ но } \leq 2,5. \quad (8.69)$$

Рекомендуют принимать $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$ для всех сталей.

При постоянном режиме нагрузки эквивалентное число циклов $N_{FE} = N_k$ находят по формуле (8.60). При переменном режиме нагрузки, по аналогии с формулой (8.63),

$$N_{FE} = 60c \sum (T_i/T_{\text{max}})^m n_i t_i. \quad (8.70)$$

Здесь учтено, что напряжения изгиба пропорциональны нагрузке. При использовании типовых режимов нагружения (рис. 8.42)

$$N_{FE} = \mu_F N_k, \quad (8.71)$$

где μ_F — по табл. 8.9; N_k — по формуле (8.65).

Допускаемые напряжения для проверки прочности зубьев при перегрузках. Кратковременные перегрузки (см., например, момент T_{max} на рис. 8.41), не учтенные при расчете на усталость, могут привести к потере статической прочности зубьев. Поэтому после определения

*По сравнению с приложением к ГОСТ 21354 — 87 в формуле (8.67) не учитывается ряд коэффициентов, равных или близких к единице, для широко распространенных на практике методов обработки зубьев.

размеров передачи по сопротивлению усталости необходимо проверить статическую прочность при перегрузках.

Максимальные контактные напряжения $\sigma_{H\max}$ при перегрузке моментом T_{\max} можно выразить через известное напряжение σ_H [(см. формулу (8.10)]:

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{T_{\max}/T_{\text{штк}}} \leq [\sigma_H]_{\max}, \quad (8.72)^*$$

где σ_H и T_{\max} — соответственно расчетные напряжения и момент по контактной усталости зубьев (стр. 179); $[\sigma_H]_{\max}$ — предельное допускаемое напряжение.

Если T_{\max} не задан (например, циклограммой на рис. 8.41), его определяют по формуле $T_{\max} = KT_{\text{штк}}$, где K — коэффициент внешней динамической нагрузки по табл. 0.1.

$[\sigma_H]_{\max} = 2,8\sigma_T$ при нормализации, улучшении или объемной закалке зубьев (σ_T — предел текучести материала); $[\sigma_H]_{\max} = 44\text{HRC}$ при цементации, закалке ТВЧ $[\sigma_H]_{\max} = 35 \text{HRC} \leq 2000 \text{ МПа}$ при азотировании.

Аналогично, максимальные напряжения изгиба

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F (T_{\max}/T_{\text{штк}}) \leq [\sigma_F]_{\max}, \quad (8.73)**$$

где σ_F , T_{\max} — напряжение и момент при расчете на усталость; $[\sigma_F]_{\max}$ — предельное допускаемое напряжение.

$$[\sigma_F]_{\max} = \sigma_{F\text{lim}} \cdot Y_{N\max} \cdot K_{st}/S_{st},$$

где $\sigma_{F\text{lim}}$ — предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба (см. табл. 8.8); $Y_{N\max}$ — предельная (максимальная) величина коэффициента долговечности; K_{st} — коэффициент учета частоты приложения пиковой нагрузки (T_{\max}); S_{st} — коэффициент запаса прочности. $Y_{N\max} = 4$, а $K_{st} = 1,3$ при $m = 6$, см. (8.68) и $Y_{N\max} = 2,5$, а $K_{st} = 1,2$ при $m = 9$, см. (8.69). Если имеет место многократная перегрузка (до 1000 раз), то принимают $K_{st} = 1$. Рекомендуется назначать $S_{st} = 2$.

§ 8.14. Оптимизация конструкции зубчатых передач

При изложении содержания настоящей главы мы отмечали влияние различных параметров на габариты (массу), нагрузочную способность и долговечность передачи. В этом параграфе эти сведения обобщаются с позиций оптимизации конструкции.

*Контактные напряжения пропорциональны квадратным корням из нагрузки.

**Напряжения изгиба пропорциональны нагрузке.

Для зубчатых передач управляемыми параметрами являются:

- 1) тип передачи — цилиндрическая, коническая, прямозубая, косозубая, с круговым зубом;
- 2) распределение передаточного отношения по ступеням в многоступенчатой передаче;
- 3) материал и термообработка;
- 4) коэффициент ширины колеса ψ_{bd} или ψ_{ba} ;
- 5) угол наклона зуба β ;
- 6) коэффициенты смещения (коррекции) x_1 и x_2 ;
- 7) модуль m и число зубьев z .

В качестве обобщенного критерия оптимизации можно принять цену изделия при сохранении его надежности и долговечности. В применении к зубчатым передачам используем сведения по стоимости зубчатых редукторов общего назначения [31]. На основании статистической обработки цен на такие редукторы получена следующая приближенная зависимость*:

$$C = K_d m^{0,825} / N^{0,3/(0,6N+1)},$$

где C — цена редуктора, руб.; K_d — коэффициент, учитывающий тип редуктора и вид термообработки (см. табл. 8.10); m — масса редуктора, кг; N — серийность, шт/год.

Таблица 8.10

Тип редуктора	K_d при термообработке		
	улучшение $H_1 \leq 35\text{HRC}$	закалка ТВЧ $H_1 \leq 50\text{HRC}$	цементация $H_1 > 50\text{HRC}$
Одноступенчатые:			
цилиндрический	3,15	3,3	3,8
конический	5,9	6,2	7,2
червячный	3,5	3,75	5,15
Двухступенчатый цилиндрический соосный	3,9	4,3	4,9
Цилиндрический по развернутой схеме	3,75	3,9	4,5
Коническо-цилиндрический двухступенчатый	4,15	4,4	4,51
Цилиндрический трехступенчатый	4,3	4,45	5,1
Червячный двухступенчатый	3,7	3,85	5,25

Примечание. Высокую твердость можно получить и другими видами термообработки, например азотированием или нитроцементацией (см. табл. 8.8). При этом достигается примерно тот же эффект.

Анализ формулы и табл. 8.10 позволяет отметить следующее. Цена редуктора зависит в основном от его массы. Влияние коэффициента K_d проявляется преимущественно через тип редуктора.

*Формула д-ра техн. наук, проф. Г. А. Снесарева.

С увеличением серийности N цена уменьшается по пологой кривой параболического типа и приближается к некоторой постоянной величине:

N	100	1000	10000	100 000
$N^{0,3/(\lg N + 1)}$	1,585	1,679	1,739	1,778

Имея в виду эти сведения, возвратимся к управляемым параметрам. Дешевле других цилиндрические передачи (табл. 8.10). Конические передачи дорогие. Их следует применять только при пересекающихся осях валов (см. объяснение на с. 157). Червячные передачи из-за сравнительно низкого КПД целесообразно применять только при больших передаточных отношениях и перекрещивающихся осях валов.

Выгодны не прямозубые, а косозубые колеса, так как они позволяют уменьшить габариты и массу [см. формулы (8.28), (8.29) и объяснения к ним].

Правильное распределение передаточного отношения по ступеням редуктора также снижает габариты и массу (см. рис. 8.37 и объяснения к нему).

Уменьшать габариты и массу можно и за счет термообработки до высокой твердости. Этот параметр многофакторный и требует дополнительных пояснений. Снижение габаритов легко просматривается по формуле (8.13), где межосевое расстояние a_w зависит от $[\sigma_H]$, а последнее существенно возрастает с повышением твердости (см. табл. 8.8). Но одновременно a_w зависит от ψ_{ba} , который уменьшается с повышением твердости (см. табл. 8.4). Кроме того, с повышением твердости возрастает K_H (см. табл. 8.10). И все же габариты (масса) и цена понижаются с повышением твердости. В крупносерийном производстве выгодно применять колеса с высокой твердостью зубьев.

При высокой твердости зубьев встречаются случаи, когда главным критерием работоспособности становится прочность не по контактному, а по изгибным напряжениям, тогда изгибную прочность можно повысить за счет положительного смещения x и увеличения модуля m при одновременном уменьшении числа зубьев z [см. формулу (8.19) и рис. 8.20].

Масса редуктора. Как ее определить? К сожалению, мы не имеем хотя бы приближенной зависимости для определения массы редукторов на стадии проектного расчета. В работе [31] масса редуктора определяется как сумма масс: корпуса, зубчатых колес, валов и подшипников.

При оптимизации конструкции рассматривают несколько вариантов сочетания величин управляемых параметров и для каждого из них определяют цену. Затем строят графики зависимости цены от

материала и твердости зубьев, от коэффициента ширины колес ψ_{ba} , от распределения передаточного отношения по ступеням редуктора. По графикам, ориентируясь на цену, выбирают оптимальный вариант. Выполнение этого трудоемкого процесса стало практически возможным с помощью ЭВМ. Программы расчета даны в [31].

Вопросы для самоподготовки

1. Типы механических передач, их назначение и характеристики.
2. Основные геометрические параметры зубчатых передач. Как они между собой соотносятся?
3. Скольжение в зацеплении. Как оно распределяется по профилю зуба?
4. Коэффициент торцового перекрытия ϵ_a . Как его величина влияет на распределение нагрузки по профилю зуба?
5. Понятие о степенях точности зубчатых передач и их влияние на качественные характеристики передач.
6. Контактные напряжения. Какие виды разрушений определяются этими напряжениями?
7. Критерии работоспособности и виды разрушения зубьев зубчатых передач. С какими напряжениями они связаны?
8. Понятие о расчетной нагрузке зубчатых передач. Основные факторы, влияющие на коэффициент концентрации нагрузки K_β и коэффициент динамической нагрузки K_v .
9. Силы в зацеплении цилиндрической прямозубой передачи.
10. Расчет прочности зубьев цилиндрической прямозубой передачи по контактным напряжениям (вывод формулы для σ_H).
11. Как влияют модуль и число зубьев на контактные напряжения?
12. Как влияет ширина колеса на контактные напряжения и почему ее ограничивают?
13. Как влияет корригирование зубьев на контактные напряжения?
14. Расчет прямозубой цилиндрической передачи по напряжениям изгиба (вывод формулы для σ_F).
15. Коэффициент формы зуба Y_{FS} . От каких параметров и как зависит его величина?
16. Особенности расчета косозубых (шевронных) передач. Чем объясняется повышение нагрузочной способности этих передач по сравнению с прямозубыми? Причины плавности и бесшумности работы. Приведение косозубого колеса к эквивалентному прямозубому (эквивалентные параметры d_v и z_v).
17. Силы в зацеплении косозубой цилиндрической (шевронной) передаче.
18. Особенности расчета косозубых передач по напряжениям изгиба. Как учитывается многопарность зацепления и наклон линии контакта к основанию зуба?
19. Конические зубчатые передачи, их оценка по сравнению с цилиндрическими. Области применения. Основные геометрические параметры конической передачи.
20. Силы в зацеплении прямозубой конической передачи.
21. Приведение конического зубчатого колеса к эквивалентному цилиндрическому (эквивалентные параметры d_v и z_v).
22. Чем отличаются расчетные формулы для σ_H и σ_F в конических передачах по сравнению с цилиндрическими и почему?
23. Какие формы не прямых зубьев применяют в конических передачах и как оценивают их преимущества в расчетных зависимостях для σ_H и σ_F ?
24. По каким критериям распределяют передаточное отношение по ступеням многоступенчатой передачи?
25. Какие потери определяют КПД зубчатой передачи и какова его приближенная величина?
26. Какие материалы и виды термической обработки применяют для повышения прочности и долговечности зубчатых передач?

27. От каких характеристик материала преимущественно зависят сопротивление контактной усталости и допускаемые контактные напряжения?
28. Как учитывают переменность режима нагрузки при определении допускаемых напряжений?
29. Как записывают условие суммирования повреждений и как его объясняют?
30. Что такое типовые режимы нагружения?
31. По каким параметрам оптимизируют конструкцию зубчатых передач? Что принимают за обобщенный критерий оптимизации?

Примеры расчетов. Пример 8.1. Рассчитать редуктор (рис. 8.43), установленный в приводе конвейера: $P_1 = 4,0$ кВт, $n_1 = 950$ мин⁻¹, передаточное отношение $i = 20$, срок службы редуктора $L = 10$ лет при коэффициентах: годового использования $K_{год} = 0,82$ и суточного использования $K_{сут} = 0,33$; режим нагружения — II-й типовой (рис. 8.42). Допускается кратковременная (пиковая) перегрузка в 2,2 раза. Редуктор имеет отдельный закрытый корпус, смазка картерная — погружением колес в масляную ванну. Степень точности — 8 по ГОСТ 1643 — 81.

Расчет. 1. Желая получить сравнительно небольшие габаритные размеры и невысокую стоимость редуктора, выбираем для изготовления колес и шестерен легированную сталь 40X (поковка). По табл. 8.7 назначаем для колес термообработку: улучшение до $H_2 = (230...260)$ НВ [$\sigma_B = 850$ МПа; $\sigma_T = 550$ МПа]; для шестерни второй ступени — улучшение до $H_1 = (260...280)$ НВ [$\sigma_B = 950$ МПа; $\sigma_T = 700$ МПа]; азотирование для зубьев шестерни первой ступени до твердости поверхности $H_1 = (50...59)$ HRC [твердость сердцевины зуба (26...30) HRC, $\sigma_B = 1000$ МПа, $\sigma_T = 800$ МПа]. При этом обеспечивается приработка зубьев обеих ступеней [см. формулу (8.54)].

2. Распределяем передаточное отношение редуктора по ступеням: по графику (рис. 8.38) при $i = 20$ находим $u_1 = 6$ и $u_2 = i/u_1 = 20/6 = 3,33$.

3. Определяем допускаемые напряжения.

3.1. Допускаемые контактные напряжения.

3.1.1. Вторая ступень. Пределы контактной выносливости (табл. 8.8): для шестерни $\sigma_{Hlim1} = 2HB + 70 = 2(260 + 280)/2 + 70 = 610$ МПа; аналогично для колеса $\sigma_{Hlim2} = 2(230 + 260)/2 + 70 = 560$ МПа. Базовое число циклов (абсцисса точки перелома кривой усталости) — по формуле на стр. 177: для шестерни $N_{HG1} = 30[(260 + 280)/2]^{2,4} = 2,05 \cdot 10^7$, для колеса $N_{HG2} = 30[(230 + 260)/2]^{2,4} = 1,6 \cdot 10^7$. Число циклов перемены напряжений за весь срок службы (циклическая долговечность) — по формуле (8.65): для шестерни $N_{K1} = 60c_1n_1t_{\Sigma} = 60 \cdot 1 \cdot 158,2 \cdot 23700 = 2,25 \cdot 10^8$, для колеса $N_{K2} = 60c_2n_2t_{\Sigma} = 60 \cdot 1 \cdot 47,5 \cdot 23700 = 6,75 \cdot 10^7$. Здесь $c_1 = c_2 = 1$; частоты вращения: колеса $n_2 = 950/i = 950/20 = 47,5$ мин⁻¹, шестерни $n_1 = n_2 \cdot u_2 = 47,5 \cdot 3,33 = 158,2$ мин⁻¹, $t_{\Sigma} = 10 \cdot 365 \cdot 0,82 \cdot 24 \cdot 0,33 = 23700$ ч — срок службы (расчетный ресурс) редуктора.

Эквивалентное число циклов, по формуле (8.64) при $\mu_N = 0,25$ — см. табл. 8.9: для шестерни $N_{HE1} = 0,25 \cdot 2,25 \cdot 10^8 = 5,625 \cdot 10^7$, для колеса $N_{HE2} = 0,25 \cdot 6,75 \cdot 10^7 = 1,7 \cdot 10^7$. Отметим, что во второй ступени для шестерни и колеса получили $N_{HE} > N_{HG}$. Поэтому, согласно (8.61) с учетом (8.59), $Z_{N1} = Z_{N2} = 1$. Коэффициент безопасности для шестерни и колеса $S_{H1} = S_{H2} = 1,1$ — табл. 8.8.

Допускаемые контактные напряжения (8.55): для шестерни — $[\sigma_H]_1 = 610 \cdot 1/1,1 = 555$ МПа, для колеса — $[\sigma_H]_2 = 560 \cdot 1/1,1 = 509,1$ МПа.

Вторая ступень редуктора задана как прямозубая, поэтому за расчетную величину берут меньшую из двух, т. е. $[\sigma_H] = 509,1$ МПа.

3.1.2. Первая ступень. Предел контактной выносливости шестерни, по табл. 8.8, — $\sigma_{Hlim1} = 1050$ МПа. Колеса первой и второй ступеней по условию имеют одинаковую термообработку. Поэтому $\sigma_{Hlim2} = 560$ МПа, а $N_{HG2} = 1,6 \cdot 10^7$ (см.

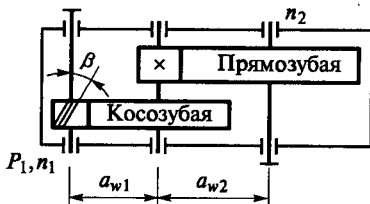


Рис. 8.43

выше). $N_{HG1} = 30 \cdot 540^{2,4} = 10,8 \cdot 10^7$, где учтено, что $\bar{H} = 0,5 (50 + 59) \text{HRC} = 540 \text{HB}$ — см. график (рис. 8.40). $N_{K1} = 60 \cdot 1 \cdot 950 \cdot 23 \cdot 700 = 1,35 \cdot 10^9$; $N_{K2} = 2,25 \cdot 10^8$ — см. расчет N_{K1} для первой ступени.

Эквивалентные числа циклов: $N_{HE1} = 0,25 \cdot 1,35 \cdot 10^9 = 3,4 \cdot 10^8$; $N_{HE2} = 5,625 \cdot 10^7$ — как у шестерни второй ступени. Аналогично второй ступени имеем здесь $N_{HE} > N_{HG}$, поэтому для первой ступени также коэффициенты долговечности $Z_{N1} = Z_{N2} = 1$. Коэффициенты безопасности (табл. 8.8): для шестерни $S_{H1} = 1,2$, для колеса $S_{H2} = 1,1$.

Допускаемые контактные напряжения: для шестерни $[\sigma_H]_1 = 1050 \cdot 1/1,2 = 875 \text{ МПа}$, для колеса $[\sigma_H]_2 = 560 \cdot 1/1,1 = 509,1 \text{ МПа}$. Первая ступень редуктора — косозубая, поэтому расчетную величину контактных напряжений определяем по формуле (8.56), так как $H_1 > 350 \text{HB}$, а $H_2 < 350 \text{HB}$ — по условию. $[\sigma_H] = 0,5(875 + 509,1) = 692 \text{ МПа}$, но не более чем $1,25 [\sigma_H]_2 = 1,25 \cdot 509,1 = 636 \text{ МПа}$. Принимаем $[\sigma_H] = 636 \text{ МПа}$.

3.2. Допускаемые напряжения изгиба.

3.2.1. Вторая ступень. Предел выносливости по напряжениям изгиба (табл. 8.8): для шестерни — $\sigma_{Flim1} = 1,8 \cdot 270 = 486 \text{ МПа}$, для колеса — $\sigma_{Flim2} = 1,8 \cdot 245 = 441 \text{ МПа}$.

Эквивалентные числа циклов перемены напряжений изгиба — по формуле (8.71): для шестерни $N_{FE1} = \mu_{F1} \cdot N_{K1} = 0,143 \cdot 2,25 \cdot 10^9 = 3,22 \cdot 10^7 > 4 \cdot 10^6$, для колеса $N_{FE2} = \mu_{F2} \cdot N_{K2} = 0,143 \cdot 6,75 \cdot 10^7 = 9,65 \cdot 10^6 > 4 \cdot 10^6$. Согласно (8.69) следует принять коэффициенты долговечности $Y_{N1} = Y_{N2} = 1$. Величины μ_F взяты из табл. 8.9 при $m = 6$. Коэффициенты безопасности $S_{F1} = S_{F2} = 1,75$ — табл. 8.8. Редуктор неререверсивный, $Y_A = 1$.

Допускаемые напряжения изгиба, по формуле (8.67): для шестерни $[\sigma_{F1}] = 468 \cdot 1 \times \times 1/1,75 = 278 \text{ МПа}$; для колеса $[\sigma_{F2}] = 441 \cdot 1 \cdot 1/1,75 = 252 \text{ МПа}$.

3.2.2. Первая ступень (аналогично второй ступени). $\sigma_{Flim1} = 12[(26 + 30)/2] + 300 = 636 \text{ МПа}$ (см. табл. 8.8), $\sigma_{Flim2} = 1,8 \cdot 245 = 441 \text{ МПа}$; $N_{FE1} = \mu_{F1} N_{K1} = 0,1 \cdot 1,35 \cdot 10^9 = 1,35 \cdot 10^8$ ($\mu_{F1} = 0,1$ при $m = 9$ — табл. 8.9). $N_{FE2} = \mu_{F2} N_{K2} = 0,143 \cdot 6,75 \cdot 10^7 = 9,65 \cdot 10^6$; $Y_{N1} = Y_{N2} = 1$; $S_{F1} = S_{F2} = 1,75$; $Y_A = 1$.

Допускаемые напряжения изгиба: для шестерни $[\sigma_{F1}] = 636 \cdot 1 \cdot 1/1,75 = 363 \text{ МПа}$, для колеса $[\sigma_{F2}] = 441 \cdot 1 \cdot 1/1,75 = 252 \text{ МПа}$.

Отметим, что равенство допускаемых контактных $[\sigma_H]_2$ и изгибных $[\sigma_{F2}]$ напряжений у зубчатых колес первой и второй ступеней обусловлено в нашем примере двумя факторами: а) оба колеса изготовлены из стали 40Х и одинаково термообработаны и б) оба колеса по условиям примера имеют $Z_{N2} = 1$ и $Y_{N2} = 1$.

3.3. Максимальные (предельные) допускаемые напряжения для расчетов статической прочности зубьев при кратковременных перегрузках.

3.3.1. Контактные напряжения — см. стр. 183 $[\sigma_H]_{\max} = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 550 = 1540 \text{ МПа}$ — для колес обеих ступеней. $[\sigma_H]_{\max} = 2,8 \cdot 700 = 1960 \text{ МПа}$ — для шестерни второй ступени. $[\sigma_H]_{\max} = 35[(50 + 59)/2] = 1908 \text{ МПа}$ — для шестерни первой ступени.

3.3.2. Напряжения изгиба — см. стр. 183 $[\sigma_F]_{\max} = 441 \cdot 4 \cdot 1,3/2 = 1147 \text{ МПа}$ — для колес обеих ступеней. $[\sigma_F]_{\max} = 486 \cdot 4 \cdot 1,3/2 = 1264 \text{ МПа}$ — для шестерни второй ступени. $[\sigma_F]_{\max} = 636 \cdot 2,5 \cdot 1,2/2 = 954 \text{ МПа}$ — для шестерни первой ступени.

4. Вращающие моменты: на входном валу редуктора при $\omega_1 = \pi n_1/30 = \pi \cdot 950/30 = 99,5 \text{ с}^{-1}$, $T_I = P_1/\omega_1 = 4,0 \cdot 10^3/99,5 = 40,2 \text{ Н} \cdot \text{м} = 40,2 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$; на промежуточном валу редуктора $T_{II} = T_{\mu} \cdot \eta = 40,2 \cdot 6 \cdot 0,97 = 234 \text{ Н} \cdot \text{м} = 234 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ (здесь КПД, по рекомендациям § 8.11, $\eta = 0,97$); на выходном валу редуктора $T_{III} = T_I \cdot i \cdot \eta^2 = 40,2 \cdot 20 \cdot 0,97^2 = 756,5 \text{ Н} \cdot \text{м} = 756,5 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$.

5. Расчеты многоступенчатых редукторов принято начинать с расчетов наиболее нагруженной ступени, так как именно она в основном определяет габаритные размеры редуктора. В нашем примере — это вторая прямозубая ступень. Предварительный расчет выполняем по формуле (8.13).

Условимся обозначать здесь и далее предварительно выбранные или рассчитанные параметры дополнительным верхним индексом — «штрих».

По рекомендации табл. 8.4 принимаем $\psi'_{ba}=0,4$. При этом по формуле (8.12) имеем $\psi'_{ba}=0,5 \cdot 0,4(3,33+1)=0,866$ ($< \psi_{bdmax}=1,25$, см. табл. 8.4); $K_{H\beta}=1,065$ — рис. 8.15, график IV; $K_{H\alpha}=1+0,06(8-5)=1,18$ ($< 1,25$) — см. § 8.5. Согласно (8.3) $E_{np} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $[\sigma_H]=509,1$ МПа и $T_2=T_{III}=756,5 \cdot 10^3$ Н·мм — см. выше в примере.

Подставляя в формулу (8.13), находим

$$a_{w2} = 0,85(3,33+1) \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 756,5 \cdot 10^3 \cdot 1,18 \cdot 1,065}{509,1^2 \cdot 3,33^2 \cdot 0,4}} = 205,4 \text{ мм.}$$

Принимаем (по ряду Ra40 — стр. 143) $a_{w2}=200$ мм, при этом $b'_w = \psi'_{ba} a_{w2} = 0,4 \cdot 200 = 80$ мм. По табл. 8.5 назначаем $\psi'_m = 30$ и находим модуль зубьев $m' = b'_w / \psi'_m = 80/30 = 2,67$ мм. По ГОСТу выбираем $m = 2,5$ мм — см. табл. 8.1.

Суммарное число зубьев колеса и шестерни $z'_\Sigma = 2a_{w2}/m = 2 \cdot 200/2,5 = 160$.

Примечание. При расчете прямозубых передач без смещения для сохранения принятого a_w величину m следует подбирать так, чтобы z'_Σ было целым числом.

Число зубьев шестерни $z_1 = z'_\Sigma / (u_2 + 1) = 160 / (3,33 + 1) = 36,95$. Принимаем $z_1 = 37 > z_{min} = 17$. Число зубьев колеса $z_2 = z'_\Sigma - z_1 = 160 - 37 = 123$.

Фактическое передаточное число $u_2 = z_2/z_1 = 123/37 = 3,324$. При этом $u'_1 = i/u_2 = 20/3,324 = 6,016$.

Делительные диаметры: шестерни — $d_1 = m z_1 = 2,5 \cdot 37 = 92,5$ мм, колеса — $d_2 = m z_2 = 2,5 \cdot 123 = 307,5$ мм.

6. Выполняем проверочный расчет на сопротивление усталости по контактным напряжениям — см. (8.10). Предварительно определяем $K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\gamma}$ — см. § 8.5. Частота вращения колеса второй ступени $n_{2(II)} = n_{1(I)}/i = 950/20 = 47,5$ мин⁻¹ — см. также п. 3.1 примера. Окружная скорость в зацеплении $v = \pi d_2 n_{2(II)}/60 = \pi \cdot 307,5 \times 10^{-3} \cdot 47,5/60 = 0,76$ м/с. По табл. 8.3 для 8-й степени точности находим $K_{H\gamma} = 1,05$. Ранее было определено $K_{H\beta} = 1,065$ и $K_{H\alpha} = 1,18$. Следовательно, $K_H = 1,18 \cdot 1,065 \times 1,05 = 1,32$. По формуле (8.10), учитывая, что в нашем случае $\alpha_w = 20^\circ$, а $\sin 2\alpha_w \approx 0,64$ и $T_1 = T_{II} = 234$ Н·м — см. п. 4 примера, находим

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 234 \cdot 10^3 \cdot 1,32(3,324+1)}{92,5^2 \cdot 80 \cdot 0,64 \cdot 3,324}} = 518 \text{ МПа} > [\sigma_H] = 509 \text{ МПа на } 1,8\%.$$

В нашем случае уточнение предварительно принятых параметров не требуется, так как допускается перегрузка передачи по контактным напряжениям не более 5%.

Примечание. Недогрузка по σ_H допустима в пределах 15...20%. В случаях получения большей недогрузки необходима корректировка параметров передачи с целью выравнивания величин σ_H и $[\sigma_H]$, например, за счет изменения ширины колес по условию, которое следует из формулы (8.10): $b_w = b'_w (\sigma_H/[\sigma_H])^2$.

7. Выполняем проверочный расчет на сопротивление усталости по напряжениям изгиба по формуле (8.19). По графику (рис. 8.20) при $x=0$ находим: для шестерни $Y_{FS1} = 3,78$, для колеса $Y_{FS2} = 3,73$. Расчет выполним по тому из колес пары, для которого меньше отношение $[\sigma_F]/Y_{FS}$. В нашем случае $[\sigma_F1]/Y_{FS1} = 278/3,78 = 73,5$; $[\sigma_F2]/Y_{FS2} = 252/3,73 = 67,6$, следовательно, расчет выполняем по колесу. Определим (§ 8.5) $K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\gamma}$; $K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1,18$ — см. выше, $K_{H\beta} = 1,13$ — по рис. 8.15, $K_{F\gamma} = 1,1$ — по табл. 8.3. При этом $K_F = 1,18 \cdot 1,13 \cdot 1,1 = 1,47$. Окружная сила $F_t =$

$= 2T_1/d_1 = 2 \cdot 234 \cdot 10^3 / 92,5 \approx 5060$ Н. Согласно (8.19) будем иметь $\sigma_{F2} = 3,73 \cdot 5060 \cdot 1,47 / (80 \cdot 2,5) = 139$ МПа $< [\sigma_{F2}] = 252$ МПа.

Отмечаем, что для данной пары колес основным критерием работоспособности является сопротивление усталости по контактным, а не изгибным напряжениям.

8. Выполняем проверочный расчет на заданную кратковременную перегрузку. По формуле (8.72) $\sigma_{H\max} = 518 \sqrt{2,2} = 768$ МПа $< [\sigma_H]_{\max} = 1540$ МПа, по формуле (8.73), $\sigma_{F\max} = 139 \cdot 2,2 = 306$ МПа $< [\sigma_{F\max}] = 1147$ МПа. Условия прочности выполняются.

9. Рассчитываем первую косозубую ступень редуктора. Этот расчет можно выполнять с учетом и без учета уже известных размеров колес второй ступени редуктора. Во втором случае сохраняется порядок расчета, изложенный выше. При этом приходится выполнять корректировку расчетов с целью уменьшения габаритных размеров и соблюдения условия одновременного погружения колес обеих ступеней в масляную ванну на рекомендуемую глубину (см. § 8.10). Тот же результат получают быстрее при расчете с учетом размеров колеса второй ступени. Ниже приводится такой расчет.

Назначаем диаметр колеса первой ступени $(d'_2)_1 = (0,7 \dots 0,9)(d_2)_2 = 0,8 \cdot 307,5 = 246$ мм, где $(d_2)_2$ — диаметр колеса второй ступени. Тогда диаметр шестерни первой ступени $d'_1 = d'_2/u_1 = 246/6,016 \approx 41$ мм и $a'_{w1} = 0,5(d'_1 + d'_2) = 0,5(41 + 246) = 143,5$ мм. Округляем по ряду Ra40: $a'_{w1} = 150$ мм.

Для определения ширины колеса b_w воспользуемся формулой (8.31), решив ее относительно ψ_{ba} . $K_{H\alpha} = 1 + 0,25(8 - 5) = 1,75$. Должно быть $K_{H\alpha} \leq 1,6$, поэтому принимаем $K_{H\alpha} = 1,6$ (см. § 8.5), также предварительно полагаем $K_{H\beta} = 1$.

$$\psi_{ba} = [0,75(6,016 + 1)]^3 \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 234 \cdot 10^3 \cdot 1,6 \cdot 1}{636^2 \cdot 6,016^2 \cdot 150^3} = 0,23.$$

По табл. 8.4 принимаем $\psi_{ba} = 0,25$, тогда $b'_w = \psi_{ba} a'_{w1} = 0,25 \cdot 150 = 37,5$ мм. При этом $\psi_{bd} = b'_w/d'_1 = 37,5/41 \approx 0,9$ — не превышает допускаемых максимальных величин (см. табл. 8.4). По табл. 8.5 назначим $\psi_m = 30$ и определим $m_n = b'_w/\psi_m = 37,5/30 = 1,25$ мм, что соответствует стандартной величине модуля — см. табл. 8.1. Выполняя рекомендации § 8.7, принимаем $\varepsilon_\beta = 1,1$ и по формуле (8.23) определяем β' :

$$\sin \beta' = \pi \cdot 1,25 \cdot 1,1/37,5 = 0,11519; \beta' = 6,615^\circ.$$

Числа зубьев: шестерни $z'_1 = d'_1 \cos \beta' / m_n = 41 \cdot \cos 6,615^\circ / 1,25 \approx 33 > z_{\min} = 17$ (табл. 8.6); колеса $z'_2 = z'_1 \cdot u'_1 = 33 \cdot 6,016 \approx 198$. Фактическое передаточное число ступени $u_1 = 198/33 = 6$. Фактическое передаточное отношение редуктора $i = u_1 \cdot u_2 = 6 \cdot 3,324 = 19,94$. Отклонение величины i от заданной ($i = 20$) составляет $[(19,94 - 20)/20] 100\% = -0,3\%$, что меньше допускаемого $\pm 4\%$. Уточняем величину β по межосевому расстоянию: $\cos \beta = 0,5(z'_1 + z'_2)m_n a'_{w1} = 0,5(33 + 198)1,25/150 = 0,9625$; $\beta = 15,74^\circ = 15^\circ 44' 24''$. Рекомендация § 8.7 ($8^\circ \leq \beta \leq 20^\circ$) выполняется.

Делительные диаметры: шестерни — $d_1 = m_n z_1 / \cos \beta = 1,25 \cdot 33 / 0,9625 = 42,857$ мм; колеса — $d_2 = m_n z_2 / \cos \beta = 1,25 \cdot 198 / 0,9625 = 257,143$ мм.

10. Выполняем проверочный расчет на сопротивление усталости по контактным напряжениям — формула (8.29). Предварительно определяем окружную скорость: $v = \pi d_1 n_1 / 60 = \pi \cdot 42,857 \cdot 10^{-3} \cdot 950 / 60 \approx 2$ м/с. По табл. 8.3 для косозубой передачи 8-й степени точности при $H_1 > 45$ HRC и $H_2 < 350$ HB $K_{H\alpha} = 1,04$; по графику рис. 8.15 $K_{H\beta} = 1,13$ ($\psi_{bd} = 0,9$; график IV). $K_{H\alpha} = 1,6$ — см. выше расчет первой ступени. $K_H = 1,6 \cdot 1,04 \cdot 1,13 = 1,88$. По формуле (8.25) $\varepsilon_\alpha = [0,95 - 1,6(1/33 + 1/198)](1 + \cos 15,74^\circ) \times \cos 15,74^\circ = 1,7$. $Z_{H\beta} = \sqrt{\cos 15,74^\circ / 1,7} = 0,74$. Согласно (8.29) при $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$

$$\sigma_H = 1,18 \cdot 0,74 \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 40,2 \cdot 10^3 \cdot 1,88(6+1)}{42,857^2 \cdot 37,5 \cdot 6}} = 566 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 636 \text{ МПа.}$$

Недогрузка первой ступени редуктора по контактным напряжениям составляет $[(636 - 566)/636] 100\% = 11\%$, что допустимо.

11. Проверочный расчет на сопротивление усталости по напряжениям изгиба — формула (8.32). По формуле (8.22): $z_{a1} = 33/0,9625^3 = 37$; $z_{a2} = 198/0,9625^3 = 222$. По графику рис. 8.20 при $x=0$ находим: для шестерни $Y_{FS1} = 3,78$, для колеса $Y_{FS2} = 3,77$. Проверку выполняем по тому из колес пары, для которого меньше отношение: $[\sigma_F]_1/Y_{FS1} = 363/3,78 = 96$; $[\sigma_F]_2/Y_{FS2} = 252/3,77 = 66,8$, т. е. — по колесу. По формуле (8.34), где $Y_\beta = 1 - \beta/100 = 1 - 15,74/100 = 0,87 > 0,7$, находим $Y_{F\beta} = 0,87/1,7 = 0,51$. По графику рис. 8.15, $K_{F\beta} = 1,27$ ($\psi_{bd} = 0,9$; график II); по табл. 8.3 $K_{Fw} = 1,08$. Коэффициент расчетной нагрузки (см. § 8.5) при $K_{Fa} = K_{Ha} = 1,6$; $K_F = 1,6 \cdot 1,27 \cdot 1,08 \approx 2,2$.

Окружная сила в зацеплении $F_t = 2T_1/d_1 = 2 \cdot 40,2 \cdot 10^3/42,857 = 1876 \text{ Н}$. По формуле (8.32): $\sigma_F = 3,77 \cdot 0,51 \cdot 2,2 \cdot 1876/(37,5 \cdot 1,25) = 169,3 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 252 \text{ МПа}$ — условие прочности соблюдается.

Отмечаем, что и для первой ступени основным критерием работоспособности является сопротивление контактной, а не изгибной усталости. Далее выполняют проверочный расчет на прочность при действии кратковременной перегрузки по аналогии с п. 8.

В результате расчетов получено: первая ступень — $m_n = 1,25 \text{ мм}$; $z_1 = 33$; $z_2 = 198$; $d_1 = 42,857 \text{ мм}$; $d_2 = 257,143 \text{ мм}$; $a_w = 150 \text{ мм}$; $\beta = 15^\circ 44' 24''$; $b_w = 37,5 \text{ мм}$; вторая ступень — $m = 2,5 \text{ мм}$; $z_1 = 37$; $z_2 = 123$; $d_1 = 92,5 \text{ мм}$; $d_2 = 307,5 \text{ мм}$; $a_w = 200 \text{ мм}$; $b_w = 80 \text{ мм}$.

Пример 8.2. В редукторе (пример 8.1) заменить первую косозубую цилиндрическую пару конической парой с круговыми зубьями (рис. 8.44). Расчет выполнять только для конической пары.

Расчет. По рекомендации § 8.10 принимаем для конической пары $u_1 = 4,0$. Материалы и термообработку шестерни и колеса сохраняем такой же, как у первой ступени в примере 8.1. При этом остаются прежними и величины допускаемых напряжений*: $[\sigma_H]_1 = 875 \text{ МПа}$; $[\sigma_H]_2 = 509,1 \text{ МПа}$; $[\sigma_F]_1 = 363 \text{ МПа}$; $[\sigma_F]_2 = 252 \text{ МПа}$.

Расчетная величина допускаемых контактных напряжений — по формуле (8.56): $[\sigma_H] = 0,5(875 + 509,1) = 692 \text{ МПа} > 1,15 [\sigma_H]_2$. Поэтому принимаем $[\sigma_H] = 1,15 [\sigma_H]_2 = 1,15 \cdot 509,1 \approx 585 \text{ МПа}$.

1. По рекомендации к формуле (8.44) принимаем $K_{be} = 0,285$, поэтому воспользуемся формулой (8.45). Согласно примечаниям к графику (рис. 8.33) при $H_2 \leq 350 \text{ НВ}$ принимаем $K_{H\beta} = 1$. По рекомендации § 8.9 $\theta_H = 1,13 + 0,13 \cdot 4 = 1,65$. При $T_1 = 40,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (см. пример 8.1) находим $T_2 = T_1 u_1 \eta = 40,2 \cdot 4 \cdot 0,96 = 154,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$, где $\eta = 0,96$ — КПД конической передачи — см. § 8.11. По формуле (8.45) предварительно:

$$d'_{e2} = 2,9 \sqrt[3]{2,1 \cdot 10^5 \cdot 154,4 \cdot 10^3 \cdot 4 \cdot 1/(1,65 \cdot 585^2)} = 177,6 \text{ мм};$$

$$R'_e = (0,5 d'_{e2} \sqrt{u_1^2 + 1})/u_1 = (0,5 \cdot 177,6 \sqrt{4^2 + 1})/4 = 91,53 \text{ мм};$$

$$b' = K_{be} \cdot R'_e = 0,285 \cdot 91,53 = 26,1 \text{ мм}.$$

2. Определяем геометрические параметры. По формуле (8.36) углы делительных конусов $\text{tg } \delta_2 = u_1 = 4$, $\delta_2 = 75^\circ 57' 50''$; $\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 14^\circ 2' 10''$; внешний делительный диаметр шестерни $d'_{e1} = d'_{e2}/u_1 = 177,6/4 = 44,4 \text{ мм}$.

*Обучающимся предлагается выполнить эти расчеты самостоятельно.

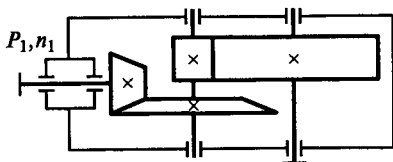


Рис. 8.44

Далее расчет ведем по параметрам среднего сечения, в котором для круговых зубьев нормальный модуль принимают из стандартного ряда:

$$d'_{m1} = d'_{e1} (1 - 0,5K_{be}) = 44,4 (1 - 0,5 \cdot 0,285) = 38,07 \text{ мм.}$$

По графику рис. 8.36, б (при $u=4$) $z'_1 = 11,5$ и, далее, $z_1 = 1,3z'_1 = 14,95$. Округляем до целого числа $z_1 = 15$. При этом $m'_{tm} = d'_{m1}/z_1 = 38,07/15 = 2,538$ мм. По рекомендации § 8.9 принимаем $\beta_n = 35^\circ$, $m'_{nm} = m'_{tm} \cos \beta_n = 2,538 \cdot \cos 35^\circ = 2,08$ мм. По ГОСТ назначаем $m_{nm} = 2$ мм. Тогда $m_{tm} = 2/\cos 35^\circ = 2,442$ мм и $z_1 = d'_{m1}/m_{tm} = 38,07/2,442 = 15,59$. Окончательно принимаем $z_1 = 16$ и $z_2 = z_1 u = 16 \cdot 4 = 64$.

Примечание. В нашем случае z_2 — целое число. Если z_2 приходится округлять до целого числа, то изменятся u_1 . Тогда необходимо уточнить величины углов δ_1 и δ_2 .

Далее $d_{m1} = m_{tm} \cdot z_1 = 2,442 \cdot 16 = 39,072$ мм, $d_{m2} = m_{tm} z_2 = 2,442 \cdot 64 = 156,288$ мм.

3. Выполняем проверочный расчет на сопротивление усталости по контактным напряжениям [см. формулу (8.43)] при $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$.

Окружная скорость в зацеплении $v = \pi d_{m1} n_1 / 60 = \pi \cdot 39,072 \cdot 10^3 \cdot 950 / 60 = 1,94$ м/с. Полагаем также, что коническая пара изготавливается по 8-й степени точности, тогда по табл. 8.3 находим $K_{Hv} = 1,04$. При ранее найденном $K_{H\beta} = 1$ получаем $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{Hv} = 1,04$.

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 40,2 \cdot 10^3 \cdot 1,04 \sqrt{4^2 + 1}}{1,65 \cdot 39,072^2 \cdot 26,1 \cdot 0,6428 \cdot 4}} = 546 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 585 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется. Недогрузка по контактным напряжениям составляет 6,7%, что допустимо — см. примечание в п. 6 примера 8.1. Примем окончательно $b = 26$ мм, что приведет к снижению недогрузки до 6,5%.

4. Проверяем сопротивление усталости зубьев по напряжениям изгиба — формула (8.40). Предварительно определяем окружную силу в зацеплении $F_t = 2T_1/d_{m1} = 2 \cdot 40,2 \cdot 10^3 / 39,072 = 2058$ Н. По рекомендации § 8.9 назначаем коэффициенты смещения [см. формулу (8.50)] $x_{n1} = 2(1 - 1/4^2) \sqrt{\cos^3 35^\circ / 16} = 0,35$; $x_{n2} = -x_{n1} = -0,35$. По формуле (8.49): $z_{vn1} = z_1 / (\cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta_n) = 16 / (\cos 14^\circ 2' 10'' \cdot \cos^3 35^\circ) = 16 / (0,97 \cdot 0,819^3) \approx 30$; $z_{vn2} = z_2 / (\cos \delta_2 \cdot \cos^3 \beta_n) = 64 / (\cos 75^\circ 57' 50'' \cdot \cos^3 35^\circ) = 64 / 0,2425 \cdot 0,819^3 = 480$. По графику (рис. 8.20) с учетом величин x_{n1} и x_{n2} находим: $Y_{FS1} = 3,68$; $Y_{FS2} = 3,77$. По табл. 8.3: $K_{Fv} = 1,08$. При $K_{H\beta} = 1$ (см. выше) определяем (см. § 8.8) $K_{F\beta} = 1 + 1,5(K_{H\beta} - 1) = 1$ и $K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = 1,08$. По рекомендации § 8.9 $\theta_F = 0,85 + 0,04 \cdot 4 = 1,01$.

Сравниваем отношения $[\sigma_F]_1 / Y_{FS1} = 363 / 3,68 = 98,64$ и $[\sigma_F]_2 / Y_{FS2} = 252 / 3,77 = 66,84$. Второе отношение меньше, поэтому проверку на сопротивление усталости по напряжениям изгиба выполняем для колеса.

По формуле (8.40) $\sigma_{F2} = 3,77 \cdot 2058 \cdot 1,08 / (1,01 \cdot 26 \cdot 2) = 159,5$ МПа $< [\sigma_F]_2 = 252$ МПа. Условия прочности для колеса и шестерни соблюдаются. Отмечаем, что здесь, как и в примере 8.1, основным критерием является прочность по контактным напряжениям.

Далее выполняют проверочный расчет на прочность зубьев по контактным и изгибным напряжениям при действии кратковременной перегрузки по аналогии с п. 8 примера 8.1.

5. Определяем другие геометрические параметры: $R_m = d_{m1}/2 \sin \delta_1 = 39,072 / (2 \sin 14^\circ 2' 10'') = 80,55$ мм; $R_e = R_m + 0,5b = 80,55 + 0,5 \cdot 26 = 93,55$ мм; $d_{e1} = d_{m1} R_e / R_m = 45,38$ мм; $m_{te} = d_{e1} / z_1 = 45,38 / 16 = 2,836$ мм; $d_{e2} = m_{te} \cdot z_2 = 2,836 \cdot 64 = 181,5$ мм. Ранее были найдены: $m_{nm} = 2$ мм; $z_1 = 16$; $z_2 = 64$; $b = 26$ мм; $\delta_1 = 14^\circ 2' 10''$; $\delta_2 = 75^\circ 57' 50''$.

Примечание. Остальные геометрические параметры (в том числе измерительный комплекс), которые не используют при расчетах на прочность, рассчитывают по ГОСТ 19624 — 74 с прямыми и по ГОСТ 19326 — 73 с круговыми зубьями.

§ 8.15. Особенности расчета планетарных передач

Характеристика и применение. Планетарными называют передачи, содержащие зубчатые колеса с перемещающимися осями (рис. 8.45, а). Передача состоит из центрального колеса a с наружными зубьями, центрального колеса b с внутренними зубьями, водила h и сателлитов g . Сателлиты вращаются вокруг своих осей и вместе с осью вокруг центрального колеса, т. е. совершают движение, подобное движению планет. Отсюда название — *планетарные передачи*. При неподвижном колесе b (рис. 8.45, б) движение может передаваться от a к h или от h к a ; при неподвижном водиле h (рис. 8.45, в) — от a к b или от b к a . При всех свободных звеньях одно движение можно раскладывать на два или два соединять в одно, например от b к a и h , от a и h к b и т. п. В этом случае передачу называют *дифференциальной*.

Широкие кинематические возможности планетарной передачи являются одним из основных ее достоинств и позволяют использовать передачу как редуктор с постоянным передаточным отношением; как коробку скоростей, передаточное отношение в которой изменяют путем поочередного торможения различных звеньев; как дифференциальный механизм. Вторым достоинством планетарной передачи является компактность, а также малая масса. Переход от простых передач к планетарным позволяет во многих случаях снизить массу в 2...4 раза и более. Это объясняется следующим: мощность передается по нескольким потокам, число которых равно числу сателлитов. При этом нагрузка на зубья в каждом зацеплении уменьшается в несколько раз; внутреннее зацепление (g и b) обладает повышенной нагрузочной способностью, так как у него больше приведенный радиус кривизны в зацеплении [см. знаки « \pm » в формуле (8.9)]; планетарный принцип позволяет получать большие передаточные отношения (до тысячи и больше) без применения многоступенчатых передач; малая нагрузка на опоры, так как при симметричном расположении сателлитов силы в передаче взаимно уравновешиваются. Это снижает потери и упрощает конструкцию опор (кроме опор сателлитов).

К недостаткам планетарных передач относятся повышенные требования к точности изготовления и монтажа.

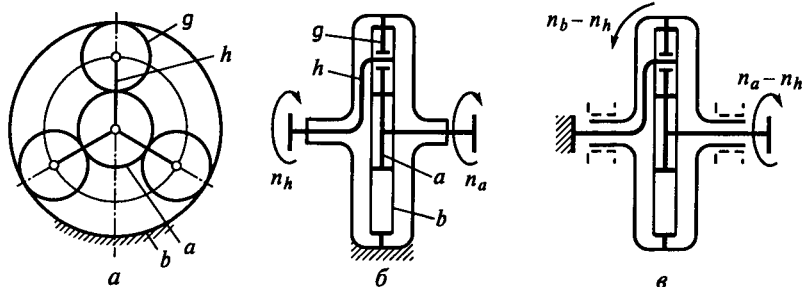


Рис. 8.45

Планетарные передачи широко применяют в транспортном машиностроении, станкостроении, приборостроении и т. д.

Кинематика. При исследовании кинематики планетарных передач широко используют метод *остановки водила* — *метод Виллиса*. Всей планетарной передаче мысленно сообщается вращение с частотой вращения водила, но в обратном направлении. При этом водило как бы затормаживается, а все другие звенья освобождаются. Получаем так называемый *обращенный механизм* (рис. 8.45, в), представляющий собой простую передачу, в которой движение передается от a к b через паразитные колеса g . Частоты вращения зубчатых колес обращенного механизма равны разности прежних частот вращения и частоты вращения водила. В качестве примера проанализируем кинематику передачи, изображенной на рис. 8.45. Условимся приписывать частотам вращения индекс звена (n_a , n_h и т. д.), а передаточные отношения сопровождать индексами в направлении движения и индексом неподвижного звена. Например, i_{ah}^b означает передаточное отношение от a к h при неподвижном b . Для обращенного механизма

$$i_{ab}^h = (n_a - n_h)/(n_b - n_h) = -z_b/z_a. \quad (8.74)$$

В планетарных передачах существенное значение имеет знак передаточного отношения. Условимся, что при $i > 0$ вращение ведущего и ведомого звеньев происходит в одном направлении; при $i < 0$ вращение звеньев противоположное. В рассматриваемом примере колеса a и b вращаются в разных направлениях, а потому $i_{ab}^h < 0$.

Переходя к реальному механизму, у которого в большинстве случаев практики колесо b заторможено, a — ведущее и h — ведомое, на основе формулы (8.74) при $n_b = 0$ получаем

$$(n_a - n_h)/(-n_h) = -z_b/z_a; \quad -n_a/n_h + 1 = -z_b/z_a$$

или

$$i_{ah}^b = n_a/n_h = 1 + z_b/z_a. \quad (8.75)$$

Частоту вращения сателлита определим из равенства

$$(n_a - n_h)/(n_g - n_h) = i_{ag}^h = -z_g/z_a. \quad (8.76)$$

При заданных n_a и n_h определяют n_g или $(n_g - n_h)$ как частоту вращения сателлита относительно водила или относительно своей оси (используют при расчете подшипников).

Далее,

$$i_{ha}^b = n_h/n_a = 1/i_{ah}^b = z_a/(z_a + z_b). \quad (8.77)$$

Для случая, когда неподвижно колесо a , на основе формулы (8.74) при $n_a = 0$ с помощью аналогичных преобразований находим

$$i_{bh}^a = n_b/n_h = 1 + z_a/z_b, \quad (8.78)$$

$$i_{hb}^a = n_h/n_b = z_b/(z_b + z_a). \quad (8.79)$$

Анализ кинематики планетарных передач, выполненных по другим схемам, производят таким же методом.

Силы в зацеплении. Из рис. 8.46 ясно, что, по условиям равновесия сателлита,

$$\left. \begin{aligned} F_{ia} = F_{ib} \text{ и } F_{ih} = -2F_{ia}, \\ \text{где } F_{ia} = 2T_a K_w / (d_a n_w). \end{aligned} \right\} \quad (8.80)$$

Здесь n_w — число сателлитов; K_w — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между сателлитами.

Радиальные и осевые силы при известной окружной силе определяют так же, как и в простых передачах.

Величина K_w зависит от точности изготовления и числа сателлитов.

Структурным анализом* планетарной передачи можно показать, что она является механизмом с избыточными связями. Избыточных связей нет в передаче с одним сателлитом. Но у такой передачи больше нагрузки на зубья, а следовательно, и габариты. Размещение нескольких дополнительных сателлитов приводит к образованию избыточных связей. В механизмах с избыточными связями любые отклонения размеров, например шага зубьев, радиусов расположения осей сателлитов и др., сопровождаются неравномерным распределением нагрузки, в данном случае между сателлитами.

*Структурный анализ механизмов изучают в курсе теории механизмов.

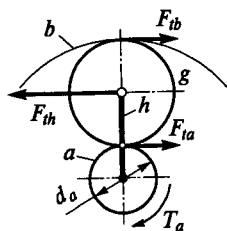


Рис. 8.46

Избыточные связи можно устранить, если выполнить одно из центральных колес (чаще колесо a) самоустанавливающимся, т. е. без радиальных опор. Для этих целей применяют соединение колеса с валом по типу зубчатой муфты (см. рис. 17.7). При отсутствии компенсирующих устройств $K_w = 1, 2, \dots, 2$. В передачах с самоустанавливающимся колесом и тремя сателлитами

$$K_w = 1, 1 \dots 1, 2. \quad (8.81)$$

Для планетарных передач, выполненных по другим схемам, силы в зацеплении определяют по такому же принципу.

При известных окружных силах нетрудно определить вращающие моменты на *основных звеньях** передачи, как произведения этих сил на соответствующие радиусы. Для определения моментов и сил в общем виде используют структурную схему планетарной передачи как трехзвенного механизма (рис. 8.47).

По условию равновесия,

$$T_a + T_b + T_h = 0. \quad (8.82)$$

По условию сохранения энергии,

$$T_a \omega_a + T_b \omega_b + T_h \omega_h = 0. \quad (8.83)$$

В этих уравнениях моментам и их произведениям на угловые скорости приписывают знак плюс при совпадении направлений T и ω (ведущие звенья) и знак минус, если они противоположны (ведомые звенья). Кроме того, в формуле (8.83) пока не учтены потери на трение.

Два уравнения позволяют определить два неизвестных момента при одном заданном и известных ω . Например, при ведущем a и закрепленном b ($\omega_b = 0$) с учетом КПД η_{ah}^b из уравнения (8.83) найдем

$$T_h = -T_a \eta_{ah}^b \omega_a / \omega_h = -T_a \eta_{ah}^b i_{ah}^b. \quad (8.84)$$

Из (8.82) имеем

$$T_b = T_a (\eta_{ah}^b i_{ah}^b - 1). \quad (8.85)$$

Потери и КПД. Формула (8.51) остается справедливой для планетарных передач. Потери в подшипниках ψ_n планетарной передачи меньше, чем у простой, так как при симметричном расположении

*Так называют звенья, которые вращаются вокруг оси водила (основной оси) и воспринимают внешние моменты.

сателлитов силы в зацеплениях уравновешиваются и не нагружают валы и опоры.

Гидравлические потери ψ_T в планетарной передаче при смазке погружением сателлитов в масляную ванну могут быть значительно больше, чем у простой передачи. Вращающиеся сателлиты входят в масляную ванну с ударом и проходят через нее. Поэтому рекомендуют неглубокое погружение колес в масляную ванну, а при больших скоростях — применять смазку разбрызгиванием или струйную.

Потери на трение в зацеплении ψ , планетарных передач могут быть как меньше, так и больше, чем в простых передачах. Величина ψ , в значительной степени зависит от схемы и параметров передачи. Это является одной из особенностей планетарных передач. КПД различных типов передач, полученные экспериментально, приведены далее.

Выбор типа планетарной передачи. Существует большое количество различных типов планетарных передач. Их характеристики и анализ можно найти в [27]. Здесь даются только основные указания по выбору типа планетарной передачи. Самое широкое применение на практике получила простейшая передача, схема которой изображена на рис. 8.45. Она с успехом используется как для больших, так и для малых мощностей в машиностроении и приборостроении.

Наиболее рациональные пределы $i_{ah}^b = 3 \dots 9$. При этом $\eta \approx 0,99 \dots 0,97$ соответственно.

Одна из разновидностей этой передачи с двойным сателлитом изображена на рис. 8.48, а. Передача позволяет увеличить передаточное отношение. Здесь

$$\left. \begin{aligned} i_{ah}^b &= 1 + z_g z_b / (z_a z_f); \\ i_{bh}^a &= 1 + z_a z_f / (z_b z_g). \end{aligned} \right\} \quad (8.86)$$

Рекомендуют $i_{ah}^b = 7 \dots 16$ при $\eta \approx 0,99 \dots 0,96$. Передачу требуется изготовлять с повышенной точностью, так как два жестко связанных сателлита зацепляются с колесами a и b . Эту передачу применяют значительно реже первой.

При больших передаточных отношениях в силовых передачах целесообразно применять двух- и даже трехступенчатые простые передачи (рис. 8.48, б). Здесь $i = i_1 i_2$.

На рис. 8.48, в изображена схема передачи с двумя внутренними зацеплениями. В этой передаче при движении от h к a

$$i_{ha}^b = 1 / [1 - z_b z_g / (z_f z_a)]. \quad (8.87)$$

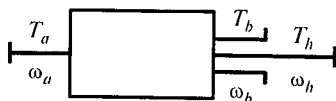


Рис. 8.47

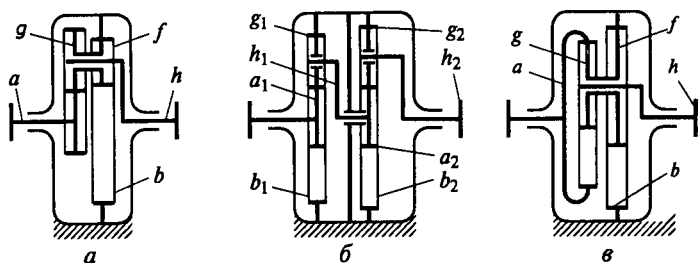


Рис. 8.48

При малой разности в знаменателе передача позволяет получать очень большие передаточные отношения (до 1700). Рациональны $i = 30 \dots 100$ при $\eta = 0,8 \dots 0,65$ соответственно. С увеличением i КПД резко снижается и может быть самоторможение. Эту передачу рекомендуют для кратковременно работающих приводов и маломощных приводов приборов, в которых КПД не имеет решающего значения.

В планетарных передачах находят применение не только цилиндрические, но и конические и даже червячные колеса. Зубья могут быть прямые или косые, с коррекцией и без нее.

Расчет на прочность. Для расчета прочности зубьев планетарных передач используют те же формулы, что и при расчете простых передач. Расчет выполняют для каждого зацепления; например (см. рис. 8.45), для наружного зацепления — колеса a и g , для внутреннего — колеса g и b . Так как силы и модули в этих зацеплениях одинаковы (см. рис. 8.46), а внутреннее зацепление по своим свойствам прочнее наружного, то при одинаковых материалах достаточно рассчитывать только зацепление колес a и g . При разных материалах расчет внутреннего зацепления выполняют с целью подбора материала колеса или как проверочный.

При расчете на изгиб используют формулу (8.19).

Для расчета по контактным напряжениям остаются справедливыми формулы (8.10) и (8.11) с учетом числа сателлитов n_w и коэффициента K_w неравномерности распределения нагрузки между ними. Например, формулу (8.11) при $K_{H\alpha} = 1$ получим в виде

$$d_1 = 1,35 \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_1 K_{H\beta} K_w}{[\sigma_H]^2 \psi_{bd} n_w} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)}, \quad (8.88)$$

где n_w и K_w — те же, что и в формуле (8.80). В соответствии с условием, принятым при выводе формулы (8.10), при расчете пары $a - g$ по формуле (8.88) полагают, что d_1 — диаметр меньшего колеса пары, а u равно отношению числа зубьев большего колеса к числу зубьев меньшего.

Для планетарных передач рекомендуют

$$\psi_{bd} = b_w/d_1 \leq 0,75. \quad (8.89)$$

Выбор чисел зубьев связан с кинематическим расчетом и обычно предшествует расчету на прочность. При заданном i числа зубьев определяют предварительно с помощью формул (8.75), (8.86) и (8.87) в зависимости от типа передачи. Полученные числа уточняют по условиям собираемости планетарной передачи. Рассмотрим эти условия для передачи, показанной на рис. 8.45.

Условия соосности

$$d_a/2 + d_g = d_b/2 \text{ или } z_g = (z_b - z_a)/2. \quad (8.90)$$

Условие симметричного размещения сателлитов требует, чтобы z_a и z_b были кратны числу сателлитов n_w .

Условие соседства предусматривает наличие гарантированного зазора между сателлитами. С помощью рис. 8.45 нетрудно записать

$$2(d_a/2 + d_g/2) \sin(\pi/n_w) > 2(d_g/2 + m)$$

или

$$(z_a + z_g) \sin(\pi/n_w) > (z_g + 2). \quad (8.91)$$

Параметры оптимизации планетарной передачи в основном те же, что и у простой зубчатой передачи. Дополнительно рассматривают определение оптимальных чисел зубьев при соблюдении трех условий сборки.

Вопросы для самоподготовки

1. Планетарные передачи — устройство и кинематика, оценка и применение.
2. Силы в зацеплении планетарной передачи и особенности расчета на прочность.
3. По каким условиям выбирают числа зубьев колес планетарной передачи?

Пример 8.3. Рассчитать передачу по схеме (рис. 8.45) при $P_a = 22$ кВт, $n_a = 1462$ мин⁻¹, $i_{ah}^b = 5,5$; нагрузка близка к постоянной, срок службы длительный.

Расчет. 1. Принимаем число сателлитов $n_w = 3$ и определяем числа зубьев. Выбираем $z_a = 21$ и по формуле (8.75) находим $z_b = (i_{ah}^b - 1)z_a = (5,5 - 1)21 = 94,5$. Принимаем $z_b = 93$, соблюдая условие симметричного размещения сателлитов. По условию (8.90) $z_g = (z_b - z_a)/2 = (93 - 21)/2 = 36$. По условию (8.91): $(21 + 36) \sin(\pi/3) > (36 + 2)$, или $49,36 > 38$, т. е. условие соседства выполняется. При этом действительное передаточное отношение $i_{ah}^b = 1 + z_b/z_a = 1 + 93/21 = 5,43$ отличается от заданного на $(5,5 - 5,43)/5,5 \cdot 100\% = 1,27\%$, что меньше допустимого отклонения — $\pm 4\%$.

2. Определяем размеры колес пары $a - g$ из условия сопротивления усталости по контактным напряжениям — формула (8.88). Выбираем прямозубое зацепление и назначаем материал колес пары — сталь 40X (табл. 8.7) при средней твердости

поверхности зубьев колеса a — $\bar{H}_a = 270$ НВ ($H_a = 260 \dots 280$ НВ), а для сателлита g — $\bar{H}_g = 245$ НВ ($H_g = 230 \dots 260$ НВ).

В конструкции предусматриваем плавающим центральное колесо a и по рекомендации (8.81) принимаем $K_w = 1,15$. Для рассчитываемой пары колес в формуле (8.88) следует принять: $u = z_g/z_a = 36/21 = 1,71$; $d_1 = d_a$ и $n_w = 3$. Принимаем также $\psi_{bd} = 0,5$ [см. рекомендацию (8.89)].

Допускаемые контактные напряжения определяем по формуле (8.55). Предел контактной выносливости для материала сателлита, как менее прочного, согласно табл. 8.8: $\sigma_{Hlim} = 2 \text{ НВ} + 70 = 2 \cdot 245 + 70 = 560$ МПа; $S_H = 1,1$. Для длительно работающей передачи $N_{HE} > N_{HG}$ и $Z_N = 1$ — см. (8.59) и (8.61). При этом $[\sigma_H] = [\sigma_H]_g = 560/1,1 = 509,1$ МПа. По графику рис. 8.15 (кривая V), $K_{H\beta} = 1,02$, $T_1 = T_a = P_a/\omega_a = 30 P_a/(\pi \cdot n_a) = 30 \cdot 22 \cdot 10^3/(\pi \cdot 1462) = 143,7 \text{ Н} \cdot \text{м} = 143,7 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$. Согласно (8.88), после подстановки данных получаем

$$d'_a = 1,35 \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 143,7 \cdot 10^3 \cdot 1,02 \cdot 1,15 (1,71 + 1)}{509,1^2 \cdot 0,5 \cdot 3 \cdot 1,71}} = 70,81 \text{ мм};$$

$b_w = d'_a \psi_{bd} = 70,81 \cdot 0,5 = 35,405$ мм. Принимаем $b_w = 35$ мм. Модуль зубьев: $m = d'_a/z_a = 70,81/21 = 3,372$ мм. По табл. 8.1 выбираем $m = 3,5$ мм из 2-го ряда и уточняем $d_a = m z_a = 3,5 \cdot 21 = 73,5$ мм; $d_g = m z_g = 3,5 \cdot 36 = 126$ мм; $d_b = m z_b = 3,5 \cdot 93 = 325,5$ мм.

Проверяем выполнение условия соседства:

$$(d_a + d_g) \sin(\pi/3) > d_g + 2m,$$

$(73,5 + 126) \sin 60^\circ > 126 + 2 \cdot 3,5$; $172,7 > 133$. Условие соседства выполняется.

3. Выполняем проверочный расчет на сопротивление усталости по контактными напряжениями — формула (8.10) при $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$.

Окружная скорость в зацеплении $v = \pi d_a n_a / 60 = \pi \cdot 73,5 \cdot 10^{-3} \cdot 1462 / 60 = 5,62$ м/с. По табл. 8.2 назначаем 8-ю степень точности. По табл. 8.3 $K_{Hv} = 1,24 + \frac{1,38 - 1,24}{8 - 5} (5,62 - 5) = 1,27$ и, далее, $K_H = K_{H\beta} K_{Hv} = 1,02 \cdot 1,27 \approx 1,3$.

По формуле (8.10) с учетом n_w и K_w имеем:

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 143,7 \cdot 10^3 \cdot 1,3 \cdot 1,15 \left(\frac{1,71 + 1}{1,71}\right)}{73,5^2 \cdot 35 \cdot 0,6428 \cdot 3}} = 522,5 \text{ МПа}.$$

Полученная перегрузка по контактными напряжениями составляет $\frac{522,5 - 509,1}{509,1} \times 100\% = 2,6\%$, что меньше допустимой, равной 5%. Поэтому перерасчета параметров зубчатой пары не требуется (см. п. 6 примера 8.1).

4. Выполняем проверочный расчет на сопротивление усталости по напряжениями изгиба [формула 8.19]. Рассчитываем только зубья сателлита, так как они термообработаны на меньшую твердость и подвергаются знакопеременным напряжениями.

По табл. 8.8, $\sigma_{Flim} = 1,8 \bar{H}\bar{B} = 1,8 \cdot 245 = 441$ МПа. По формуле 8.67, принимая $S_F = 1,75$; $Y_N = 1$ и $Y_A = 0,7$, находим $[\sigma_F] = 441 \cdot 0,7 / 1,75 = 176,4$ МПа. По графику (рис. 8.20), при $x = 0$ $Y_{FS} = 3,75$. По графику рис. 8.15 (кривая V) $K_{F\beta} = 1,02$. По табл. 8.3 $K_{Fv} = 1,48 + \frac{1,77 - 1,48}{8 - 5} (5,62 - 5) = 1,54$ и, далее, $K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = 1,02 \cdot 1,54 = 1,57$.

По формуле (8.80) $F_t = F_{ta} = 2 \cdot 143,7 \cdot 10^3 \cdot 1,15 / (73,5 \cdot 3) \approx 1500$ Н.

По формуле (8.19) $\sigma_F = 3,75 \cdot 1500 \cdot 1,57 / (35 \cdot 3,5) = 72,1$ МПа $< [\sigma_F] = 176,4$ МПа. Условие прочности соблюдается.

5. Все размеры второй пары «сателлит g — колесо b » известны. Поэтому расчет этой пары выполняют в форме проверочного на сопротивление усталости по контактным и изгибным напряжениям. Методика расчета та же, что и для первой пары. Особенности расчета указаны выше.

§ 8.16. Передача с зацеплением Новикова

В 1954 г. в России М. Л. Новиковым было разработано зубчатое зацепление с круговыми профилями зубьев (рис. 8.49). Обладая рядом положительных качеств и в первую очередь повышенной нагрузочной способностью, передачи Новикова получили широкое распространение. В России они стандартизованы. Передачи изготавливают общего и специального назначения.

Особенности зацепления. Непрерывность движения прямозубой эвольвентной передачи обеспечивается только при торцовом коэффициенте перекрытия $\varepsilon_\alpha > 1$. Косозубые эвольвентные передачи имеют два коэффициента перекрытия: торцовый ε_α и осевой ε_β . Косозубая передача может работать и при $\varepsilon_\alpha = 0$, если $\varepsilon_\beta > 1$. При этом не обязательны сопряженные профили зубьев. Проиллюстрируем это на рис. 8.50, где тонкими линиями изображено зацепление прямозубой передачи с эвольвентными зубьями. В данный момент в зацеплении находятся две пары зубьев 1 и 2. Точки зацепления a и b расположены на линии зацепления A_1A_2 . Эвольвентные профили являются сопряженными, так как контакт этих зубьев сохраняется на всем протяжении активного участка g_α линии зацепления. Напомним, что $\varepsilon_\alpha = g_\alpha / p_b$. Далее допустим, что у колеса 1 эвольвентные профили заменены круговыми (изображены жирно). При этом дуги окружностей касаются эвольвент зубьев этого колеса в точках a и a_1 , а радиусы r_1 меньше радиусов кривизны эвольвент. В момент, когда первая пара кругового зуба колеса 1 и эвольвентного зуба колеса 2 зацепляется в точке a , зацепления второй пары таких зубьев нет. Вторая пара вступит в зацепление только тогда, когда она займет положение первой пары, т. е. в точке a . При переходе за точку a зацепления снова не будет, между зубьями образуется зазор.

Таким образом, зацепление кругового и эвольвентного зубьев прямозубой передачи может существовать только в одной точке. Длина существовавшей ранее активной линии зацепления g_α сокращается до нуля ($\varepsilon_\alpha = 0$). Такие профили называют несопряженными. Прямозубая передача с несопряженными профилями работать не может. Для несопряженных профилей профиль

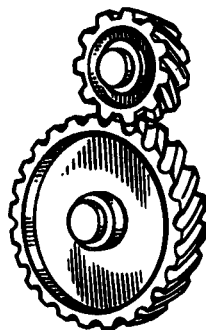


Рис. 8.49

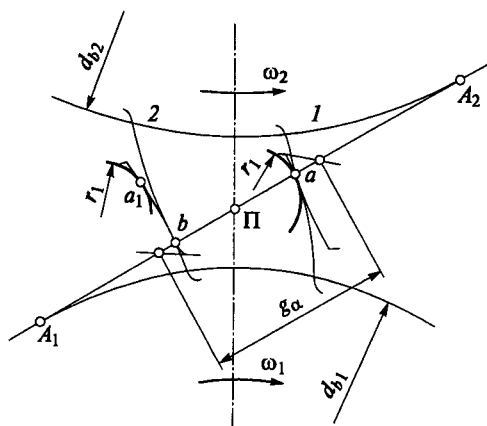


Рис. 8.50

зуба второго колеса не обязательно эвольвентный. Выполним его также круговым, но вогнутым, с r_2 , несколько большим, но близким к r_1 (рис. 8.51). Контактные напряжения значительно уменьшаются, так как контакт выпуклых эвольвентных профилей заменен контактом выпуклого и вогнутого профилей с малой разностью радиусов кривизны. Для сохранения непрерывности зацепления передачи Новикова выполняют косозубыми с $\varepsilon_\beta > 1$. В сечении плоскостью $n-n$ (рис. 8.51) боковые поверхности косых зубьев имеют большие радиусы кривизны ρ_1 и ρ_2 винтовых линий. При вращении колес косые зубья перекатываются в плоскости $n-n$ как цилиндры. Точка контакта a перемещается вдоль зубьев от одного края к другому. Процесс такого зацепления иллюстрируется рис. 8.52, изображенным в косоугольной проекции. Штриховой линией изображены начальные цилиндры d_1 и d_2 . Линия касания цилиндров $ПП_1$ — полюсная линия. Контурными линиями изображены цилиндры, проходящие через точку a контакта зубьев (см. рис. 8.50 и 8.51). Эти цилиндры пересекают поверхности зубьев по винтовым линиям ac , ac' и т. д. При указанном направлении вращения точка контакта винтовых линий, а следовательно, и точка контакта зубьев перемещаются по линии aa_1 . В контакт последовательно вступают точки 2 и 2', 3 и 3' и т. д.

Так как во всех поперечных сечениях форма зубьев не изменяется, то расстояние точек контакта от полюсной линии $ПП_1$ остается постоянным. Это означает, что линия aa_1 прямая, параллельная полюсной линии. Линия aa_1 является линией зацепления в передачах Новикова. Ее длина равна ширине колеса b_w , а коэффициент перекрытия [см. формулу (8.23)]

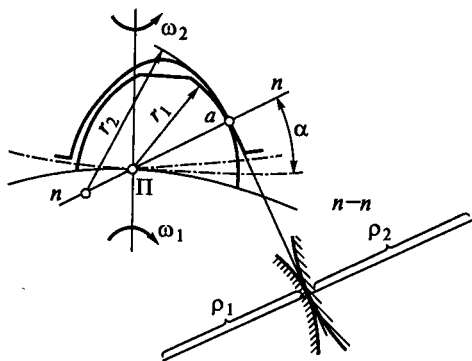


Рис. 8.51

$$\varepsilon_{\beta} = b_w/p_x = (b_w \sin \beta)/p_n = (b_w \sin \beta)/(\pi m_n), \quad (8.92)$$

где p_x — осевой шаг.

Если линия зацепления располагается за полюсной линией (по направлению вращения ведущего колеса; рис. 8.51), то зацепление называют заплосным, если до полюса — доплосным (рис. 8.52). Одна и та же пара колес может иметь заплосное или доплосное зацепление в зависимости от того, какое из них является ведущим.

Признаком заплосного зацепления является выпуклый профиль у ведущего зуба и вогнутый у ведомого; доплосного — вогнутый у ведущего и выпуклый у ведомого. Очевидно, можно выполнить зубья так, чтобы одна часть их профиля была выпуклой, а другая — вогнутой. Тогда они смогут зацепляться и за полюсом, и до полюса. Так был разработан вариант дозаплосного зацепления (рис. 8.53).

Дозаплосное зацепление имеет две линии зацепления, проходящие через точки a и b . Соответственно в два раза увеличивается и число точек контакта зубьев. В таких передачах зубья шестерни и колеса имеют одинаковый профиль: выпуклый — у головки, вогнутый — у ножки. На рис. 8.53 изображен момент, когда первая пара зубьев соприкасается в точке a , расположенной в передней торцевой плоскости. При этом головка зуба шестерни соприкасается с ножкой зуба колеса. У второй пары зубьев в передней торцевой плоскости наблюдается зазор. В этот момент контакт второй пары зубьев (в данном случае) осуществляется в точке b_1 , расположенной в другой торцевой плоскости, смещенной относительно первой на отрезок bb_1 . Линия b_1c пересечения этой плоскости с боковой поверхностью зуба колеса изображена

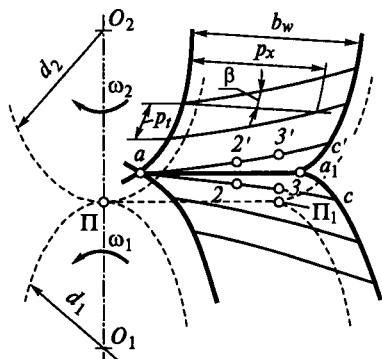


Рис. 8.52

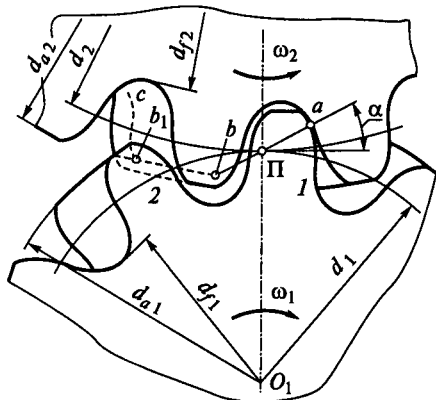


Рис. 8.53

штриховой линией. В точке b_1 ножка зуба шестерни соприкасается с головкой зуба колеса; bb_1 — линии зацепления второй пары зубьев. По стандарту обе линии зацепления, aa_1 и bb_1 , расположены в одной плоскости с полюсной линией ПП₁.

Сравнивая два варианта зацепления с одной (см. рис. 8.51) и двумя (рис. 8.53) линиями зацепления, отметим следующее. При одной линии зацепления у шестерни и колеса разные профили зубьев. Для их нарезания необходимо два различных инструмента (два исходных контура). При двух линиях зацепления зубья шестерни и колеса можно нарезать одним инструментом (один исходный контур). Очевидно, что нагрузочная способность передачи с двумя линиями зацепления больше, чем с одной. Поэтому дозаполносное зацепление считают предпочтительным. С зацеплением Новикова изготавливают передачи не только цилиндрические, но и конические [25].

Оценка передачи. Основное достоинство передачи Новикова — повышенная нагрузочная способность по контактной прочности. При $H \leq 350$ НВ она примерно в 1,5...1,7 раза больше, чем у аналогичной по размерам и материалу эвольвентной косозубой передачи.

Недостатки — повышенная чувствительность к изменению межосевого расстояния; сравнительно сложный исходный контур инструмента (см. ГОСТ 15023 — 76); некоторое снижение изломной прочности по сравнению с эвольвентным профилем.

Основные геометрические параметры. Колеса передачи Новикова нарезают обычно без смещения:

$$\left. \begin{aligned} d &= m_1 z; \quad d_a = d + 2m_n h_a^*; \\ d_f &= d - 2m_n (h_a^* + c^*); \\ a &= 0,5m_t (z_1 + z_2); \quad m_t = m_n / \cos \beta \end{aligned} \right\} \text{ вариант дозаполнос-} \quad (8.93) \\ \text{ного зацепления.}$$

Обозначения те же, что и для эвольвентных передач: $\beta = 10...22^\circ$, $h_a^* = 0,9$, $c^* = 0,15$.

Критерии работоспособности и расчета. Без учета деформаций и приработки контакт зубьев в передаче Новикова осуществляется в точке, а не по линии, как у эвольвентных передач. Однако малая разность радиусов кривизны r_1 и r_2 выпуклых и вогнутых поверхностей зубьев, а также большие радиусы кривизны ρ_1 и ρ_2 косых зубьев в плоскости $n - n$ (см. рис. 8.51) приводят к тому, что под нагрузкой точечный контакт переходит в контакт по пятну — рис. 8.54, а для заплоского зацепления и рис. 8.54, б для дозаполносного зацепления. В последнем случае будет два пятна контакта, соответствующие двум линиям зацепления. В соответствии с рис.

8.53 два пятна контакта в точках a и b_1 располагаются на двух соседних зубьях. На рис. 8.54, b пятно контакта второго зуба изображено штриховой линией. Площади пятен контакта, а следовательно, и нагрузочная способность по контактным напряжениям у передач Новикова больше, чем у эвольвентных.

Точечный, а не линейный контакт приводит к понижению изломной прочности. Например, у прямозубой эвольвентной передачи нагрузка теоретически распределена по всей длине зуба и излому сопротивляется все сечение зуба у его основания. У заповлюсной передачи Новикова без учета контактных деформаций нагрузка сосредоточена в точке. При этом опасно зацепление вблизи торцов, когда выламываются края зубьев. Поэтому рекомендуют выполнять коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta \geq 1,3$, при котором по краям зубьев обеспечивается двухпарное зацепление.

Смещение линии зацепления и точки контакта от полюса приводит к скольжению в торцевой плоскости (см. § 8.2) со скоростью $v_s = e(\omega_1 + \omega_2)$, где e равно отрезку Pa (см. рис. 8.53).

В осевом направлении зубья не скользят, а перекатываются по линиям зацепления подобно двум цилиндрам с радиусами ρ_1 и ρ_2 . Скорость качения

$$v_x = v(\rho_x/\rho_i) = v \operatorname{ctg} \beta, \quad (8.94)$$

где v — окружная скорость.

Для распространенных величин β скорость v_x значительно больше v , что благоприятно для образования режима жидкостного трения. Благоприятные условия смазки приводят к увеличению КПД и уменьшению износа зубьев.

Точечный (теоретический) контакт делает передачи Новикова менее чувствительными к перекосам, чем передачи с линейным контактом. Зато они более чувствительны к изменению межосевого расстояния. Таким образом, *основным критерием работоспособности и расчета передач Новикова является прочность по контактным и изгибным напряжениям.*

Способы повышения прочности. 1. Увеличение числа пятен контакта путем применения дозаповлюсного зацепления и увеличения коэффициента перекрытия ε_β . Для дозаповлюсных передач применяют $\varepsilon_\beta \geq 1,3$ или 2,3. Наиболее распространены $\varepsilon_\beta = 1,3 \dots 1,4$,

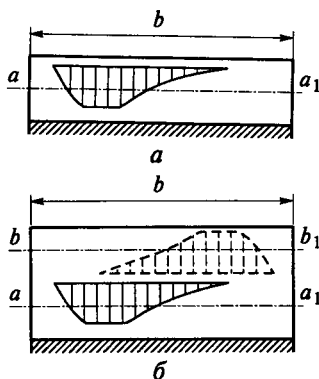


Рис. 8.54

так как при увеличении ε_β увеличивается b_w [см. формулу (8.92)]. При больших b_w требуются повышенная точность и жесткость.

2. Увеличение площади пятен контакта (рис. 8.54) путем уменьшения разности r_1 и r_2 (см. рис. 8.51) и увеличения ρ_1 и ρ_2 . На практике принимают $r_2 \approx (1,2 \dots 1,3)r_1$. Радиусы кривизны ρ_1 и ρ_2 увеличиваются с уменьшением β . С учетом противоположного влияния β на ε_β и ρ рекомендуют $\beta = 8 \dots 25^\circ$.

3. Применение колес с малым числом зубьев, что при одном и том же диаметре ($d = mz$) равнозначно увеличению m и, следовательно, одновременному повышению прочности как по напряжениям изгиба, так и по контактным напряжениям [см. формулы (8.95) и (8.96)]. Рекомендуют $z_1 = 13 \dots 20$.

Материалы. Для передач Новикова применяют те же материалы, что и для эвольвентных (см. табл. 8.7). Наиболее распространены материалы с твердостью рабочих поверхностей ≤ 350 НВ. Напомним (см. § 8.11), что применение материалов с высокой твердостью поверхности (цементация, ТВЧ, азотирование и пр.) в эвольвентных передачах направлено в основном на повышение контактной прочности и сближение ее с прочностью по изгибу. В передачах Новикова такое сближение достигается путем существенного увеличения площади пятен контакта. Поэтому применение материалов с высокой твердостью поверхности здесь менее эффективно. Уменьшая способность к приработке, они не приводят к существенному повышению нагрузочной способности. Ограничением становится прочность по изгибу.

В передачах Новикова целесообразно применять, например, объемную закалку. Однако она сопровождается короблением и требует последующего шлифования зубьев. При сложном профиле зубьев эта операция встречает существенные затруднения.

Расчет на прочность. Условия контакта зубьев в передачах Новикова существенно отличаются от условий контакта по Герцу (малая разность r_1 и r_2 , большие ρ_1 и ρ_2). Размеры площадок контакта здесь соизмеримы с размерами зубьев, а контактные напряжения приближаются к напряжениям смятия (удельным давлениям). Поэтому расчет передач Новикова по контактным напряжениям, определяемым по зависимостям Герца, применяют условно.

Определение удельной нагрузки q и приведенного радиуса кривизны $\rho_{пр}$ для зацепления Новикова значительно сложнее и здесь не рассматриваются.

Ниже приведены (без вывода) основные расчетные зависимости для цилиндрических передач дозаполюсного зацепления по ГОСТ 15023 — 76*:

*Здесь и далее даны формулы из [25] с небольшими преобразованиями.

по контактным напряжениям

$$d_1 = 0,62 \sqrt[3]{\frac{E_{\text{нр}} T_1 K_{H\alpha} K_{Bz_1} (u \pm 1)}{[\sigma_H]^2 \epsilon_\beta^u \cos \beta}}; \quad (8.95)$$

по напряжениям изгиба

$$\sigma_F = \frac{T_1 K_{F\alpha} K_n \psi}{m_n^3 z_1 \epsilon_\beta Y_F} \leq [\sigma_F], \quad (8.96)$$

где d_1 , $E_{\text{нр}}$, T_1 , z_1 , u , $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$, m_n , ϵ_β , β , $[\sigma_H]$, $[\sigma_F]$ то же, что и для эвольвентных передач; ϵ_β' — целая часть величины ϵ_β (например, при $\epsilon_\beta = 1,3$ $\epsilon_\beta' = 1$); K_B , K_n — коэффициенты, зависящие от угла β (рис. 8.55); ψ — коэффициент, зависящий от $\Delta\epsilon = \epsilon_\beta - \epsilon_\beta'$ (рис. 8.55); Y_F — коэффициент формы зуба, определяемый в зависимости от эквивалентного числа зубьев $z_v = z/\cos^3 \beta$:

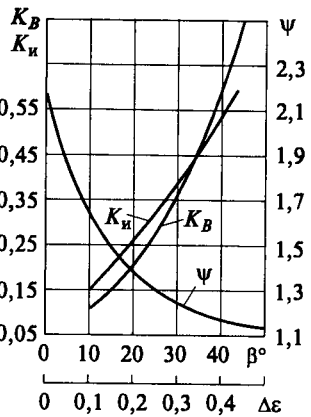


Рис. 8.55

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

В отличие от эвольвентных передач контактная прочность передач с зацеплением Новикова зависит от числа зубьев z или при постоянном d от модуля m .

Пример расчета 8.4. В передаче из примера 8.1 (см. рис. 8.43) заменить эвольвентное зацепление второй ступени зацеплением Новикова и сравнить размеры.

Расчет. Материал и допускаемые напряжения сохраняем: $[\sigma_H] = 509$ МПа; для шестерни $[\sigma_F] = 278$ МПа; $u = 3,33$; $T_1 = 234 \cdot 10^3$ Н·мм; $n_1 = 158,2$ мин⁻¹.

1. Определяем d_1 по формуле (8.95). По рекомендациям (см. выше) предварительно назначаем $\beta = 14^\circ$, $\epsilon_\beta = 1,3$, $z_1 = 15$. По графику (рис. 8.55) находим $K_B = 0,14$. По табл. 8.3 $K_{H\alpha} = 1,05$ (см. пример 8.1).

Подставляя данные в формулу (8.95), с учетом $\epsilon_\beta' = 1$, находим

$$d_1 = 0,62 \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 234 \cdot 10^3 \cdot 1,05 \cdot 0,14 \cdot 15 (3,33 + 1)}{509^2 \cdot 1 \cdot 3,33 \cos 14^\circ}} = 51,118 \text{ мм.}$$

Модуль $m_n = d_1 \cos \beta / z_1 = 51,118 \cdot 0,97 / 15 = 3,3$ мм. По табл. 8.1 принимаем $m_n = 3,5$ мм. При этом $d_1 = 3,5 \cdot 15 / 0,97 = 54,124$ мм.

2. По формуле (8.96) проверяем прочность по напряжениям изгиба. Предварительно принимаем $K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1,05$; по рис. 8.55 $K_n = 0,2$ и при $\Delta\epsilon = \epsilon_\beta - \epsilon_\beta' = 0,3$ $\psi = 1,25$. Далее $z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta = 15 / \cos^3 14^\circ = 15 \cdot 0,9135 = 16,42$ и $Y_F \approx 0,955$. При этом

$$\sigma_F = \frac{234 \cdot 10^3 \cdot 1,05 \cdot 0,2 \cdot 1,25}{3,5^3 \cdot 15 \cdot 1,3 \cdot 0,955} = 76,93 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 278 \text{ МПа.}$$

Условие прочности соблюдается. Отмечаем, что в нашем примере нагрузка передачи ограничивается контактной прочностью.

3. Определяем ширину колес по формуле (8.92): $b_w = \varepsilon_{\beta} m_n / \sin \beta = 1,3 \cdot \pi \times 3,5 / \sin 14^\circ \approx 59$ мм. Число зубьев колеса $z_2 = z_1 \cdot u = 15 \cdot 3,33 \approx 50$. Диаметр колеса $d_2 = z_2 \cdot m_n / \cos \beta = 50 \cdot 3,5 / \cos 14^\circ = 180,357$ мм.

В заключение сравниваем передачи:

передача Новикова

$$d_1 = 54,124 \text{ мм}$$

$$d_2 = 180,357 \text{ мм}$$

$$b_w = 59 \text{ мм}$$

передача эвольвентная

$$92,5 \text{ мм}$$

$$307,5 \text{ мм}$$

$$80 \text{ мм}$$

Отмечаем существенное уменьшение габаритов.

§ 8.17. Краткие сведения о зубчатых передачах с перекрещивающимися осями (винтовых и гипoidных)*

В этих передачах, так же как и в конических, оси валов располагаются под углом, но не пересекаются, а перекрещиваются, т. е. проходят на некотором расстоянии a друг от друга (рис. 8.56 и 8.57). Перекрестное расположение осей придает этим передачам некоторые особенности, которые используют на практике. Например, подшипники обоих валов можно располагать по обе стороны колеса; оба вала могут продолжаться в обе стороны от колеса, что позволяет передавать движение от одного ведущего вала нескольким ведомым.

Основными недостатками передач с перекрещивающимися осями являются повышенное скольжение в зацеплении и связанные с этим повышенный износ и склонность к заеданию.

Винтовые и гипoidные передачи применяют преимущественно в специальных изделиях. Поэтому в курсе деталей машин дается только общее понятие об этих передачах.

Винтовая передача (рис. 8.56) осуществляется цилиндрическими косозубыми колесами. При перекрестном расположении осей валов начальные цилиндры колес соприкасаются в точке, поэтому зубья имеют точечный контакт. Векторы окружных скоростей колес направлены под углом перекрещивания, поэтому в зацеплении наблюдается большое скольжение. Точечный контакт и скольжение приводят к быстрому износу и заеданию даже при сравнительно небольших нагрузках. Поэтому винтовые передачи применяют главным образом в кинематических цепях приборов. В силовых передачах их заменяют червячными передачами с многозаходными червяками. Во многих случаях такая замена целесообразна и в передачах приборов. Прочностной расчет винтовых передач [11] вы-

*К этой группе передач относятся также червячные передачи, которые имеют более широкое применение и поэтому рассматриваются отдельно.

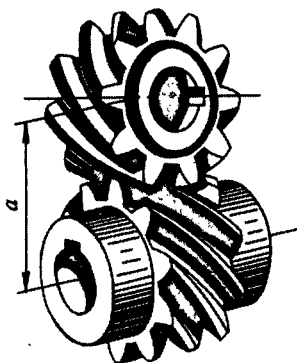


Рис. 8.56

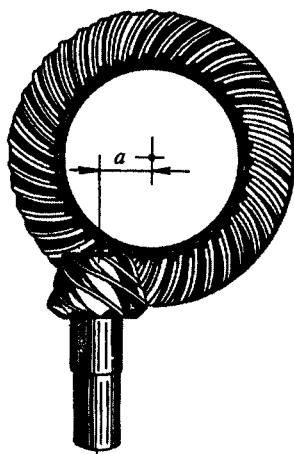


Рис. 8.57

полняют по условным формулам, основанным на экспериментальных данных.

Гипоидная передача (рис. 8.57) осуществляется коническими колесами с косыми или криволинейными зубьями. Вершины конусов колес не совпадают. Угол перекрещивания осей чаще всего выполняется равным 90° . В отличие от винтовых передач гипоидные могут быть выполнены с линейным контактом зубьев. Скорости скольжения в гипоидных передачах меньше, чем в винтовых. Поэтому они обладают повышенной нагрузочной способностью. На практике опасность заедания, связанная со скольжением, устраняется применением специальных смазочных материалов с антизадирными присадками (гипоидные масла) и термообработкой зубьев до высокой твердости, а также ограничением смещения a осей валов (рис. 8.57).

Недостатком гипоидных передач являются повышенные требования к точности изготовления и монтажа. Гипоидные передачи применяют главным образом в автотракторном и текстильном машиностроении. Размещение карданного вала ниже оси ведущих колес автомобиля позволяет понизить центр тяжести автомобиля и тем самым повысить его устойчивость. Применение гипоидной передачи в прядильных машинах позволяет передавать движение от одного вала многим десяткам веретен. Расчет гипоидных передач излагается в специальной литературе [11].

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Червячная передача (рис. 9.1) относится к передачам зацеплением с перекрещивающимися осями валов. Угол перекрещивания обычно равен 90° . Возможны и другие углы, отличные от 90° , однако такие передачи применяют редко.

Движение в червячных передачах преобразуется по принципу винтовой пары или по принципу наклонной плоскости.

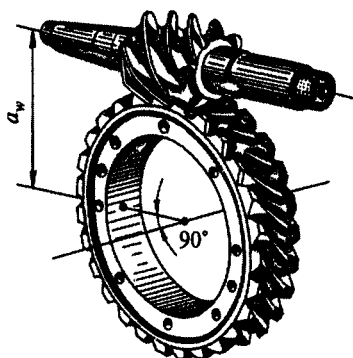


Рис. 9.1

§ 9.1. Геометрические параметры и способы изготовления передач

В червячной передаче, так же как и в зубчатой, различают диаметры начальных и делительных цилиндров (рис. 9.2): d_{w1} , d_{w2} — начальные диаметры червяка и колеса; d_1 , d_2 — делительные диаметры червяка и колеса. В передачах без смещения $d_{w1} = d_1$, $d_{w2} = d_2$. Точка касания начальных цилиндров является полюсом зацепления.

Червяки. Различают по следующим признакам: форме поверхности, на которой образуются витки, — *цилиндрические* (рис. 9.3, а) и *глобоидные* (рис. 9.3, б)*; форме профиля витков — с *прямолинейным* (рис. 9.4, а) и *криволинейным* (рис. 9.4, б) профилем в осевом сечении. Наиболее распространены цилиндрические червяки. У червяков с прямолинейным профилем в осевом сечении в торцовом сечении витки очерчены архимедовой спиралью, отсюда название — *архимедов червяк*. Архимедов червяк подобен винту с трапецеидальной резьбой. Его можно нарезать на обычных токарных или резьбофрезерных станках. Поэтому первые червячные передачи выполняли с архимедовыми червяками, которые применяют и в настоящее время. Стандартное обозначение архимедовых червяков — **ЗА**.

Исследования показали, что работоспособность червячной передачи повышается с уменьшением шероховатости поверхности и повышением твердости витков червяка (см. ниже). Поэтому целесообразно применять шлифованные высокотвердые червяки при $H \geq 45$ НРС. Для шлифования архимедовых червяков требуются специальные шлифовальные круги фасонного профиля, что затрудняет обработку и снижает точность изготовления. Поэтому архимедовы червяки изготавливают в основном с нешлифованными витками

*Глобоидные передачи рассмотрены в § 9.9.

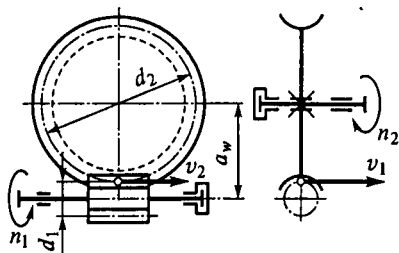


Рис. 9.2

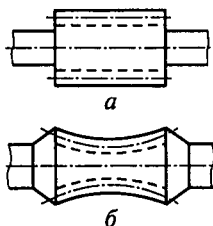


Рис. 9.3

при $H \leq 350$ НВ. Для высокотвердых шлифуемых витков применяют эвольвентные червяки.

Эвольвентные червяки (ZI) имеют эвольвентный профиль в торцовом сечении и, следовательно, подобны косозубым эвольвентным колесам, у которых число зубьев равно числу витков червяка. Основное преимущество эвольвентных червяков, имеющих выпуклый профиль витка (рис. 9.4, б) в осевом сечении, — возможность шлифования витков плоской стороной круга. Однако для этого требуются специальные червячно-шлифовальные станки.

Получают распространение червяки с вогнутым профилем витка в осевом сечении (рис. 9.4, в) — ZK и ZГ, которые нарезаются фрезами с конусными или торoidalными режущими кромками соответственно. После закалки ($H \geq 45$ HRC) витки шлифуют.

Способ изготовления является решающим при выборе профиля витка червяка, так как при одинаковом качестве изготовления форма профиля мало влияет на работоспособность передачи. Выбор профиля витка червяка связан также с формой инструмента для нарезания червячного колеса.

В настоящее время наибольшее применение в силовых передачах находят эвольвентные червяки (ZI). Передачи с червяками ZK и ZГ, как показали исследования, обладают более высокой нагрузочной способностью.

Червячное колесо нарезают червячными фрезами. Червячная фреза для нарезки червячного колеса является копией червяка. Только фреза имеет режущие кромки и увеличенный на удвоенный размер радиального зазора в зацеплении наружный диаметр. При нарезании заготовка колеса и фреза совершают такое же взаимное движение, какое имеют червячное колесо и червяк в передаче. Такой метод нарезания колеса автоматически обеспечивает сопряженность профилей червяка и червячного колеса и в то же время

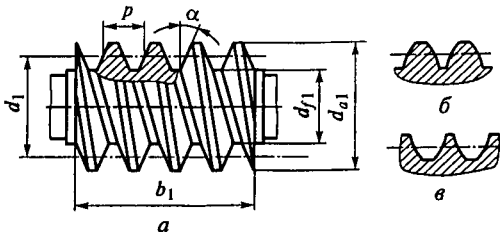


Рис. 9.4

обуславливает необходимость введения стандарта на основные геометрические параметры червяка (α , m , q , z_1 , h_a^* , c^*) для того, чтобы иметь ограниченный ряд стандартного инструмента.

На рис. 9.4: $\alpha = 20^\circ$ — профильный угол (α_x — в осевом сечении для архимедовых червяков и α_n — в нормальном сечении зуба рейки, сопряженной с витками эвольвентного червяка); $m = p/\pi$ — осевой модуль. Червяки могут быть одновитковыми или многovitковыми. Число витков червяка обозначают z_1 .

По стандарту, $z_1 = 1; 2; 4$. Рекомендуют: $z_1 = 4$ при передаточном отношении $i = 8 \dots 15$; $z_1 = 2$ при $i = 15 \dots 30$; $z_1 = 1$ при $i \geq 30$.

Делительный диаметр червяка связан с модулем коэффициентом диаметра червяка $q = d_1/m$. Величины m и q стандартизованы, например:

m , мм	2	2,5; 3,15; 4; 5	6,3; 8; 10; 12,5
q	8	8; 10; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5; 14; 16; 20

В этом диапазоне для каждого модуля предусмотрены червячные фрезы при всех указанных q и z_1 .

Для того чтобы исключить слишком тонкие червяки, стандарт предусматривает увеличение q с уменьшением m . При тонком червяке увеличивается прогиб червячного вала, что нарушает правильность зацепления. Рекомендуют $q > 0,25z_2$.

Делительный угол подъема витка — γ (аналогично углу ψ подъема витка резьбы, см. рис. 1.3)

$$\operatorname{tg} \gamma = \pi m z_1 / (\pi d_1) = m z_1 / d_1 = z_1 / q. \quad (9.1)$$

Диаметры (см. рис. 9.4, а):

$$d_1 = qm, \quad d_{a1} = d_1 + 2m, \quad d_{f1} = d_1 - 2,4m. \quad (9.2)$$

Длину нарезанной части червяка b_1 определяют по условию использования одновременного зацепления наибольшего числа зубьев колеса:

$$b_1 = 2 \left[\sqrt{\left(\frac{d_{ae2}}{2} \right)^2 - \left(a_w - \frac{d_{a1}}{2} \right)^2} + \frac{\pi m}{2} \right]. \quad (9.3)$$

Червячные колеса (рис. 9.5). При нарезании без смещения

$$d_2 = z_2 m, \quad d_{a2} = d_2 + 2m, \quad d_{f2} = d_2 - 2,4m, \\ a_w = 0,5(q + z_2)m. \quad (9.4)$$

По условию неподрезания зубьев,

$$z_2 \geq 28. \quad (9.5)$$

Размеры d_{ae2} и b_2 , соответствующие углу обхвата червяка колесом $2\delta \approx 100^\circ$ (силовые передачи):

$$d_{ae2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + K}, \quad (9.6)$$

где величина K зависит от вида червяка: $K=2$ для передач с червяками ZA, ZI, ZK и $K=4$, если передача имеет червяк ZT.

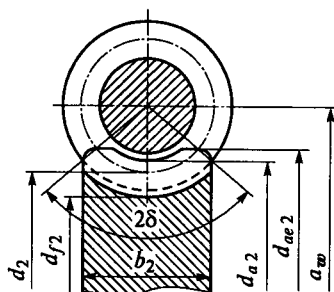


Рис. 9.5

$$b_2 = 0,75d_{a1} \text{ при } Z_1 = 1 \text{ и } 2; \quad (9.7)$$

$$b_2 = 0,67d_{a1} \text{ при } Z_1 = 4.$$

Для передач с червяками ZT $b_2 \approx (0,7 - 0,1x)d_{a1}$, где x — коэффициент смещения (см. ниже).

Червячные передачи со смещением. Для нарезания червячных колес со смещением и без смещения на практике используют один и тот же инструмент. Поэтому червяк (аналог инструмента) всегда нарезают без смещения*. Смещение инструмента при нарезании колеса выполняют в целях округления межосевых расстояний до размеров из ряда Ra40, а также получения передачи с заданным или стандартным межосевым расстоянием.

Для стандартных редукторов установлены межосевые расстояния $a_w = 40; 50; 63; 80; 100; 125; 140; 160; 200; 225; 280; 315; 355; 400; 450; 500$ мм. Для нестандартных передач не обязательно придерживаться этих величин. Следует иметь в виду, что межосевое расстояние можно округлить и путем некоторого отклонения от передаточного отношения, т. е. путем изменения z_2 .

При заданном межосевом расстоянии a_w коэффициент смещения

$$\left. \begin{aligned} x &= a_w/m - 0,5(q + z_2) \\ \text{или } a_w &= 0,5(q + z_2 + 2x)m. \end{aligned} \right\} \quad (9.8)$$

У червячного колеса со смещением

$$d_{a2} = (z_2 + 2 + 2x)m; \quad d_{f2} = (z_2 - 2,4 + 2x)m, \quad (9.9)$$

все другие размеры остаются неизменными.

По условию неподрезания и незаострения зубьев величину x на практике рекомендуют изменять в пределах, указанных в табл. 9.1.

*У червяка изменяется только начальный диаметр, который становится равным $d_{w1} = (q + 2x)m$ (на чертеже не проставляют).

Таблица 9.1

Вид червяка	Коэффициент смещения
ZA, ZN*, ZK	$0 \leq x \leq 1$
ZI	$-1 \leq x \leq 0$
ZT	$0,5 \leq x \leq 1,5$; предпочтительно $x = 1,0$

*ZN — передача с конволотным червяком (имеет ограниченное применение [38]).

Точность изготовления. Стандартом на червячные передачи ГОСТ 3675 — 81 установлено 12 степеней точности. Степени точности 3, 4, 5 и 6 рекомендуют для передач, от которых требуется высокая кинематическая точность; степени 5, 6, 7, 8 и 9 — для силовых передач (табл. 9.2). Основы стандарта на точность червячных передач такие же, как и для зубчатых.

Таблица 9.2

Степень точности, не ниже	Скорость скольжения v_s , м/с	Обработка	Примечание
7	≤ 10	Червяк закален, шлифован и полирован. Колесо нарезается шлифованными червячными фрезами. Обкатка под нагрузкой	Передача с повышенными скоростями и малым шумом, с повышенными требованиями к габаритам
8	≤ 5	Допускается червяк с $H \leq 350$ НВ, нешлифованный. Колесо нарезается шлифованной червячной фрезой или «летучкой». Рекомендуется обкатка под нагрузкой	Передачи среднескоростные со средними требованиями к шуму, габаритам и точности
9	≤ 2	Червяк с $H \leq 350$ НВ не шлифуется. Колесо нарезается любым способом	Передачи низкоскоростные, кратковременно работающие с пониженными требованиями. Передачи с приводом от руки

Особое внимание уделяют нормам точности монтажа передачи, так как в червячной передаче ошибки положения колеса относительно червяка более вредны, чем в зубчатых передачах. Как было отмечено, в зубчатых передачах осевое смещение колес и небольшие изменения межосевого расстояния не влияют на распределение нагрузки по длине зуба. В червячных передачах это влияние весьма существенно. Поэтому здесь устанавливают более строгие допуски на межосевое расстояние и положение средней плоскости колеса относительно червяка. В конструкциях обычно предусматривают возможность регулировки положения средней плоскости колеса относительно червяка, а при монтаже это положение проверяют по пятну контакта.

§ 9.2. Кинематические параметры передач

Передаточное отношение. В червячной передаче в отличие от зубчатой окружные скорости v_1 и v_2 (см. рис. 9.2) направлены под углом 90° друг к другу и различны по величине. Поэтому червячная передача имеет следующие особенности: передаточное отношение не может быть выражено отношением d_2/d_1 , в относительном движении начальные цилиндры не обкатываются, а скользят. При одном обороте червяка колесо повернется на угол, охватывающий число зубьев колеса, равное числу заходов червяка. Для полного оборота колеса необходимо z_2/z_1 оборотов червяка, т. е.

$$i = n_1/n_2 = z_2/z_1. \quad (9.10)$$

Число заходов червяка выполняет здесь функцию числа зубьев шестерни в зубчатой передаче. Так как z_1 может быть небольшим и часто равным единице (чего не может быть у шестерни), то в одной червячной паре можно получить большое передаточное отношение. Это и является основным достоинством червячных передач.

В силовых червячных передачах наиболее распространены $i = 10 \dots 60(80)$; в кинематических цепях приборов и измерительных механизмов встречаются i до 300 и более.

Ведущим в большинстве случаев является червяк.

Скольжение в зацеплении. При движении витки червяка скользят по зубьям колеса, как в винтовой паре. Скорость скольжения v_s , направлена по касательной к винтовой линии червяка. Как относительная скорость она равна геометрической разности абсолютных скоростей червяка и колеса, которыми в данном случае являются окружные скорости v_1 и v_2 (см. рис. 9.2 и 9.6); $\vec{v}_s = \vec{v}_1 - \vec{v}_2$ или $\vec{v}_s + \vec{v}_2 = \vec{v}_1$ и, далее,

$$\left. \begin{aligned} v_s &= \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = v_1 / \cos \gamma, \\ v_1 &= \pi d_1 n_1 / 60, \quad v_2 = \pi d_2 n_2 / 60, \\ v_2 / v_1 &= \operatorname{tg} \gamma. \end{aligned} \right\} \quad (9.11)$$

Здесь γ — угол подъема винтовой линии червяка. Так как практически $\gamma < 30^\circ$ (см. ниже), то в червячной передаче v_2 всегда значительно меньше v_1 , а v_s больше v_1 .

Большое скольжение в червячных передачах служит причиной пониженного КПД, повышенного износа и склонности к заеданию (основные недостатки червячных передач).

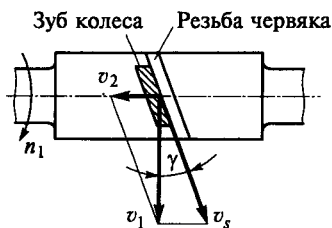


Рис. 9.6

§ 9.3. КПД червячной передачи

КПД червячной передачи, так же как и зубчатой, определяют по формуле (8.51). Различаются только формулы для определения потерь в зацеплении. По аналогии с винтовой парой для червячных передач запишем КПД зацепления при ведущем червяке:

$$\eta_3 = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg} (\gamma + \varphi). \quad (9.12)$$

КПД увеличивается с увеличением числа заходов червяка (увеличивается γ) и с уменьшением коэффициента трения или угла трения φ . Если ведущим является колесо, то вследствие изменения направления сил получают

$$\eta_3 = \operatorname{tg} (\gamma - \varphi) / \operatorname{tg} \gamma. \quad (9.13)$$

При $\gamma \leq \varphi$, $\eta_3 = 0$ передача движения в обратном направлении (от колеса к червяку) становится невозможной. Получаем самотормозящую червячную пару. Свойство самоторможения червячных передач используют в грузоподъемных и других механизмах. Следует учитывать, что, согласно формуле (9.12), КПД самотормозящей передачи мал и всегда меньше 0,5. Для надежности самоторможения рекомендуют $\gamma \leq 0,5\varphi$.

Опытом установлено, что при наличии удовлетворительной смазки величина коэффициента трения f зависит от скорости скольжения (табл. 9.3) (червяк стальной, колесо из оловянной бронзы).

Таблица 9.3

$v_{\text{с}}$ м/с	f	φ	$v_{\text{с}}$ м/с	f	φ
0,01	0,11...0,12	6°17'...6°51'	2,5	0,03...0,04	1°43'...2°17'
0,1	0,08...0,09	4°34'...5°09'	3	0,028...0,035	1°36'...2°00'
0,25	0,065...0,075	3°43'...4°17'	4	0,023...0,03	1°26'...1°43'
0,5	0,055...0,065	3°09'...3°43'	7	0,018...0,026	1°02'...1°29'
1	0,045...0,055	2°35'...3°09'	10	0,016...0,024	0°55'...1°22'
1,5	0,04...0,05	2°17'...2°52'	15	0,014...0,020	0°48'...1°09'
2	0,035...0,045	2°00'...2°35'			

Примечание. Коэффициенты трения f даны с учетом потерь на перемешивание масла и потерь в подшипниках (качения) валов. Следовательно, при расчете по формуле (9.12) с учетом табл. 9.3 потери в подшипниках и гидравлические потери не учитывают.

С увеличением $v_{\text{с}}$ снижается f . Это объясняется тем, что повышение $v_{\text{с}}$ приводит к постепенному переходу от режимов полужидкостного трения к жидкостному трению (см. § 16.3).

Кроме скорости скольжения величина коэффициента трения зависит от шероховатости поверхностей трения, а также качества смазки. В соответствии с этим меньшие величины в табл. 9.3

относятся к передачам с закаленными полированными червяками при хорошей смазке.

Для предварительных расчетов, когда величины γ и v , еще не известны, КПД можно оценивать ориентировочно:

z_1	1	2	4
η	0,7...0,75	0,75...0,82	0,87...0,92

После определения размеров передачи выбранный ориентировочно КПД проверяют расчетом.

§ 9.4. Силы в зацеплении

В червячном зацеплении (рис. 9.7) действуют: окружная сила червяка F_{t1} , равная осевой силе колеса F_{a2} ,

$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_1/d_1; \quad (9.14)$$

окружная сила колеса F_{t2} , равная осевой силе червяка F_{a1} ,

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2/d_2; \quad (9.15)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{радиальная сила } F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_x, \text{ где } \operatorname{tg} \alpha_x = (\operatorname{tg} \alpha_n) / \cos \gamma; \\ \text{нормальная сила } F_n = F_{t2} / (\cos \alpha_n \cos \gamma). \end{array} \right\} \quad (9.16)$$

Формулы (9.16) получены на основании рис. 9.7, на котором изображено осевое сечение витка червяка. В осевой плоскости силы F_{t2} и F_r являются составляющими $F'_n = F_n \cos \gamma$ (проекция нормальной силы на осевую плоскость). В формулах (9.14) и (9.15) T_1 и T_2 — вращающие моменты на червяке и колесе:

$$T_2 = T_1 \eta. \quad (9.17)$$

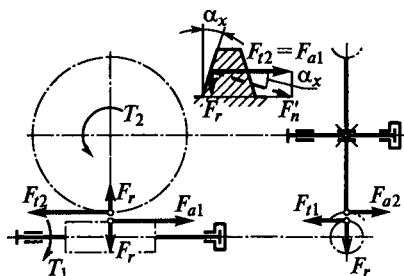


Рис. 9.7

§ 9.5. Оценка и применение

На основе вышеизложенного можно отметить следующие основные преимущества червячной передачи: возможность получения больших передаточных отношений в одной паре; плавность и бесшумность работы; повышенная кинематическая точность; возможность самоторможения (при низком КПД).

Недостатки этой передачи: сравнительно низкий КПД; повышенный износ и склонность к заеданию; необходимость применения для

колес дорогих антифрикционных материалов (бронза); повышенные требования к точности сборки (точное a_w , расположение оси червяка в средней плоскости колеса).

Червячные передачи дороже и сложнее зубчатых, поэтому их применяют при необходимости передачи движения между пересекающимися валами, а также в механизмах, где необходимы большие передаточные отношения и высокая кинематическая точность, например делительные устройства, механизмы наведения и т. п. Червячные передачи применяют в подъемно-транспортных машинах, станкостроении, автомобилестроении и др.

Пониженный КПД и склонность червячных передач к заеданию ограничивают их применение областью низких и средних мощностей при периодической кратковременной работе. Мощность червячных передач обычно не превышает 50...60 кВт. При больших мощностях и длительной работе потери в червячной передаче столь существенны, что ее применение становится невыгодным.

§ 9.6. Расчет прочности зубьев

Основные критерии работоспособности и расчета. Червячные передачи, так же как и зубчатые, рассчитывают по напряжениям изгиба и контактным напряжениям. В отличие от зубчатых в червячных передачах чаще наблюдается износ и заедание, а не выкрашивание поверхности зубьев. При мягком материале колеса (оловянные бронзы) заедание проявляется в так называемом постепенном «намазывании» бронзы на червяк, при котором передача может еще работать продолжительное время. При твердых материалах (алюминиево-железистые бронзы, чугун и т. п.) заедание переходит в задиры поверхности с последующим быстрым разрушением зубьев колеса.

Повышенный износ и заедание червячных передач связаны с большими скоростями скольжения и неблагоприятным направлением скольжения относительно линии контакта.

Из теории смазки (см. гл. 16) известно, что наиболее благоприятным условием для образования жидкостного трения является перпендикулярное направление скорости скольжения (рис. 9.8) к линии контакта ($\psi = 90^\circ$). В этом случае масло затягивается под тело A . Между трущимися телами (A и B) образуется непрерывный масляный слой; сухое трение металлов заменяется жидкостным. При направлении скорости скольжения вдоль линии контакта ($\psi = 0$) масляный слой в контактной зоне образоваться не может; здесь будет сухое и полусухое трение. Чем меньше угол ψ , тем меньше возможность образования жидкостного трения.

Последовательное расположение контактных линий (1, 2, 3...) в процессе зацепления червячной пары показано на рис. 9.9. Там же показаны скорости скольжения, направление которых близко к направлению окружной скорости червяка [см. рис. 9.6 и формулу (9.11)]. В заштрихованной зоне направление v , почти совпадает с направлением контактных линий; условия смазки здесь затруднены. Поэтому при больших нагрузках в этой зоне начинается заедание, которое распространяется на всю рабочую поверхность зуба.

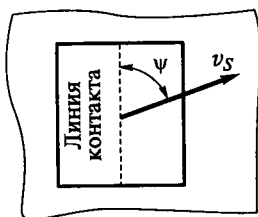
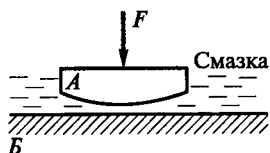


Рис. 9.8

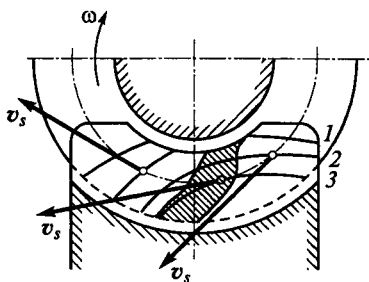


Рис. 9.9

Для предупреждения заедания ограничивают контактные напряжения и применяют специальные антифрикционные пары материалов: червяк — сталь, колесо — бронза или чугун. Устранение заедания в червячных передачах не устраняет абразивного износа зубьев. Интенсивность износа зависит также от величины контактных напряжений. Поэтому расчет по контактным напряжениям для червячных передач является основным. Расчет по напряжениям изгиба производится при этом как проверочный. Только при мелко-модульных колесах с большим числом зубьев ($z_2 > 100$) напряжения изгиба могут оказаться решающими. Расчет по напряжениям изгиба выполняют как основной для передач ручных приводов.

Расчет на прочность по контактным напряжениям. Основное уравнение (8.2)

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{q_{\text{ч}} E_{\text{пр}} / \rho_{\text{пр}}} \quad (9.18)$$

применяют и для червячного зацепления. Для архимедовых червяков радиус кривизны витков червяка в осевом сечении $\rho_1 = \infty$. При этом по формуле (8.9) с учетом уравнения (8.21) находим

$$1/\rho_{\text{пр}} \approx 2 \cos^2 \gamma / (d_2 \sin \alpha).$$

По аналогии с косозубой передачей, удельная нагрузка для червячных передач

$$q_{\text{ч}} = \frac{F_n K_H}{l_{\Sigma}} = \frac{F_{\Omega} K_H}{l_{\Sigma} \cos \alpha \cos \gamma} = \frac{2T_2 K_H}{d_2 d_1 \delta \varepsilon_{\alpha} \xi \cos \alpha},$$

где $l_{\Sigma} = d_1 \delta \varepsilon_{\alpha} \xi / \cos \gamma$ — суммарная длина контактной линии (см. рис. 9.5); $\varepsilon_{\alpha} = 1,8 \dots 2,2$ — торцовый коэффициент перекрытия в средней

плоскости червячного колеса; $\xi \approx 0,75$ — коэффициент, учитывающий уменьшение длины контактной линии в связи с тем, что соприкосновение осуществляется не по полной дуге обхвата (2 δ), а так, как показано на рис. 9.9. После подстановки в формулу (9.18) найдем

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{\text{np}} T_2 K_H \cos^2 \gamma}{d_2^2 d_1 \delta \varepsilon_\alpha \xi \sin 2\alpha}} \leq [\sigma_H]. \quad (9.19)$$

Приближенно при $\alpha = 20^\circ$ и $x = 0$ [38]

$$\varepsilon_\alpha = (\sqrt{0,03z_2^2 + z_2 + 1} - 0,17z_2 + 2,9)/2,95. \quad (9.20)$$

Для проектного расчета формулу (9.19) решают относительно d_2 , заменяя $d_1 = qm = qd_2/z_2$ и принимая $\alpha = 20^\circ$; $K_H \approx 1,1$, $\gamma \approx 10^\circ$, $2\delta \approx 100^\circ \approx 1,75$ рад, $\varepsilon_\alpha = 1,8$, $\xi \approx 0,75$.

$$\text{При этом } d_2 = 1,25 \sqrt[3]{\frac{E_{\text{np}} T_2}{[\sigma_H]^2 (q/z_2)}}. \quad (9.21)$$

$$\text{Учитывая } a_w = 0,5d_2 (q/z_2 + 1), \quad (9.22)$$

решаем формулу (9.21) относительно межосевого расстояния:

$$a_w = 0,625 (q/z_2 + 1) \sqrt[3]{\frac{E_{\text{np}} T_2}{[\sigma_H]^2 (q/z_2)}}. \quad (9.23)$$

В формулах (9.19)...(9.23) $E_{\text{np}} = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$, где E_1 и E_2 — модули упругости материалов червяка и колеса соответственно; $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа — сталь; $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ МПа — бронза, чугун.

При проектном расчете отношением q/z_2 задаются. При этом учитывают следующее. Неравномерность распределения нагрузки в зацеплении существенно зависит от прогиба червяка. В свою очередь, этот прогиб зависит от диаметра червяка и расстояния между опорами. Диаметр червяка пропорционален q , а расстояние между опорами пропорционально диаметру колеса или z_2 (см. рис. 9.2). Поэтому при больших z_2 следует принимать большие q .

Однако при увеличении q уменьшаются γ и КПД [см. формулы (9.1) и (9.12)], а также увеличиваются габариты передачи. Для силовых передач принимают $q/z_2 = 0,22 \dots 0,4$.

Расчет на прочность по напряжениям изгиба. По напряжениям изгиба рассчитывают только зубья колеса, так как витки червяка по форме и материалу значительно прочнее зубьев колеса. Точный расчет напряжений изгиба усложняется переменной формой сечения зуба по ширине колеса и тем, что основание зуба расположено

не по прямой линии, а по дуге окружности (см. рис. 9.5). В приближенных расчетах червячное колесо рассматривают как косозубое. При этом в формулу (8.32) вводят следующие поправки и упрощения.

1. По своей форме зуб червячного колеса прочнее зуба косозубого колеса (примерно на 40%). Это связано с дуговой формой зуба и с тем, что во всех сечениях, кроме среднего, зуб червячного колеса нарезается как бы с положительным смещением. Особенности формы зуба червячных колес учитывает коэффициент формы зуба Y_F :

z_v	20	24	26	28	30	32	35	37	40	45	50
Y_F	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45
z_v	60	80	100	150	300						
Y_F	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24						

2. Червячная пара сравнительно хорошо прирабатывается. Поэтому принимают $K_{F\alpha} = 1$ и $Y_{\beta} = 1$ [см. формулу (8.34)] и, далее,

$$Y_{F\beta} = 1/(\epsilon_{\alpha}\xi) = 1/(1,8 \cdot 0,75) = 0,74.$$

При этом формулу (8.32) можно записать в виде

$$\sigma_F = 0,74 Y_F \frac{F_{\Omega} K_F}{b_2 m_n} \leq [\sigma_F], \quad (9.24)$$

где K_F — коэффициент расчетной нагрузки (см. ниже); $m_n = m \cos \gamma$; Y_F — см. выше с учетом эквивалентного числа зубьев колеса

$$z_v = z_2 / \cos^3 \gamma. \quad (9.25)$$

Расчетная нагрузка. Для червячных передач приближенно принимают

$$K_H = K_F = K_v K_{\beta},$$

где K_v — коэффициент динамической нагрузки; K_{β} — коэффициент концентрации нагрузки.

Как было отмечено выше, одним из достоинств червячной передачи является плавность и бесшумность работы. Поэтому динамические нагрузки в этих передачах невелики. При достаточно высокой точности изготовления принимают $K_v \approx 1$ при $v_s \leq 3$ м/с; $K_v = 1 \dots 1,3$ при $v_s > 3$ м/с.

Хорошая прирабатываемость материалов червячной пары уменьшает неравномерность нагрузки по контактными линиям. При постоянной внешней нагрузке $K_{\beta} = 1$; при переменной нагрузке в проектировочных расчетах $K_{\beta} = 1,05 \dots 1,2$ — большие величины

ны при малых q и больших z_2 с последующим уточнением по формуле

$$K_{\beta} = 1 + (z_2/\theta)^3 (1 - X),$$

где θ — коэффициент деформации червяка (табл. 9.4); X — коэффициент режима нагрузки передачи.

Таблица 9.4

Коэффициент диаметра червяка, q		8	10	12,5	14	16	20
θ	$z_1 = 1$	72	108	154	176	225	248
	$z_1 = 2$	57	86	121	140	171	197
	$z_1 = 4$	47	70	98	122	137	157

Если переменный режим нагрузки задан циклограммой (см. рис. 8.41), то $X = \Sigma(T_i n_i t_i) / [T_{\max} \Sigma(n_i t_i)]$. Здесь T_i , n_i , t_i — вращающий момент на колесе, частота вращения колеса и время работы при i -й нагрузке соответственно; T_{\max} — номинальный (максимальный из длительно действующих) вращающий момент.

Для типовых режимов нагружения (рис. 8.42) величина X приведена в табл. 9.5.

Таблица 9.5

Режим нагрузки	0	I	II	III	IV	V
X	1,0	0,77	0,5	0,5	0,38	0,31

§ 9.7. Материалы и допускаемые напряжения

В связи с высокими скоростями скольжения и неблагоприятными условиями смазки материалы червячной пары должны обладать антифрикционными свойствами, износостойкостью и пониженной склонностью к заеданию.

Червяки современных передач изготавливают из углеродистых или легированных сталей (см. табл. 8.8). Наибольшей нагрузочной способностью обладают пары, у которых витки червяка подвергают термообработке до высокой твердости (закалка, цементация и пр.) с последующим шлифованием.

Материалы, применяемые для изготовления зубчатых венцов червячных колес, в зависимости от их антифрикционных свойств в паре со стальным червяком условно можно разделить на три группы. I группа — оловянные бронзы типа БрО10Ф1, БрО10Н1Ф1 и другие считаются лучшим материалом, однако они сравнительно

дороги и дефицитны. Их применение ограничивают передачами, работающими при больших скоростях скольжения ($v_s = 5...25$ м/с).
II группа — безоловянные бронзы, например, алюминиево-железистые типа БрА9Ж4, БрА9Ж3Л, а также латуни, например, ЛЦ23А6ЖЗМц2 и другие обладают повышенными механическими характеристиками (H, σ_B), но имеют пониженные противозадирные свойства. Их применяют в паре с твердыми ($H > 45$ HRC) шлифованными и полированными червяками для передач, у которых $v_s \leq 5$ м/с.
III группа — чугун серый (СЧ15, СЧ20) применяют при $v_s \leq 2$ м/с, а также в передачах с ручным приводом. Таким образом, при проектном расчете передачи выбору материала червячного колеса обычно предшествует оценка величины скорости (м/с) скольжения по приближенной зависимости

$$v_s \approx 4,5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2},$$

где размерность n_1 — мин⁻¹, а T_2 — Н·м.

Таблица 9.6

Материал колеса	Способ отливки	Механические характеристики, МПа	
		σ_T	σ_B
БрО10Ф1	В песок	120	200
БрО10Ф1	В кокиль	150	260
БрО10Н1Ф1	Центробежный	170	290
БрА9Ж4	В песок	200	400

Допускаемые контактные напряжения. Для материалов I группы:

$$[\sigma_H] = C_v [\sigma_H]_0 K_{HL} \leq [\sigma_H]_{\max},$$

где C_v — коэффициент, учитывающий скорость скольжения:

v_s , м/с	≤ 1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
C_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

$[\sigma_H]_0$ — допускаемое напряжение при $N_k = 10^7$. $[\sigma_H]_0 = (0,85...0,9)\sigma_B$ для шлифованных и полированных червяков с твердостью витков ≥ 45 HRC. $[\sigma_H]_0 = 0,75 \sigma_B$ при несоблюдении указанных условий для червяка.

Коэффициент долговечности

$$K_{HL} = \sqrt[8]{10^7 / N_{HE}} \leq 1,15.$$

Аналогично (8.64) $N_{HE} = \mu_H N_K$. Здесь $N_K = 60n_2t_\Sigma$. В общем случае задания режима переменной нагрузки (см., например, рис. 8.41)

$$\mu_H = \sum \left(\frac{T_{2i}}{T_2} \right)^4 \frac{n_{2i} \cdot t_i}{n_2 \cdot t_\Sigma},$$

где T_{2i} , n_{2i} , t_i — момент, частота вращения колеса и время работы передачи, соответствующие i -му режиму нагрузки; T_2 , n_2 — максимальный из длительно действующих моментов и соответствующая ему частота вращения; t_Σ — ресурс передачи — см. формулу (8.66).

Для типовых режимов нагрузки (рис. 8.42) μ_H приведены в табл. 9.7. При $N_{HE} > 25 \cdot 10^7$ полагают $N_{HE} = 25 \cdot 10^7$.

Предельные допускаемые контактные напряжения для проверки червячных передач на прочность при действии кратковременных перегрузок, не учитываемых в основном расчете: $[\sigma_H]_{\max} = 4\sigma_T$.

Для материалов II группы: $[\sigma_H] = [\sigma_H]_0 - 25v_s \leq [\sigma_H]_{\max}$, где $[\sigma_H]_0 = 300$ МПа при $H_1 \geq 45$ НРС и $[\sigma_H]_0 = 250$ МПа при $H_1 < 45$ НРС, $[\sigma_H]_{\max} = 2\sigma_T$.

Для материалов III группы: $[\sigma_H] = 175 - 35v_s \leq [\sigma_H]_{\max}$, $[\sigma_H]_{\max} = 1,65\sigma_{\text{вн}}$, где $\sigma_{\text{вн}}$ — предел прочности чугуна при изгибе.

Следует отметить, что выбор $[\sigma_H]$ для I группы материалов производится по условию сопротивления контактной усталости зубьев червячного класса с учетом износа и ресурса передачи. Выбор $[\sigma_H]$ для материалов II и III групп должен обеспечивать отсутствие в червячной паре заедания в зависимости только от скорости скольжения. Ресурс передачи при этом значения не имеет.

Допускаемые напряжения изгиба: $[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 \cdot K_{FL} \leq [\sigma_F]_{\max}$. Здесь коэффициент долговечности $K_{FL} = \sqrt[9]{10^6/N_{FE}}$, где $N_{FE} = \mu_F \cdot N_K$ [см. (8.71)]. Величину N_{FE} ограничивают ($10^5 \leq N_{FE} \leq 25 \cdot 10^7$).

$$\mu_F = \sum \left(\frac{T_{2i}}{T_2} \right)^9 \frac{n_{2i} \cdot t_i}{n_2 \cdot t_\Sigma}.$$

Для типовых режимов нагружения μ_F — см. табл. 9.7.

Для материалов I и II групп:

$$[\sigma_F]_0 = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_{\text{вн}}; [\sigma_F]_{\max} = 0,8\sigma_T.$$

Для материалов III группы:

$$[\sigma_F]_0 = 0,225\sigma_{\text{вн}}; [\sigma_F]_{\max} = 0,75\sigma_{\text{вн}}.$$

Таблица 9.7

Типовой режим (рис. 8.42)	μ_H	μ_F
0	1,0	1,0
I	0,416	0,2
II	0,2	0,1
III	0,121	0,04
IV	0,081	0,016
V	0,034	0,004

§ 9.8. Тепловой расчет, охлаждение и смазка передачи

Механическая энергия, потерянная в передаче, превращается в тепловую и нагревает передачу. Если отвод теплоты недостаточный, передача перегревается и выходит из строя. Количество теплоты, выделяющейся в передаче в секунду, или тепловая мощность,

$$W = P_1(1 - \eta), \quad (9.26)$$

где P_1 — мощность на входном валу, Вт; η — КПД передачи.

Через стенки корпуса редуктора теплота отдается окружающему воздуху, происходит естественное охлаждение. Количество теплоты, отданной при этом в секунду, или мощность теплоотдачи,

$$W_1 = K(t_1 - t_0)A, \quad (9.27)$$

где $A = A_0 + k_p \cdot A_p$ — площадь поверхности охлаждения, m^2 ; t_1 — внутренняя температура редуктора или температура масла, $^{\circ}C$; t_0 — температура окружающей среды (воздуха), $^{\circ}C$; K — коэффициент теплоотдачи, $Вт/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$.

Под площадью поверхности охлаждения A_0 понимают только ту часть площади наружной поверхности корпуса редуктора, которая изнутри омывается маслом или его брызгами, а снаружи — свободно циркулирующим воздухом. По последнему признаку обычно не учитывают площадь поверхности дна корпуса. A_p — площадь поверхности охлаждающих ребер, m^2 ; $k_p = 1$ — вертикальные ребра; $k_p = 0,5$ — горизонтальные ребра; $k_p = 0$ — корпус без ребер.

Максимальная величина t_1 зависит от сорта масла, его способности сохранять смазывающие свойства при повышении температуры. Для обычных редукторных масел допускают $t_1 = 60...70^{\circ}C$ (наибольшая температура $85...90^{\circ}C$). Авиационные масла допускают $t_1 = 100...120^{\circ}C$.

Температуру окружающей среды t_0 указывают в задании на проектирование (обычно $t_0 \approx 20^\circ\text{C}$).

В закрытых небольших помещениях при отсутствии вентиляции $K \approx 8...10$, в помещениях с интенсивной вентиляцией $K \approx 14...17$ Вт/(м²·°C). Величина K уменьшается при загрязнении корпуса редуктора.

Если в уравнениях (9.26) и (9.27)

$$W \leq W_1, \quad (9.28)$$

это означает, что естественного охлаждения достаточно. В противном случае необходимо применять искусственное охлаждение или снижать мощность передачи.

Искусственное охлаждение осуществляют следующими способами:

1. Обдувают корпус воздухом с помощью вентилятора (рис. 9.10, а). При этом K повышается до 20...28 Вт/(м²·°C). Обдуваемая поверхность обычно снабжается ребрами.

2. Устраивают в корпусе водяные полости или змеевики с проточной водой (рис. 9.10, б). При этом K повышается до 90...200 Вт/(м²·°C) при скорости воды в трубе до 1 м/с.

3. Применяют циркуляционные системы смазки со специальными холодильниками (рис. 9.10, в).

В первых двух случаях, а также при естественном охлаждении смазка осуществляется путем погружения червяка (рис. 9.10, а, б) в масляную ванну. В червячные редукторы общемашиностроительного применения, а также в редукторы, работающие в режиме частых остановов, масло заливают при $a_w \leq 80$ мм — до оси колеса, при $a_w > 80$ мм — до оси червяка независимо от его положения (сверху или снизу) относительно колеса. Рекомендуемое количество масла в ванне $\sim 0,35...0,7$ л на 1 кВт передаваемой мощности.

При циркуляционной смазке (рис. 9.10, в) масло подают насосом в места зацепления и к подшипникам. При этом оно пропускается

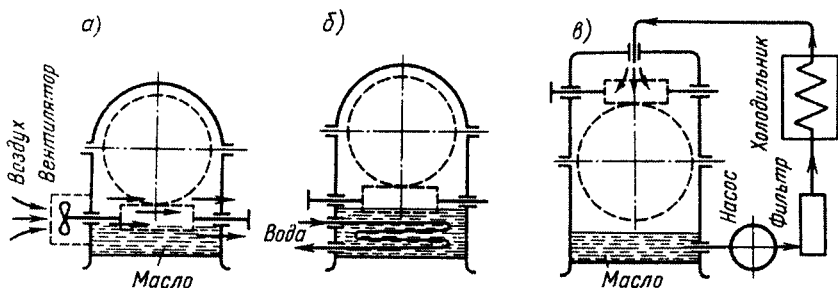


Рис. 9.10

через фильтр и холодильник. Непрерывная очистка масла является большим преимуществом циркуляционной смазки, ее применяют при окружных скоростях $v \geq 12 \dots 15$ м/с.

Искусственное охлаждение применяют в некоторых случаях для червячных и всех глобоидных передач. Для зубчатых, а также для червячных передач при сравнительно малой мощности и высоком КПД (многозаходные червяки), как правило, достаточно естественного охлаждения. Сорт масла выбирают в зависимости от окружной скорости и нагруженности передачи (см., например, [11]).

§ 9.9. Глобоидные передачи*

У глобоидных передач витки червяка образуются на глобоиде (см. рис. 9.3, б). Нагрузочная способность этих передач примерно в 1,5 раза больше по сравнению с обычными червячными передачами. Повышение нагрузочной способности глобоидных передач объясняется одновременным зацеплением большого числа зубьев и благоприятным расположением линий контакта.

В глобоидном зацеплении линии контакта располагаются почти перпендикулярно направлению скоростей скольжения (рис. 9.11), что способствует образованию непрерывной масляной пленки на трущихся поверхностях (см. рис. 9.8 и 9.9). Благоприятные условия смазки способствуют устранению заедания и позволяют повысить контактные напряжения. Изготовление червячных передач с глобоидным червяком значительно сложнее, чем с цилиндрическим. При сборке необходимо обеспечить точное осевое положение не только колеса, но и червяка. Передачи очень чувствительны к износу подшипников и деформациям. Эти недостатки ограничивают применение глобоидных передач.

Отметим, что конкуренцию глобоидным передачам составляют передачи с цилиндрическими червяками ЗК и ЗТ (см. стр. 211).

Они проще в изготовлении и эксплуатации и в то же время не уступают глобоидным червякам по нагрузочной способности. У них также благоприятное расположение контактных линий для режима жидкостного трения [13].

Параметры оптимизации червячной передачи по сравнению с зубчатой дополняют числом заходов червяка z_1 и коэффициентом диаметра червяка q . В качестве критериев оптимизации кроме цены или массы рассматривают величину КПД и нагрев редуктора.

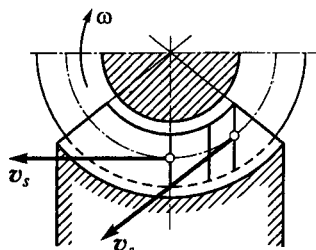


Рис. 9.11

*Подробнее см. [38], ГОСТ 9369 — 77 и 17696 — 89.

1. Чем отличается кинематика червячной передачи от зубчатой?
2. Каковы причина большого скольжения в червячной передаче и его последствия?
3. Почему КПД червячной передачи меньше, чем у зубчатой? Способы его повышения.
4. В каких случаях и почему целесообразно применять червячную передачу?
5. Силы в зацеплении червячной передачи. Как их определить?
6. По каким критериям работоспособности рассчитывают червячную передачу?
7. Чем отличаются расчетные зависимости для σ_H и σ_F червячной передачи по сравнению с зубчатой?
8. Какие материалы применяют для червяка и колеса червячной передачи?
9. Как осуществляются охлаждение и смазка червячных передач?

Пример расчета 9.1. Зубчатый редуктор (см. пример 8.1) заменить червячным ($P_1=4,0$ кВт, $n_1=950$ мин⁻¹, $i=20$).

Расчет. 1. По рекомендациям § 9.1 принимаем $z_1=2$; $z_2'=z_1 \cdot i=2 \cdot 20=40 > Z_{2\min}=28$ [см. (9.5)].

2. Определяем $T_1=P_1/\omega_1=4,0 \cdot 10^3/99,5=40,2$ Н·м, где $\omega_1=\pi \cdot n_1/30=99,5$ с⁻¹, $T_2=40,2 \cdot 20 \cdot 0,8=643$ Н·м, где $\eta \approx 0,8$ (см. § 9.3).

3. В первом приближении оцениваем скорость скольжения (см. § 9.7)

$$v_s=4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 950 \sqrt[3]{643} \approx 3,7 \text{ м/с.}$$

4. По рекомендации § 9.7 и табл. 9.6 назначаем материал колеса БрА9Ж4 при $\sigma_T=200$ МПа; $\sigma_s=400$ МПа; червяк — сталь 40Х, закалка до $H=54$ НРС, витки шлифованные и полированные. При этом (см. § 9.7)

$$[\sigma_H]=300-25v_s=300-25 \cdot 3,7 \approx 208 \text{ МПа.}$$

5. По рекомендации [см. примечание к формуле (9.23)], учитывая, что величина q (см. § 9.1) должна быть стандартной, предварительно назначаем $q'=10$. При этом отношение $q'/z_2=10/40=0,25$ находится в рекомендуемых пределах.

6. По формуле (9.23) при

$$E_{\text{пр}}=2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 0,9 \cdot 10^5 / (2,1 \cdot 10^5 + 0,9 \cdot 10^5) = 1,26 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

определяем

$$a_w=0,625(10/40+1) \sqrt[3]{\frac{1,26 \cdot 10^5 \cdot 643 \cdot 10^3}{208^2 \cdot 10/40}} = 152,86 \text{ мм.}$$

Округляем по ряду Ra40 [см. стр. 213] и принимаем $a_w=150$ мм.

7. По формуле (9.4) определяем модуль $m'=2 \cdot 150/(10+40)=6$ мм. По ГОСТ назначаем $m=6,3$ мм (см. § 9.1) и по формуле (9.8) находим необходимый коэффициент смещения $x'=150/6,3-0,5(10+40)=-1,19$.

Так как эта величина по абсолютному значению превышает рекомендуемые, то ее следует уменьшать. Поэтому назначаем $z_2=39$ ($i=19,5$; отклонение от заданного не превышает 4%) и находим $x=150/6,3-0,5(10+39)=-0,69$. При такой величине x следует выбрать червяк ZI — см. табл. 9.1.

По формулам (9.2) и (9.4) определяем $d_1=10 \cdot 6,3=63$ мм; $d_2=39 \cdot 6,3=245,7$ мм. Уточняем величину скорости v_s : по формуле (9.1) $\text{tg } \gamma=2/10=0,2$ и $\gamma=11^\circ 19'$, по формуле (9.11) при $v_1=\pi d_1 n_1/60=\pi \cdot 63 \cdot 10^{-3} \cdot 950/60=3,13$ м/с; $v_s=v_1/\cos \gamma=3,13/\cos 11^\circ 19'=3,13/0,9806 \approx 3,2$ м/с. Материал зубчатого венца колеса БрА9Ж4

сохраняем, а величину $[\sigma_H]$ требуется уточнить: $[\sigma_H] = 300 - 25v_s = 300 - 25 \cdot 3,2 = 220$ МПа.

8. Проверяем прочность зубьев колеса по контактным напряжениям — формула (9.19). Предварительно определяем: по рекомендации § 9.1 (стр. 213)

$$\delta = 50^\circ = 0,8727 \text{ рад};$$

по формуле (9.20) $\varepsilon_\alpha = (\sqrt{0,03 \cdot 39^2 + 39 + 1 - 1,17 \cdot 39 + 2,9})/2,95 = 1,87$; по формуле (9.11) при $n_2 = n_1 z_1 / z_2 = 950 \cdot 2 / 39 = 48,7$ мин⁻¹ окружная скорость колеса $v_2 = \pi d_2 n_2 / 60 = \pi \cdot 245,7 \cdot 10^3 \cdot 48,7 / 60 \approx 0,63$ м/с < 3 м/с. Следовательно, $K_v = 1$ (см. § 9.6).

Для II типового режима нагрузки (см. § 9.6 с учетом данных табл. 9.4 и 9.5) $K_\beta = 1 + (39/86)^3 (1 - 0,5) = 1,05$ и $K_H = K_\beta \cdot K_v = 1,05 \cdot 1 = 1,05$.

Подставляя найденные величины в (9.19), будем иметь:

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{1,26 \cdot 10^3 \cdot 643 \cdot 10^3 \cdot 1,05 \cos^2 11^\circ 19'}{245,7^2 \cdot 63 \cdot 0,8727 \cdot 1,87 \cdot 0,75 \cdot \sin 40^\circ}} = 195,1 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 220 \text{ МПа}.$$

Условие прочности соблюдается с недогрузкой в 11,3%. Отметим, что недогрузка допустима не более 20%, перегрузка — не более 5%.

Выход за указанные пределы величины σ_H требует уточнения ранее найденных параметров передачи.

9. Проверяем прочность зубьев колеса по напряжениям изгиба по формуле (9.24).

Предварительно определяем: $F_{t2} = 2T_2/d_2 = 2 \cdot 643 \cdot 10^3 / 245,7 = 5234$ Н, $K_F = K_H = 1,05$; $m_n = m \cos \gamma = 6,3 \cdot \cos 11^\circ 19' = 6,178$ мм. По (9.2) $d_{a1} = 63 + 2 \cdot 6,3 = 75,6$ мм и по (9.7) $b_2 = 0,75 \cdot 75,6 = 56,7$ мм. Принимаем $b_2 = 57$ мм; $z_v = z_2 / \cos^3 \gamma = 39 / \cos^3 11^\circ 19' \approx 41$. Интерполируя данные на стр. 221, $Y_F = 1,55 - (1,55 - 1,48)(41 - 40)/(45 - 40) = 1,536$. Согласно § 9.7 $[\sigma_F] = [\sigma_{F0}] \cdot K_{FL}$, где $[\sigma_{F0}] = 0,25\sigma_F + 0,08\sigma_s = 0,25 \cdot 200 + 0,08 \cdot 400 = 82$ МПа,

а $K_{FL} = \sqrt{10^6 / N_{FE}} = \sqrt{10^6 / 69,3 \cdot 10^6} = 0,62$ при $N_{FE} = \mu_F \cdot N_K = 6,93 \cdot 10^6$. Здесь $\mu_F = 0,1$ — режим нагрузки — II типовой; $N_K = N_{K2} = 60 \cdot n_2 \cdot t_2 = 60n_1 / i \cdot t_\Sigma = 60 \cdot 950 / 19,5 \cdot 23700 = 6,93 \cdot 10^7$; $t_\Sigma = 23700$ ч (см. пример 8.1). $[\sigma_F] = 82 \cdot 0,62 = 50,84$ МПа. По (9.24)

$$\sigma_F = \frac{0,74 \cdot 1,536 \cdot 5234 \cdot 1,05}{57 \cdot 6,178} = 17,74 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 50,84 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

10. Уточняем КПД по формуле (9.12). По табл. 9.3, $\varphi \approx 1^\circ 35'$ и

$$\eta = \text{tg } 11^\circ 19' / \text{tg } (11^\circ 19' + 1^\circ 35') = 0,87.$$

Ранее было принято $\eta = 0,8$. Полученное отклонение в 8% считаем допустимым и не производим уточняющего расчета на прочность, так как запасы прочности (см. выше) достаточно большие.

11. Основные размеры: для червяка — $z_1 = 2$; $m = 6,3$ мм; $q = 10$; $d_1 = 63$ мм; $d_{a1} = d_1 + 2m = 63 + 2 \cdot 6,3 = 75,6$ мм; $d_f = d_1 - 2,4m = 63 - 2,4 \cdot 6,3 = 47,88$ мм; по формуле

(9.3) $b_1 = 2[\sqrt{(259/2)^2 - (150 - 75,6/2)^2} + \pi \cdot 6,3/2] = 149,12$ мм. Принимаем $b_1 = 150$ мм; для колеса — $a_w = 150$ мм, $x = -0,69$; $z_2 = 39$; $d_2 = 245,7$ мм; $b_2 = 57$ мм; по формуле

(9.9) $d_{a2} = 6,3 \cdot (39 + 2 - 2 \cdot 0,69) = 249,606$ мм; $d_f = 6,3(39 - 2,4 - 2 \cdot 0,69) = 221,886$ мм; $d_{ae2} \leq 249,606 + 6 \cdot 6,3/(2 + 2) = 259,056$ мм [см. формулу (9.6)]. Принимаем $d_{ae2} = 259$ мм. По табл. 9.2 назначаем 8-ю степень точности.

ВОЛНОВЫЕ МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 10.1. Общие сведения

Волновая передача основана на принципе преобразования параметров движения за счет волнового деформирования гибкого звена механизма. Впервые такая передача была запатентована в США инженером Массером*.

Обладая рядом положительных качеств, волновая передача получила широкое распространение. В последующие годы запатентовано много различных конструктивных модификаций волновой передачи. Основное распространение получили зубчатые передачи. Однако изучение принципа действия целесообразно начать с фрикционной передачи, которая проще.

Схема волновой передачи изображена на рис. 10.1. Передача состоит из трех основных элементов: гибкого колеса g ; жесткого колеса b ; волнового генератора h .

Наружный диаметр d_g недеформированного гибкого колеса меньше внутреннего диаметра d_b жесткого колеса:

$$d_b - d_g = 2w_0. \quad (10.1)$$

В конструкциях по рис. 10.1 гибкое колесо выполняют в виде гибкого цилиндра. В передаче по варианту I с ведомым валом соединено жесткое колесо, по варианту II — гибкое колесо. В варианте I левый недеформированный конец гибкого цилиндра присоединен к корпусу. С правого конца в цилиндр вставлен генератор, который в данном примере представлен водилом с двумя роликами (другие конструкции генераторов см. § 10.6). Наружный размер по роликам больше внутреннего диаметра цилиндра на $2w_0$, поэтому

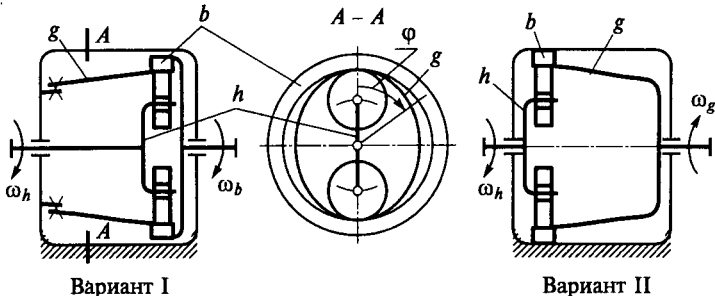


Рис. 10.1

*С. Walton Musser. Патент США № 2906143, 1959 г.

с правого конца цилиндр деформирован. Генератор устроен так, чтобы деформированное гибкое колесо прижималось к жесткому колесу с силой, достаточной для передачи нагрузки силами трения.

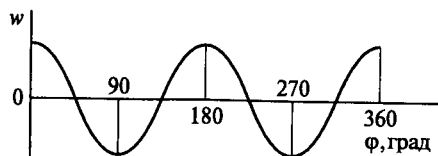


Рис. 10.2

На рис. 10.2 изображен график радиальных перемещений w в различных точках гибкого цилиндра, вызванных его деформированием. За координату по оси абсцисс принят угол φ (см. рис. 10.1). Перемещения отсчитываем от начального положения точки на недеформированном цилиндре. График подобен мгновенной фотографии поперечной волны. При вращении генератора волна перемещений бежит по окружности гибкого колеса. Поэтому передачу назвали волновой, а водило h — волновым генератором.

На развертке окружности укладывается две волны. Такую передачу называют двухволновой. Известны передачи с большим числом волн. Например, при трех роликах, расположенных под углом 120° , получим трехволновую передачу.

Вращение генератора вызывает вращение жесткого колеса с угловой скоростью ω_b (вариант I) или гибкого колеса с ω_g (вариант II).

Условимся называть: w_0 — размер деформирования, равный радиальному перемещению точки гибкого колеса по большей оси генератора; *большая и малая оси генератора* — большая и малая оси формы деформирования гибкого колеса в торцовом сечении.

§ 10.2. Кинематические параметры и принцип действия

Передаточное отношение найдем, используя метод Виллиса (см. § 8.15):

$$(\omega_g - \omega_h)/(\omega_b - \omega_h) = d_b/d_g.$$

После преобразования получим:

при неподвижном жестком колесе ($\omega_b = 0$)

$$i_{hg}^b = \omega_h/\omega_g = -d_g/(d_b - d_g) = -d_g/2w_0;$$

при неподвижном гибком колесе ($\omega_g = 0$)

$$i_{hb}^g = \omega_h/\omega_b = d_b/(d_b - d_g) = d_b/2w_0.$$

(10.2)

В простой передаче i равно отношению радиусов, а в волновой — отношению радиуса ведомого колеса к разности радиусов или к размеру деформирования w_0 .

Очевидно, что разность радиусов можно выполнить малой, а i — большим. Большое i — одно из положительных качеств волновой передачи. Величина i_{\max} для фрикционных передач ограничивается точностью изготовления или допускаемыми отклонениями размеров диаметров. Практически выполняют $i_{\max} \approx 1000$. Величину i_{\min} ограничивает прочность гибких колес, так как напряжения в них пропорциональны размеру деформирования w_0 . При стальных гибких колесах $i_{\min} \approx 80$. Ограничение i_{\min} — один из недостатков волновых передач.

По структуре волновая передача, подобно планетарной, является трехзвенным механизмом. Она может работать не только как редуктор или мультипликатор, но и как дифференциал.

Метод Виллиса позволяет просто получить формулы для передаточных отношений, но не вскрывает принципа преобразования параметров движения путем деформирования гибкого звена механизма.

Действительно, в передачах с жесткими звеньями, например в простой фрикционной передаче, при вращении одного колеса точки его поверхности получают окружную скорость, и если к этому колесу прижать другое, то оно получит ту же окружную скорость, а угловые скорости колес будут обратно пропорциональны их радиусам.

Как же образуются окружные скорости в волновой передаче? Как вращение генератора передается жесткому колесу через не вращающееся гибкое колесо?

Для того чтобы выяснить это, рассмотрим движение точек не вращающегося гибкого колеса при его деформировании вращающимся генератором. Отметим, что в нашей конструкции гибкое колесо подобно оболочке (толщина значительно меньше других размеров).

В теории оболочек обычно рассматривают перемещения точек срединной поверхности (поверхность посередине толщины оболочки) в координатах x , n , t (рис. 10.3). Начало координат совмещают с положением рассматриваемой точки до деформирования. Компоненты перемещений обозначают: w — радиальные, v — окружные, u — осевые.

Перемещение u не оказывает влияния на кинематику передачи. Поэтому рассмотрим плоскую задачу, в которой учитываем только w и v на краю цилиндра. Кроме того, в первом приближении не учитываем влияние толщины оболочки.

Полагая, что генератор обеспечивает деформирование края цилиндра по форме, для которой

$$w = \Phi_1(\varphi_1), \quad (10.3)$$

где φ_1 — угловая координата точки на срединной поверхности до деформирования, отсчитываемая от большой оси генератора.

По условиям конструкции функция $\Phi_1(\varphi_1)$ должна быть периодической (период π) с максимумами в точках A и A' и минимумами в точках B и B' . При этом независимо от формы деформирования у фрикционных передач

$$w_{\max} = w_0, \quad (10.4)$$

а w_{\min} изменяется в зависимости от формы.

По условию прочности w_0 в волновых передачах обычно не превышает толщины цилиндра. При этом для определения окружных перемещений v используют условие нерастяжимости из теории оболочек (периметр цилиндра при деформировании не изменяется)

$$dv/d\varphi = -w \text{ или } v = -\int w d\varphi = \Phi_2(\varphi_1). \quad (10.5)$$

В дальнейшем условимся решения, записанные в общем виде, иллюстрировать простейшим примером, в котором примем форму деформирования по закону $w = w_0 \cos 2\varphi_1$.

При этом по формуле (10.5) $v = -0,5w_0 \sin 2\varphi_1$.

Окружное перемещение имеет максимум при $\varphi_1 = 45^\circ$ и в два раза меньше $w_{\max} = w_0$. В той же точке $w = 0$.

Функции (10.3) и (10.5) выражают статическую форму гибкого колеса. При вращении генератора с угловой скоростью ω_h текущее положение рассматриваемой точки относительно его большой оси

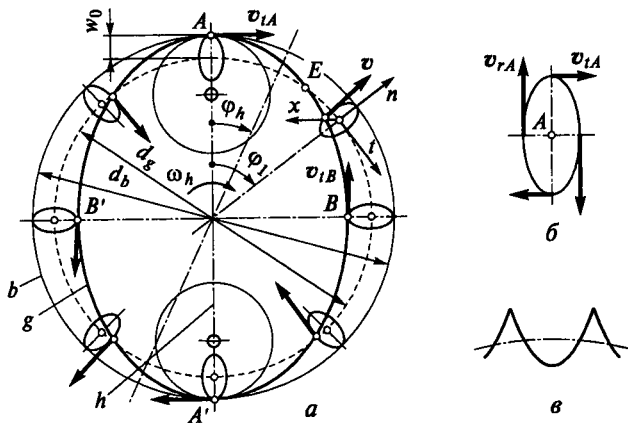


Рис. 10.3

в момент времени t определяется углом $\varphi = \varphi_1 - \varphi_h = \varphi_1 - \omega_h t$. При этом формулы (10.3) и (10.5) можно записать в виде

$$w = \Phi_1(\varphi_1 - \omega_h t), \quad v = \Phi_2(\varphi_1 - \omega_h t). \quad (10.6)$$

Пример. $w = w_0 \cos 2(\varphi_1 - \omega_h t)$, $v = -0,5w_0 \sin 2(\varphi_1 - \omega_h t)$.

Уравнения (10.6) определяют траекторию движения точки, расположенной под углом φ_1 . Здесь $\varphi_1 = \text{const}$ — начальный угол, а движение вызвано вращением генератора. Траектория выражается некоторой замкнутой кривой; на рис. 10.3, *a* она изображена тонкой линией, на рис. 10.3, *б* — с увеличением. При вращающемся гибком колесе замкнутая овальная траектория принимает форму, изображенную на рис. 10.3, *в*.

За один оборот генератора любая точка невращающегося гибкого колеса совершает два пробега по своей траектории. Траектории всех точек гибкого колеса одинаковы. Движение по ним отличается только сдвигом фазы (фазовым углом φ_1).

Дифференцируя функции (10.6) по времени, получаем компоненты скорости движения точек:

радиальная скорость

$$v_r = dw/dt = (d/dt) \Phi_1(\varphi_1 - \omega_h t); \quad (10.7)$$

окружная скорость

$$v_t = dv/dt = (d/dt) \Phi_2(\varphi_1 - \omega_h t).$$

Используя условие (10.5), записываем

$$v_t = -(d/dt) \int \Phi_1(\varphi_1 - \omega_h t) d\varphi.$$

В нашем случае $d\varphi = -\omega_h dt$. При этом

$$v_t = \omega_h \Phi_1(\varphi_1 - \omega_h t) = \omega_h w. \quad (10.8)$$

Пример. $v_r = \omega_h 2w_0 \sin 2(\varphi_1 - \omega_h t)$, $v_t = \omega_h w_0 \cos 2(\varphi_1 - \omega_h t)$.

Окружная скорость точки равна произведению ее радиального перемещения на угловую скорость генератора.

В соответствии с принятыми условиями для точек A и B , совпадающих с большой и малой осями генератора, $w_A = w_0$ и $w_B = -Kw_0$, где K — постоянная, зависящая от формы деформирования (для примера $K=1$). При этом

$$v_{r,A} = v_{r,B} = dw/dt = 0; \quad (10.9)$$

$$v_{t,A} = w_0 \omega_h, \quad v_{t,B} = -Kw_0 \omega_h; \quad (10.10)$$

v_{IA} не зависит от формы деформирования и направлена в сторону вращения генератора; v_{IB} зависит от формы деформирования и направлена против вращения генератора.

Точки A и B движутся в противоположных направлениях. В промежутке AB существует некоторая точка E , для которой $v_{IE}=0$, а v_{rE} имеет максимум. Положение точки E зависит от формы деформирования (обычно близко к 45°).

В примере точка E расположена под углом 45° , ее скорость $v_{rE}=2w_0\omega_h$, а $v_{IE}=0$.

Для фрикционной передачи имеют значение только скорости в точках A и A' . Они равны. Скорость v_{IA} гибкого колеса одновременно является и окружной скоростью жесткого колеса (без учета проскальзывания).

Точка контакта гибкого и жесткого колес перемещается вместе с генератором и остается в вершине бегущей волны деформирования. При этом окружная скорость ведомого звена (жесткого или гибкого колеса) остается постоянной: $v_{IA}=w_0\omega_h=\text{const}$. Постоянным будет и передаточное отношение. В этом проявляется весьма острое использование принципа деформирования для преобразования движения в волновых передачах.

На основе анализа скоростей можно получить зависимость для передаточных отношений. Угловая скорость колеса b

$$\omega_b = 2v_{IA}/d_b = \omega_h 2w_0/d_b.$$

Передаточное отношение от генератора h к колесу b при неподвижном колесе g

$$i_{hb}^g = \omega_h/\omega_b = d_b/(2w_0) = d_b/(d_b - d_g).$$

При неподвижном колесе b колесо g вращается навстречу генератору. Относительная скорость вращения генератора h и колеса g $\omega_{hg} = \omega_h + |\omega_g|$. При этом окружная скорость в точке A $\bar{v}_{IA} = w_0(\omega_h + |\omega_g|)$, угловая скорость

$$\omega_g = 2\bar{v}_{IA}/(d_g + 2w_0) = 2w_0(\omega_h + |\omega_g|)/(d_g + 2w_0),$$

где $(d_g + 2w_0)/2$ — радиус-вектор деформированного колеса в точке A .

После преобразования с учетом знака ω_g получим

$$i_{hg}^b = \omega_h/\omega_g = -d_g/(2w_0) = -d_g/(d_b - d_g).$$

Как и следовало ожидать, получены прежние зависимости (10.2), но не по методу Виллиса, а по методу скоростей волнового деформирования. В дальнейшем этот метод позволит учесть еще и дру-

гие особенности кинематики волновых передач (см., например, § 10.4).

Сопоставляя структурные схемы волновой передачи и ранее известных передач, можно отметить следующие *принципиальные различия*; все ранее известные механические передачи являются механизмами с жесткими звеньями; волновая передача содержит гибкое звено; во всех передачах с жесткими звеньями преобразование движения осуществляется или по принципу рычага, или по принципу наклонной плоскости. Принцип рычага используют в известных зубчатых, фрикционных, ременных и цепных передачах, где отношение радиусов колес функционально подобно отношению плеч рычага. По принципу наклонной плоскости работают червячные и винтовые передачи.

В волновой передаче преобразование движения осуществляется путем деформирования гибкого звена. Этот принцип назовем *принципом деформирования*. Сущность этого принципа в том, что при волновом деформировании гибкого колеса всем его точкам сообщаются окружные скорости. При контакте гибкого колеса с жестким по вершинам волн окружные скорости волновых перемещений сообщаются жесткому колесу (или гибкому), как ведомому звену передаточного механизма.

§ 10.3. Передаточное отношение и число зубьев зубчатой передачи

Схема зубчатой передачи подобна фрикционной (см. рис. 10.1). Только здесь жесткое колесо имеет внутренние, а гибкое — наружные зубья (рис. 10.4). Гибкое колесо деформируют так, что в точках *B* между вершинами зубьев образуется радиальный зазор, а в точках *A* зубья зацепляются на полную рабочую высоту, в точках *E* зацепление промежуточное. Для зацепления необходимо равенство модулей зубьев обоих колес.

Передаточное отношение. Положим, что в формулах (10.2) d_g и d_b делительные диаметры

$$d_g = mz_g, \quad d_b = mz_b. \quad (10.11)$$

При этом

$$\left. \begin{aligned} i_{hg}^a &= d_b / (d_b - d_g) = z_b / (z_b - z_g); \\ i_{hg}^b &= -d_g / (d_b - d_g) = -z_g / (z_b - z_g). \end{aligned} \right\} \quad (10.12)$$

Число зубьев. На рис. 10.4 изображены различные фазы зацепления. Здесь прямолинейный профиль зубьев принят условно, в целях простоты рассуждений. При вращении генератора осуществляется относительный поворот g и b , при котором зубья колеса g должны

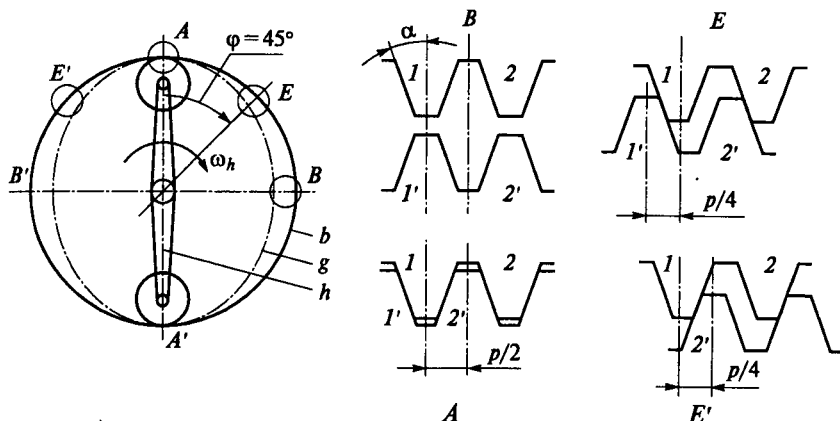


Рис. 10.4

переходить из одной впадины в другую. Для этого необходимо расщепление зубьев в точке B . За четверть оборота генератора зубья переходят из положения B в положение A . В окружном направлении они смещаются на полшага. При неподвижном колесе b на полшага поворачивается колесо g . За полный оборот генератора — на два шага. Это может быть, если разность $z_b - z_g = 2$ или равна числу волн генератора U .

Обычно $U = 2$ и тогда

$$i_{hb}^b = z_b/2, \quad i_{hg}^b = -z_g/2. \quad (10.13)$$

Зубья, на которые «набегает» генератор (верхняя правая и нижняя левая четверти окружности; рис. 10.4), входят в зацепление. Зубья, от которых «убегает» генератор (верхняя левая и нижняя правая четверти окружности), выходят из зацепления. При входе в зацепление зубья E совершают рабочий ход, при выходе E' — холостой ход.

Рассмотренная схема движения зубьев позволяет понять, что волновая передача может обеспечить одновременное зацепление большого числа зубьев. Теоретически дуга зацепления может распространяться от B до A и от B' до A' . При этом число зубьев в одновременном зацеплении составляет 50% от z_g . Например, при $i_{hg}^b = 100$ $z_g = 200$ будем иметь 100 зубьев в одновременном зацеплении вместо 1...2 в простых передачах. Это одно из основных преимуществ волновых зубчатых передач. Оно обеспечивает им высокую нагрузочную способность при малых габаритах.

Практически число одновременно зацепляющихся зубьев составляет 20...40% и зависит от формы и размера деформирования гибкого колеса, формы профиля зубьев и пр. (см. ниже).

§ 10.4. Особенности преобразования движения в зубчатой передаче

У фрикционных передач контакт колес g и b осуществляется только в точках A и A' (см. рис. 10.3). При этом используются только окружные скорости v_t , так как в точках A и A' радиальные скорости v_r равны нулю (см. выше). В зубчатых передачах контакт зубьев распространяется на участки, где обе скорости v_t и v_r не равны нулю. Со скоростью v_r связана специфика преобразования движения в зубчатой передаче.

На рис. 10.5 изображены зубья гибкого g и жесткого b колес. Там же показаны векторы скоростей зубьев в точке контакта на окружности r_ϕ : окружная v_t и радиальная v_r гибкого колеса, окружная v_{tb} жесткого колеса. Скорости v_t и v_r определяют по формулам (10.8), (10.7). Скорость v_{tb} зависит от передаточного отношения, которое однозначно определяется числом зубьев колес [см. формулу (10.12)]:

$$v_{tb} = \omega_h r_\phi / i_{hb}^* \quad (10.14)$$

Скорость v_t сообщается зубу колеса b как скорость переносного движения без скольжения, а скорость v_r — как скорость относительного движения преобразуется в окружную скорость v_{tr} по принципу наклонной плоскости со скольжением (клиновой эффект):

$$v_{tr} = v_r \operatorname{tg} \alpha_y, \quad (10.15)$$

где α_y — угол профиля зуба колеса b в точке контакта.

Очевидно, что

$$v_t + v_{tr} = v_{tb}. \quad (10.16)$$

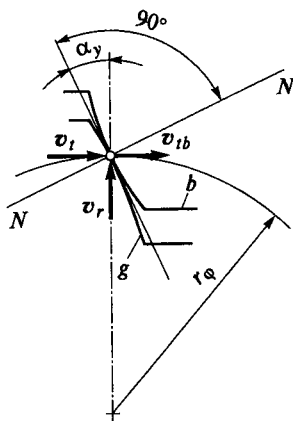


Рис. 10.5

Примечание. Формула (10.16) не противоречит основному закону зацепления, требующему равенства проекций скоростей зубьев на общую нормаль NN' в точке контакта. В нашем случае $v_t \cos \alpha_y + v_r \sin \alpha_y = v_{tb} \cos \alpha_y$. Разделив на $\cos \alpha_y$, с учетом (10.15) получим формулу (10.16).

Условие равенства скоростей используют для выбора параметров зацепления. Например, из формул (10.16) и (10.15) получим зависимость для определения угла профиля в любой точке контакта (при любом ϕ):

$$\operatorname{tg} \alpha_y = (v_{tb} - v_t) / v_r. \quad (10.17)$$

Ранее показано, что величина и направление скоростей v_i и v_r изменяются в зависимости от угла φ .

При $\varphi=0$ v_i — максимум, $v_r=0$. Относительного движения зубьев нет. Передача движения осуществляется без скольжения. Угол профиля зуба может быть любым, в том числе равным нулю.

При $\varphi \approx 45^\circ$ $v_i=0$, v_r — максимум. Нет переносного движения. Движение передается только через клиновой эффект и сопровождается скольжением, угол α_y — по формуле (10.17).

Например, при $w = w_0 \cos 2\varphi$ и $\varphi=45^\circ$ получим $\alpha_y=26^\circ 40'$.

При $45^\circ < \varphi < 90^\circ$ v_i становится отрицательной, v_r уменьшается от максимума до нуля, передача движения возможна только за счет клинового эффекта при больших углах α_y (при $\varphi \rightarrow 90^\circ$ $\alpha_y \rightarrow 90^\circ$).

Для уменьшения износа зубьев и потерь на трение в зацеплении выгодно уменьшать использование клинового эффекта. С этой целью параметры зацепления следует выбирать так, чтобы зацепление осуществлялось преимущественно в зоне малых углов φ (в зоне большой оси генератора).

§ 10.5. Относительное движение зубьев, выбор профиля и размеров зубьев

Разработано несколько профилей зубьев для волновых передач. Преимущественное распространение получили эвольвентные зубья, как наиболее технологичные и обеспечивающие удовлетворительное зацепление. При большом числе зубьев волновых передач (обычно $z > 150$) форма эвольвентного зуба близка к трапецеидальному.

При использовании распространенного двадцатиградусного исходного контура угол профиля α варьируют путем смещения инструмента при нарезании, приспособлявая его к условиям зацепления. Синтез зацепления выполняют на основе анализа относительного движения зубьев.

На рис. 10.3 изображена траектория движения точки срединной поверхности гибкого колеса. Уравнения этой траектории можно использовать для построения графика относительного движения зубьев в процессе зацепления.

На рис. 10.6 показано взаимное положение зубьев на малой оси генератора в момент времени $t=0$. Штриховой линией изображено положение зуба колеса g до деформирования. Здесь r — радиус срединной поверхности; ось n совпадает с осями симметрии зубьев; r_{ag} , r_{ab} — радиусы окружностей вершин зубьев; r_{fg} , r_{fb} — радиусы окружностей впадин.

Положение зуба колеса b в осях координат $n-t$ определяем по двум точкам, взятым на оси симметрии и соответствующим окружностям вершин и впадин. Координаты по оси n

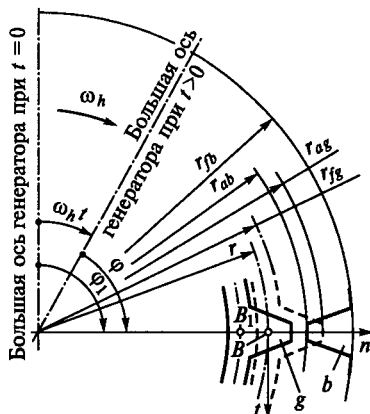


Рис. 10.6

$$\left. \begin{aligned} w_{ab} &= r_{ab} - r; \quad w_{fb} = r_{fb} - r; \\ \text{по оси } t \quad v_{ab} &= v_{fb} = 0. \end{aligned} \right\} (10.18)$$

Положение зуба колеса g изменяется при повороте генератора. Текущее положение большой оси генератора (при $t > 0$) определяем углом

$$\varphi = \varphi_1 - \omega_h t = \pi/2 - \omega_h t. \quad (10.19)$$

При этом координаты по оси n

$$\left. \begin{aligned} w_{ag} &= (r_{ag} + w) \cos \varphi_b - r; \\ w_{fg} &= (r_{fg} + w) \cos \varphi_b - r; \end{aligned} \right\} (10.20)$$

по оси t

$$\left. \begin{aligned} v_{ag} &= v + (r_{ag} - r) \theta - (r_{ag} + w) \varphi_b; \\ v_{fg} &= v + (r_{fg} - r) \theta - (r_{fg} + w) \varphi_b. \end{aligned} \right\} (10.21)$$

В формулах (10.21) вторые члены учитывают поворот нормали на угол θ , третьи члены — относительный поворот колес на угол φ_b^* .

$$\varphi_b = \omega_h t / i_{hb}^0 = (\pi/2 - \varphi) / i_{hb}^0.$$

По теории оболочек, $\theta = (v - dw/d\varphi)r$ при

$$w = w_0 \cos 2\varphi, \quad \theta = (3w_0 \sin 2\varphi)/(4r).$$

Определение w и v рассмотрено ранее. Расчет координат зубьев (мм) следует выполнять с точностью до пятого знака после запятой, а построение графика взаимного положения зубьев — в масштабе увеличения, например 100:1. Пример графика для ненагруженной передачи изображен на рис. 10.7. На графике две штриховые линии изображают траекторию точек a_g и f_g , соответствующих окружностям вершин и впадин зубьев гибкого колеса. Между ними проведены линии осей симметрии зуба. На каждой из этих осей строят профиль зуба, например, через каждые 10° угла φ . Траектории на дуге выхода из зацепления располагаются симметрично. График позволяет отметить, что при эвольвентном профиле зубьев без учета деформации зубьев под нагрузкой в одновременном зацеплении нахо-

*Для удобства построения графика (рис. 10.7) оставляем зуб колеса b неподвижным, а его угловое перемещение приписываем зубу гибкого колеса g .

дится лишь небольшая часть зубьев в зоне большой оси генератора ($\varphi = 0$). На остальной части траектории между зубьями существует зазор j . При сравнительно высокой податливости гибкого колеса небольшие зазоры под нагрузкой устраняются. В зацеплении вступает большое число зубьев. Чем меньше зазоры в ненагруженной передаче, тем больше зубьев зацепляется одновременно. Нетрудно установить, что величины j равны расстояниям между траекторией точки a_g и секущей прямой AB , проведенной из точки $\varphi = 0$ параллельно линии профиля зуба колеса b .

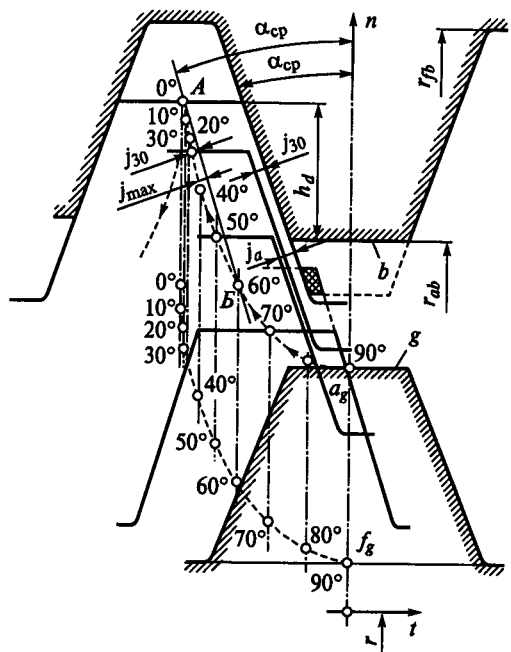


Рис. 10.7

Ниже точки B секущая располагается левее траектории. Здесь вместо зазора образуется натяг или интерференция зубьев при входе в зацепление. *Интерференция не допускается.* Кроме угла α положение начала интерференции зависит от высоты зубьев. Например, при высоте зубьев, изображенных на рис. 10.7 контурными линиями, интерференции нет. При увеличенной высоте зубьев (штриховые линии) наблюдается интерференция (пересечение головок зубьев заштриховано). Зазоры j и положение точки интерференции B зависят также от формы траектории, которая, в свою очередь, зависит от формы деформирования гибкого колеса (см. ниже).

Толщину зубьев s по дуге произвольного диаметра d , определяют по известной формуле

$$s_y = d_y [\pi / (2z) \pm (2x \operatorname{tg} \alpha) / z \pm \operatorname{inv} \alpha \mp \operatorname{inv} \alpha_y], \quad (10.22)$$

где верхние знаки для наружных, а нижние — для внутренних зубьев; $\cos \alpha_y = d_b / d$, (определяют α_y); $d_b = mz \cos \alpha$ — диаметр основной окружности; $\operatorname{inv} \alpha$, $\operatorname{inv} \alpha_y$ — эвольвентные углы (см. таблицы, например [5]).

График (рис. 10.7) используют для выбора основных параметров зацепления: угла α , высоты зубьев, формы и размеров деформирования и пр. Например, в начале построения графика, когда профиль зуба еще не определен, вычерчивают траектории и, задаваясь величиной j_{\max} , проводят секущую AB . Полученный угол $\alpha_{\text{ср}}$ приближенно принимают за средний угол профиля зуба колеса b . По углу $\alpha_{\text{ср}}$ определяют смещение инструмента при нарезании зубьев:

$$\left. \begin{aligned} x_g &\approx (z_g/2) (\cos \alpha / \cos \alpha_{\text{ср}} - 1), \\ x_b &\approx x_g - (m - w_0)/m, \end{aligned} \right\} \quad (10.23)$$

где $\alpha = 20^\circ$ — угол исходного контура.

При нарезании долбяком величину x_b уточняют на расчете (см. § 10.7).

При выборе $\alpha_{\text{ср}}$ учитывают следующее: зазор j_d на входе в зацепление должен быть достаточным для того, чтобы обеспечить отсутствие интерференции вершин зубьев под нагрузкой (без нагрузки рекомендуют $j_d \geq 0,06 m$); глубина захода зубьев h_d или высота зубьев должны гарантировать сохранение зацепления при деформировании звеньев передачи (гибкого колеса, генератора, жесткого колеса и др.) под максимальной нагрузкой (без нагрузки рекомендуют $h_d \geq m$).

Уменьшение высоты зубьев, необходимое для устранения интерференции, можно получить путем уменьшения высоты головок зубьев жесткого и гибкого колес или только одного из колес. При уменьшенной высоте головок соответственно увеличиваются радиальные зазоры во впадинах при полной глубине захода зубьев. Следовательно, можно уменьшить высоты ножек зубьев. Нетрудно понять, что уменьшение высоты ножки зуба приводит к увеличению ширины впадины по окружности впадин. Увеличение ширины впадин выгодно для гибкого колеса. Оно приводит к увеличению его гибкости, а вместе с тем и к уменьшению напряжений изгиба. Рекомендованные профили зубьев изображены на рис. 10.8*. Зубья колеса g имеют только головки, а колеса b соответственно только ножки. Зубья колеса g нарезают модифицированным стандартным инструментом с уменьшенной на $(0,5 \dots 1,0)m$ высотой головки режущего зуба. Колесо b нарезают стандартным инструментом при соответственном уменьшении глубины врезания.

Условимся называть зубья, нарезанные модифицированным инструментом, *зубьями с широкой впадиной*, а немодифицирован-

*Иванов М. Н., Финюгенов В. А., Ромашин В. Н. и др. Авторское свидетельство СССР № 566044.

ным — зубьями с узкой впадиной. Зубья с широкой впадиной применяют в отечественных стандартных передачах.

Большое число зубьев в зацеплении можно получить и в ненагруженной передаче, если профиль зубьев жесткого колеса выполнить по форме, эквидистантной форме траектории точки a_g (см. рис. 10.7), а профиль зуба гибкого колеса — сопряженным с профилем зуба жесткого колеса. При этом зуб колеса b должен быть выпуклым. Известно, что внутренние эвольвентные зубья имеют вогнутый профиль. Поэтому они не оптимальны для волновых передач.

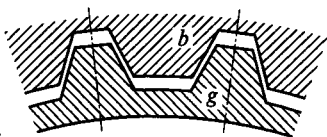


Рис. 10.8

§ 10.6. Форма и размер деформирования гибкого колеса

Волновая передача может быть работоспособной при различных формах и размерах деформирования гибкого колеса. Здесь нет однозначного решения. Исследователями предложены формы: по $\cos 2\varphi$, по эллипсу, с эвольвентными участками, с участками, очерченными по дугам окружности, по форме кольца, деформированного системой сосредоточенных сил, и пр. Критериями для оценки различных вариантов служат нагрузочная способность, КПД, долговечность.

Наибольшее распространение получили формы: по $\cos 2\varphi$, по кольцу, деформированному двумя или четырьмя сосредоточенными силами, и по дугам окружности в районе большой оси генератора (рис. 10.9).

Форма по рис. 10.9, *a* осуществляется генератором с двумя роликами; по рис. 10.9, *b* — четырехроликовым генератором; по рис. 10.9, *в* — дисковым генератором (два больших ролика). Любая из форм может быть получена также при кулачковом генераторе (рис. 10.10). Рабочий профиль кулачка генератора h выполняют по выбранной форме деформирования гибкого колеса. Для уменьшения трения между кулачком и гибким колесом располагают тела качения (гибкий подшипник; см. табл. 10.1). Кулачковый генератор лучше других сохраняет заданную форму деформирования под нагрузкой и поэтому считается предпочтительным для силовых передач. В дальнейшем рассмотрим передачи только с кулачковым генератором и формой деформирования $w = w_0 \cos 2\varphi$.

Размер деформирования w_0 можно определить из условия равенства окружных скоростей [формула (10.16)]. Рационально применить это условие в зоне большой оси генератора ($\varphi = 0$), так как здесь максимальна глубина захода зубьев и минимальна роль клинового эффекта. При этом в формуле (10.16) $v_{ir} = 0$ и $v_i = v_{ib}$. С учетом формул (10.10) и (10.14) получим $\omega_n w_0 = \omega_n r_\varphi / i_{nb}^2$. Используя

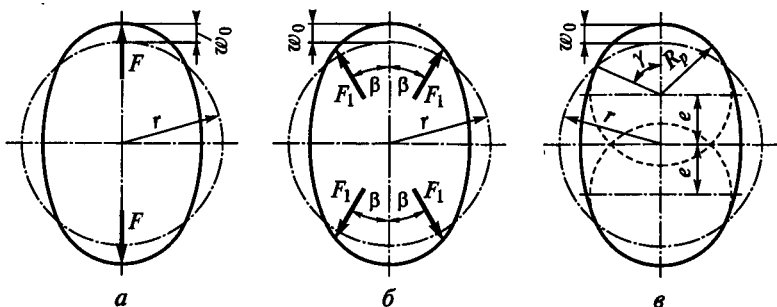


Рис. 10.9

формулу (10.13) и принимая $r_\phi = d_b/2$, найдем $w_0 = d_b/z_b = m$ или $w_0/m = 1$. Проследим, как влияют отклонения w_0/m от единицы.

На рис. 10.11, а, б, в изображены формы траектории (см. рис. 10.3) при различных отношениях w_0/m . Применив к этим траекториям методику по рис. 10.7, отметим, что при $w_0/m < 1$ зона зацепления сдвигается от большой оси по ходу вращения генератора. В зоне большой оси между зубьями (без нагрузки) наблюдаются зазоры. Качество зацепления ухудшается, так как возрастает роль клинового эффекта. Применение $w_0/m < 1$ может быть оправдано только при малых передаточных отношениях в целях снижения напряжений в гибком колесе. При $w_0/m > 1$ зона зацепления сдвигается в сторону большой оси генератора и даже переходит ее, а окружные скорости v , превышают величины, получаемые по передаточному отношению. Избыточные скорости компенсируются за счет дополнительного деформирования гибкого колеса, генератора и жесткого колеса.

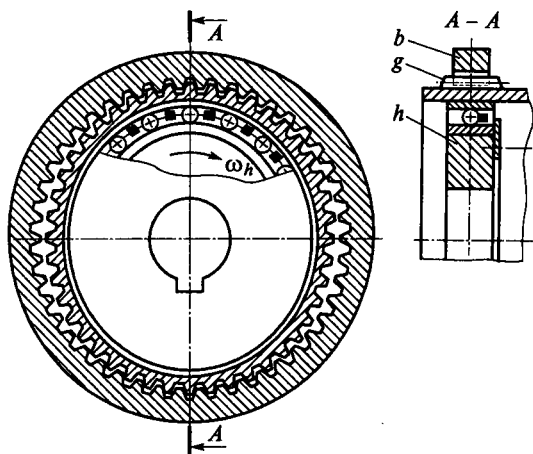
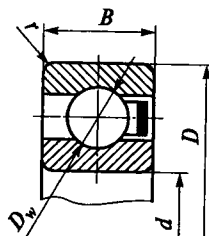


Рис. 10.10

В нагруженной передаче начальные форма и размер деформирования изменяются. Эти изменения невелики, но существенны для зацепления. Они связаны: с зазорами в размерной цепи кулачок — гибкое колесо (радиальные зазоры в гибком подшипнике и зазоры посадки гибкого подшипника в гибкое колесо, которые под нагрузкой выбирают-ся); с контактными деформациями в гибком под-

Таблица 10.1



Условное обозначение подшипника	Размеры, мм					Радиальный зазор, мм	Число шаров z	Предельная частота вращения n, мин ⁻¹
	d	D	B	r	D _w			
806	30 _{-0,010}	42 _{-0,011}	7	0,5	3,969	От 0,010 до 0,024	21	3000
808	40 _{-0,012}	52 _{-0,013}	8		3,969	» 0,012 » 0,026	23	
809	45 _{-0,012}	62 _{-0,013}	9		5,953	» 0,012 » 0,029	21	
812	60 _{-0,015}	80 _{-0,013}	13		7,144	» 0,013 » 0,033	23	
815	75 _{-0,015}	100 _{-0,015}	15		9,128	» 0,014 » 0,034	21	
818	90 _{-0,020}	120 _{-0,015}	18		11,113	» 0,016 » 0,040	23	
822	110 _{-0,020}	150 _{-0,018}	24	1,0	14,288	» 0,020 » 0,046	21	1500
824	120 _{-0,020}	160 _{-0,025}	24		14,288	» 0,020 » 0,046	23	
830	150 _{-0,025}	200 _{-0,030}	30		19,050	» 0,023 » 0,058	23	
836	180 _{-0,025}	240 _{-0,030}	35	1,5	22,225	» 0,024 » 0,065	23	1000
844	220 _{-0,030}	300 _{-0,035}	45		28,575	» 0,033 » 0,083	23	
848	240 _{-0,030}	320 _{-0,040}	48	2,5	28,575	» 0,035 » 0,090	23	
860	300 _{-0,035}	400 _{-0,040}	60		36,513	» 0,045 » 0,105	23	
862	310 _{-0,035}	420 _{-0,045}	70	36,513	» 0,045 » 0,105	23		
872	360 _{-0,040}	480 _{-0,045}	72	3,5	44,450	» 0,055 » 0,125	23	

Примечания: 1. Технические требования по ГОСТ 520 — 2002 класса точности «нормальный». 2. В соответствии с этими техническими требованиями в таблице указаны предельные отклонения размеров и радиальных зазоров. 3. Сепаратор текстолитовый гребенчатого типа, гребующий предохранения от выпадения в осевом направлении (см. пайбу на рис. 10.10).

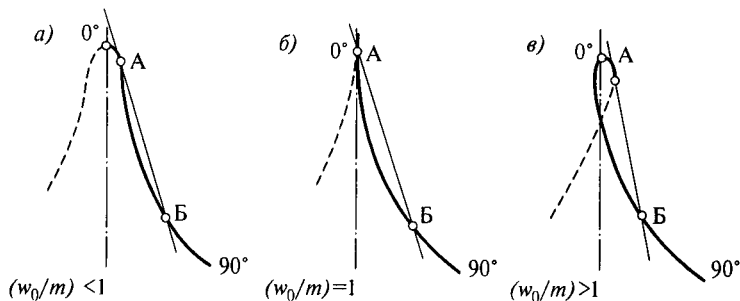


Рис. 10.11

шипнике и деформациями жесткого колеса; с растяжением гибкого колеса. Исследованиями [17] установлено, что с учетом этих факторов первоначально w_0/m следует принимать больше единицы (см. ниже).

§ 10.7. Рекомендации по выбору параметров зацепления и расчет гибких колес

На основании опыта для зубьев с узкой впадиной при $\alpha=20^\circ$ рекомендуют:

$$\left. \begin{array}{l} \text{коэффициент смещения } x_g = 3 \dots 4; \\ x_b \text{ — по формуле (10.23);} \\ \text{высоту зубьев } h_g = (1,5 \dots 1,8)m; \\ \text{глубину захода } h_d = (1,3 \dots 1,5)m. \end{array} \right\} \quad (10.24)$$

Для зубьев с широкой впадиной и уменьшенной высотой головки зуба инструмента до $h_{a0}^* = 0,35$ (см. табл. 10.2):

$$\left. \begin{array}{l} x_g = (-1) \dots 3; \quad x_b \text{ — по формуле (10.23);} \\ h_g = 1,35m; \quad h_d = m. \end{array} \right\} \quad (10.25)$$

Бóльшие x и меньшие h_g для больших $i (\geq 150)$. Для обоих вариантов зацеплений

$$w_0/m = 1,15 \dots 1,3, \quad (10.26)$$

где меньшие величины рекомендуются при $i \leq 150$.

При всех вариантах геометрии зубьев высота зубьев жесткого колеса ограничивается [см. формулы (10.30)]. При выполнении этих

рекомендаций построение графика зацепления (см. рис. 10.7) не обязательно.

Диаметры колес. Диаметры окружностей впадин: гибкого колеса при нарезании инструментом реечного типа (например, червячной фрезой)

$$\left. \begin{aligned} d_{fg} &= m(z_g - 2h_{a0}^* + 2x_g), \\ \text{при нарезании долбяком (табл. 10.2)} \\ d_{fg} &= 2(a_{w0} - 0,5d_{a0}); \end{aligned} \right\} \quad (10.27)$$

жесткого колеса

$$d_{fb} = 2(a_{w0} + 0,5d_{a0}). \quad (10.28)$$

Диаметры окружностей вершин: гибкого колеса

$$d_{ag} = d_{fg} + 2h_g, \text{ но не более } d_{ag} \leq d_{fb} - 2w_0; \quad (10.29)$$

жесткого колеса

$$\left. \begin{aligned} d_{ab} &= d_{fb} - 2h_b, \text{ или } d_{ab} = \\ &= d_{ag} + 2w_0 - 2h_d, \text{ но не менее} \\ d_{ab} &\geq d_{fg} + 2w_0. \end{aligned} \right\} \quad (10.30)$$

Неравенства в формулах (10.29) и (10.30) устраняют возможность интерференции по впадинам (по переходным кривым). Здесь d_{a0} — фактический диаметр вершин долбяка по режущей кромке [в табл. 10.2 d_{a0} даны для новых (неизношенных) долбяков, ГОСТ 10059 — 80]; a_{w0} — межосевое расстояние в станочном зацеплении с долбяком;

$$a_{w0} = m(z \mp z_0) \cos \alpha / (2 \cos \alpha_{w0}), \quad (10.31)$$

где z и z_0 — числа зубьев нарезаемого колеса и долбяка; знак минус — для внутренних, плюс — для внешних зубьев; α_{w0} — угол зацепления в станочном зацеплении с долбяком:

$$\text{inv } \alpha_{w0} = 2[(x \mp x_0)/(z \mp z_0)] \text{tg } \alpha + \text{inv } \alpha, \quad (10.32)$$

где x и x_0 — коэффициенты смещения для нарезаемого колеса и долбяка; знак минус — для внутренних, плюс — для внешних зубьев;

$$x_0 = d_{a0}/(2m) - (z_0 + 2h_{a0}^*)/2, \quad (10.33)$$

где h_{a0}^* — коэффициент высоты головки зуба долбяка (см. табл. 10.2); d_{lg} , d_{lg} — диаметры окружностей граничных точек гибкого и жесткого колес;

$$d_l = d_0 / \cos \alpha_l = mz \cos \alpha / \cos \alpha_l \quad (10.34)$$

При нарезании инструментом реечного типа

$$\operatorname{tg} \alpha_l = \operatorname{tg} \alpha - 4 (h_{a0}^* - \rho_0 - x) / (z \sin 2\alpha), \quad (10.35)$$

где $\rho_0 \leq 0,35$ — коэффициент высоты скругленного участка вершины зуба инструментальной рейки.

Таблица 10.2

Модуль, мм		Номинальный делительный диаметр долбяка, мм				Коэффициент высоты головки зуба h_{a0}^*	Коэффициент смещения x_0
ряд		40		64			
1-й	2-й	число зубьев z_0	диаметр вершина зубьев d_{a0}	число зубьев z_0	диаметр вершина зубьев d_{a0}		
0,25	0,28	160	40,82	256	64,82	1,5	0,3
0,30		140	40,12	228	64,76		
	0,35	132	40,59	212	64,59		
0,40		114	40,05	182	64,85		
	0,45	100	41,32	160	65,32		
0,5		90	41,98	144	66,28		
	0,55	80	41,65	128	65,65	1,35	
0,6		72	41,41	116	65,61		
	0,70	66	41,58	108	66,78		
0,8		56	41,51	90	65,31		
	0,90	50	42,64	80	66,64		
		44	42,57	72	67,77		

При нарезании долбяком

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_l &= \operatorname{tg} \alpha_{w0} \pm (z_0/z) (\operatorname{tg} \alpha_{a0} - \operatorname{tg} \alpha_{w0}); \\ \cos \alpha_{a0} &= mz_0 \cos \alpha / d_{a0}, \end{aligned} \right\} \quad (10.36)$$

знак плюс — для внутренних, минус — для внешних зубьев.

§ 10.8. КПД и критерии работоспособности передачи

КПД. Исследованиями установлено, что основными составляющими потерь мощности в волновой передаче являются потери в зубчатом зацеплении и генераторе. Несмотря на значительную нагрузку зацепления, обусловленную большими передаточными от-

ношениями, реализуемыми в одной ступени волновой передачи, потери здесь сравнительно невелики, так как невелики скорости скольжения. Значительная доля потерь приходится на генератор как элемент конструкции, вращающийся с высокой скоростью входного звена и воспринимающий большие нагрузки выходного звена. Так же как и в простых передачах, КПД растет с увеличением нагрузки и уменьшается с увеличением передаточного отношения. Замечено, что КПД имеет максимум при некоторой величине нагрузки. Положение максимума зависит от жесткости звеньев передачи. При увеличении жесткости максимум сдвигается в сторону больших нагрузок (вследствие уменьшения искажения формы звеньев под нагрузкой), что влияет на качество зацепления. Практически КПД при $i \approx 80 \dots 250$ располагается в пределах $0,9 \dots 0,8$ соответственно.

Основные критерии работоспособности — прочность гибкого колеса; прочность гибкого подшипника генератора; жесткость генератора и жесткого колеса; износ зубьев. Первые два критерия не требуют дополнительных пояснений. Чрезмерное деформирование генератора и жесткого колеса приводит к интерференции зубьев при входе в зацепление и вращению (проскакиванию) генератора при неподвижном выходном вале. Износ зубьев при правильно выбранных геометрии зацепления, материале, термообработке и удовлетворительной смазке незначителен и практически не ограничивает срок службы передачи.

§ 10.9. Расчет прочности гибкого колеса

Варианты конструкции изображены на рис. 10.12. Расчетными являются размеры d_x , b и δ , другие назначают по рекомендациям [17]: $d_x = d_{fg} - 2\delta$, $d_1 \leq (0,5 \dots 0,6)d_x$; $l \geq (0,7 \dots 1,0)d_x$ — меньшие величины при больших i ; $\delta_1 = \delta_2 = (0,9 \dots 0,6)\delta$ — меньшие величины при больших δ ; $b_1 = (0,15 \dots 0,25)b$; $b_2 = (0,3 \dots 0,5)b$. Буртик b_1 уменьшает концентрацию напряжений на торце. Исполнение *I* — с гибким дном и фланцем для присоединения к валу; исполнение *II* — с зубчатым (подвижным) присоединением к валу или корпусу. Оба исполнения обеспечивают осевые перемещения при деформировании гибкого колеса (в противном случае имеют место большие напряжения). Возможны сварные варианты *a*, *b*, *в*. При выполнении указанных рекомендаций прочность гибкого колеса определяется сопротивлением усталости зубчатого венца.

Основные напряжения зубчатого венца:

1. Окружные напряжения изгиба генератором

$$\sigma_t = Y_z [E\delta / (2r^2)] (w + d^2 w / d\varphi^2).$$

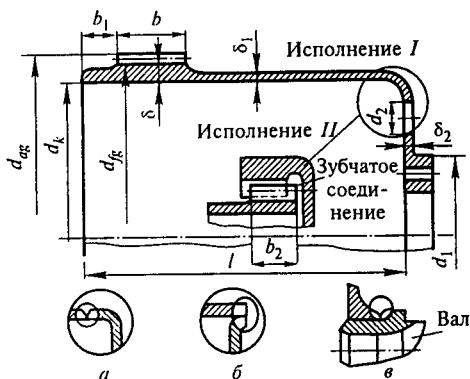


Рис. 10.12

При деформировании по закону $w = w_0 \cos 2\varphi$ напряжения изменяются по знакопеременному симметричному циклу с амплитудой (при $\varphi = 0$ и $\varphi = \pi/2$)

$$\sigma_{ia} = 1,5 Y_z E \delta w_0 / r^2, \quad (10.37)$$

где Y_z — коэффициент влияния зубьев: $Y_z \approx 1,35 \dots 1,5$ — зубья с узкой впадиной, $Y_z = 1,2 \dots 1,3$ — зубья с широкой впадиной (см. рис. 10.8). Большие Y_z при $i \leq 150$; $r = (d_x +$

$+\delta)/2$ — радиус срединной поверхности.

2. Напряжения растяжения от окружных сил в зацеплении, изменяющиеся по отнулевому циклу с максимумом при $\varphi \approx 0$,

$$\sigma_p \approx 0,9 T_2 / (d_x b_w \delta). \quad (10.38)$$

Амплитуда напряжений и среднее напряжение цикла

$$\sigma_{pa} = \sigma_{pm} = \sigma_p / 2. \quad (10.39)$$

3. Напряжение кручения

$$\tau = T_2 / (2\pi r^2 \delta), \quad \tau_a = \tau_m = \tau / 2. \quad (10.40)$$

Кроме того, есть напряжения, связанные с нагрузкой зубьев как консолей и с прогибами зубчатого венца на шарах гибкого подшипника как дискретных опорах. Эти напряжения сравнительно невелики. Они выражаются сложными формулами. Поэтому в приближенных расчетах их учитывают путем некоторого увеличения коэффициентов запасов прочности.

При проектном расчете внутренний диаметр гибкого колеса под зубчатым венцом определяют по приближенной зависимости, полученной из условия сопротивления усталости с учетом только напряжений σ_t и σ_p [17]:

$$d_x = \sqrt[3]{\frac{0,456 T_2}{\left(\frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma} s_{\sigma}} - \frac{3 E Y_z \psi \delta d}{i_{hg}^b}\right) \psi_{bd} \psi_{\delta d}}}. \quad (10.41)$$

Коэффициентами ψ_{bd} , $\psi_{\delta d}$, Y_z , s_σ задаются.

$\psi_{bd} = b/d_x \approx 0,15 \dots 0,2$ — коэффициент ширины зубчатого венца (большие величины для больших i (≥ 150)); $\psi_{\delta d} = \delta/d_x$ — коэффициент толщины зубчатого венца; $\psi_{\delta d} = 0,012 \dots 0,014$ для средненагруженных, длительно работающих передач (большие величины для больших i), $\psi_{\delta d} = 0,015 \dots 0,02$ для высоконагруженных, кратковременно работающих передач; $s_\sigma \approx 1,5 \dots 1,7$ — коэффициент запаса сопротивления усталости; $K_\sigma = 1,8 \dots 2,0$ — коэффициент концентрации напряжений у ножки зуба.

Формула (10.41) позволяет выразить степень нагруженности передачи коэффициентом $\Psi_{Td} = T_2/d_x^3$. Для отечественных и зарубежных редукторов общего назначения, которые можно рассматривать как средненагруженные, $\Psi_{Td} \approx (0,2 \dots 0,3) \cdot 10^6$ Н·м/м³ — большие величины для $i \geq 150$.

Из материалов, указанных в табл. 8.7, для гибких колес чаще других применяют стали 30ХГСА, $H \approx 28 \dots 32$ НРС, $\sigma_{-1} = 420 \dots 440$ МПа, при последующем дробеструйном наклепе $\sigma_{-1} = 480 \dots 500$ МПа; 40ХН2МА, $H \approx 28 \dots 32$ НРС, $\sigma_{-1} \approx 480 \dots 500$ МПа.

Для передачи с кулачковым генератором расчетный диаметр согласуется с наружным диаметром гибкого подшипника (табл. 10.1) по ГОСТ 23179 — 78.

После определения диаметра рассчитывают все другие размеры гибкого колеса и выполняют проверочный расчет по формулам

$$\left. \begin{aligned} s_r &= s_\sigma s_\tau / \sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2} \geq [s_r] \approx 1,5, \\ s_\sigma &= \sigma_{-1} / (K_\sigma \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m), \\ s_\tau &= \tau_{-1} / (K_\tau \tau_a + \psi_\tau \tau_m). \end{aligned} \right\} \quad (10.42)$$

§ 10.10. Разновидности волновых передач, их оценка и применение

Разработано большое число разновидностей волновых передач: с коротким гибким колесом (рис. 10.13), герметичные (рис. 10.14), винтовые (рис. 10.15), с электромагнитным генератором (рис. 10.16) и др.

В передачах с коротким гибким колесом первая ступень работает так же, как в основном типе волновой передачи, а вторая ступень может увеличивать передаточное отношение или выполнять роль зубчатого волнового соединения гибкого колеса с выходным валом.

Первый вариант позволяет получить очень большие передаточные отношения, но имеет низкий КПД и не получил распространения.

Второй вариант получает все большее распространение наряду с основным типом передачи.

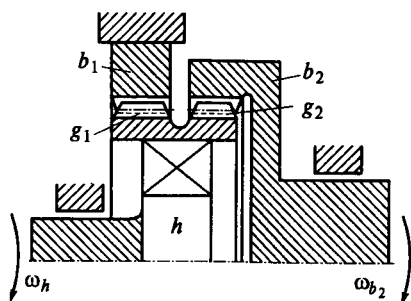


Рис. 10.13

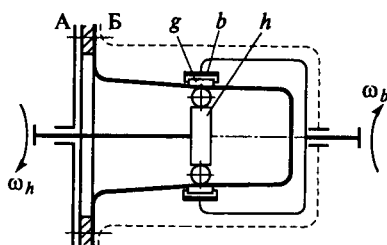


Рис. 10.14

В волновом соединении $z_{g2} = z_{b2}$ (часто выполняют $z_{g1} = z_{g2}$). Геометрия зубчатого зацепления этого соединения имеет свои особенности, которые здесь не рассматриваются (см. [17]).

Герметичная передача передает движение через герметичную стенку, разделяющую пространства А и Б. Глухой гибкий стакан с гибким фланцем герметично закрепляют на стенке (например, приваривают). Зубчатый венец располагают в средней части стакана. Ни одна другая передача не может так просто решать эту задачу. Такая передача находит применение в химической, атомной, космической и других областях техники.

Винтовая передача преобразует вращательное движение в поступательное. Ее применяют преимущественно в герметичном исполнении.

Передача с электромагнитным генератором сочетает функции двигателя и передачи. Здесь волновое деформирование гибкого колеса осуществляют вращающимся электромагнитным полем. неподвижный генератор имеет ряд электромагнитов (полюсов). С помощью специального устройства электромагниты включают поочередно. Магнитный поток замыкается через гибкое колесо и деформирует его в соответствующих местах. Основное достоинство передачи — весьма малая инерционность. Здесь вращается только гибкое колесо. Вращение медленное, а масса небольшая. Малая инерционность существенна для следящих и других подобных систем. Отрицательное свойство передачи — низкий КПД (в известных конструкциях не более 6...8%).

На основе изложенного можно отметить следующие основные качества волновых передач.

1. Большое передаточное отношение. В одной ступени можно получить i до 300, а в специальных передачах — до нескольких десятков тысяч.

2. Большое число зубьев в одновременном зацеплении. Например, при $i = 100$ одновременно зацепляются до 60...80 пар зубьев вместо 1...2 пары в обычных передачах. Как следствие этого, высо-

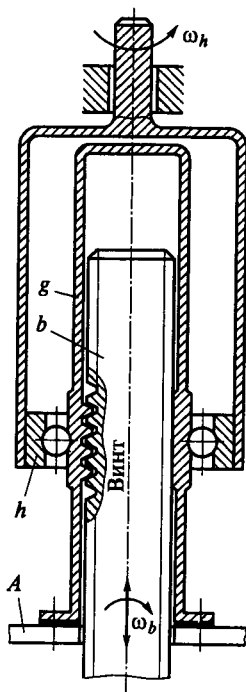


Рис. 10.15

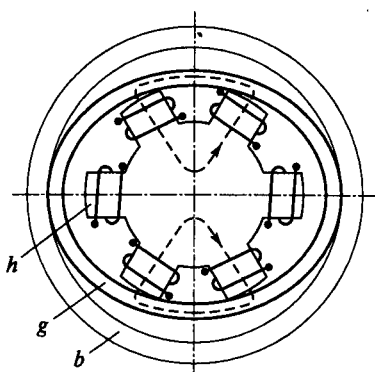


Рис. 10.16

кая нагрузочная способность при малых габаритах и массе. В некоторых конструкциях масса составляет половину, а объем — 1/3 от обычной планетарной передачи.

3. Уменьшение кинематической погрешности вследствие двухзонности и многопарности зацепления. Известны передачи с кинематической погрешностью, не более 0,5...1,0 угл. мин.

4. При одинаковых передаточных отношениях КПД волновых передач близок к КПД планетарных и многоступенчатых простых передач (например, до 0,9 при $i=100$).

5. Малые нагрузки на валы и опоры вследствие симметричности конструкции.

6. Возможность передачи движения в герметизированное пространство (через герметичную стенку).

7. Малая инерционность при специальном исполнении.

8. Меньше шум.

9. Подобно планетарной передаче она может быть использована не только как редуктор или мультипликатор, но и как дифференциальный механизм.

10. Конструкции волновых передач не вызывают особых технологических трудностей при их изготовлении.

11. Число деталей меньше в несколько раз, а стоимость — примерно в два раза. Срок службы стандартных передач общего назначения 10 000 ч.

К недостаткам современных конструкций волновых передач можно отнести: сравнительно большую величину нижнего предела передаточного отношения $i_{\min} \approx 80$; сравнительную сложность

изготовления гибкого колеса и генератора волн (требуется специальная оснастка). Это затрудняет индивидуальное производство и ремонтные работы.

Применять волновые передачи целесообразно в механизмах с большим передаточным отношением, а также в устройствах со специальными требованиями к герметичности, кинематической точности, инерционности и пр.

Параметры оптимизации волновой передачи:

1. Форма и размер деформирования гибкого колеса.
2. Геометрия зацепления — высота зубьев, коэффициенты смещения x_g и x_b (по условию отсутствия интерференции зубьев под нагрузкой).
3. Коэффициент ширины зубчатого венца ψ_{bd} .
4. Коэффициент толщины зубчатого венца $\psi_{\delta d}$ по условию максимума коэффициента запаса сопротивлению усталости s_σ .

Вопросы для самоподготовки

1. Каковы устройство и принцип действия волновой передачи?
2. От каких параметров зависит передаточное отношение волновой передачи и чем ограничиваются его max и min?
3. Каковы особенности преобразования движения в зубчатой и фрикционной волновых передачах?
4. По каким условиям выбирают профиль и размеры зубьев в волновой передаче?
5. Каковы основные критерии работоспособности и расчета волновых передач?
6. Каковы преимущества и недостатки волновых передач и области их применения?

Пример расчета 10.1. Рассчитать волновой редуктор общего назначения: $i_{hg}^b = 100$, $n_h = 1450 \text{ мин}^{-1}$, $T_2 = 800 \text{ Н} \cdot \text{м} = 800 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$, срок службы 10 000 ч, нагрузка близка к постоянной.

Решение. 1. По формуле (10.12) находим $z_g = 200$, $z_b = 202$. Выбираем зубья с широкой впадиной (см. рис. 10.8). По рекомендациям к формулам (10.37) и (10.41) принимаем: $Y_z = 1,3$, $\psi_{bd} = 0,16$, $\psi_{\delta d} = 0,012$, $s_\sigma = 1,7$, $K_\sigma = 1,9$, материал гибкого колеса — 30ХГСА, 28...32 НРС с последующим дробеструйным наклепом, $\sigma_{-1} = 480 \text{ МПа}$, $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$. По формуле (10.41),

$$d_x^3 = \sqrt{\frac{0,456 \cdot 800 \cdot 10^3}{[480/(1,9 \cdot 1,7) - 3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,3 \cdot 0,012/100] \cdot 0,16 \cdot 0,012}} = 155,71 \text{ мм.}$$

Согласуя с наружным диаметром гибкого подшипника (см. табл. 10.1), принимаем $d_x = D = 160 \text{ мм}$. Находим $b = \psi_{bd} d_x = 0,16 \cdot 160 \approx 25 \text{ мм}$, $\delta = \psi_{\delta d} d_x = 0,012 \cdot 160 \approx 2 \text{ мм}$.

Учитывая, что величины d_x и d_g близкие, получаем $m = d'_g/z_g \approx 160/200 = 0,8 \text{ мм}$ — согласуется со стандартом (см. табл. 10.2).

2. Рассчитываем геометрию зубьев гибкого колеса. Диаметр окружности впадин $d_{fg} = d_x + 2\delta = 164 \text{ мм}$. Подбираем z_g и x_g , обеспечивающие такой d_{fg} .

Нарезаем червячной фрезой с уменьшенной высотой головки зуба инструмента $h_{*0} = 0,35$, а коэффициент высоты головки зуба колеса $h_g^* = 0$.

По формуле (10.27) и рекомендации (10.25) принимаем $x_g = 0$ и уточняем $z_g \cdot z_g = 164/0,8 + 2 \cdot 0,35 = 205,7$. Принимаем $z_g = 206$. При этом $i_{hg}^b = 206/2 = 103$. Отклонение $+3\%$ — допустимо $\pm 4\%$. По той же формуле уточняем $x_g = d_{fg}/(2m) - 0,5z_g + h_{a0}^* = 164/(2 \cdot 0,8) - 0,5 \cdot 206 + 0,35 = -0,15$ — в рекомендуемых пределах. По формуле (10.25), высота зуба $h_g = 1,35 \cdot 0,8 = 1,08$ мм. По формуле (10.29), диаметр окружности вершин зубьев $d_{ag} = 164 + 2 \cdot 1,08 = 166,16$ мм.

3. По рекомендации (10.26) принимаем $w_0/m = 1,2$, при этом $w_0 = 0,96$ мм.

4. Выполняем проверочный расчет прочности гибкого колеса. По формуле (10.37), $\sigma_{ta} = 1,5 \cdot 1,3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 2 \cdot 0,96/81^2 = 120$ МПа, где $r = d_{\pi}/2 + \delta/2 = 80 + 1 = 81$ мм. По формулам (10.38) и (10.39), $\sigma_{pa} = \sigma_{pm} = 0,45 \cdot 800 \cdot 10^3/(160 \cdot 25 \cdot 2) = 45$ МПа.

По формуле (10.40), $\tau_a = \tau_m = 800 \cdot 10^3/(4\pi \cdot 81^2 \cdot 2) = 4,85$ МПа. Отмечаем малую величину напряжений кручения, которую в дальнейшем не учитываем.

По формуле (10.42), при $K_\sigma = 1,9$, $\psi_\sigma \approx 0,15$ [см. (15.6)] и $\sigma_a = \sigma_{ta} + \sigma_{pa} = 165$ МПа $\sigma_m = \sigma_{pm} = 45$ МПа, $s_\sigma = 480/(1,9 \cdot 165 + 0,15 \cdot 45) = 1,5 = [s_\sigma] \approx 1,5$. Условие прочности соблюдается.

Однако возможно, что принятая толщина δ не является оптимальной. Для выяснения этого повторяют проверочные расчеты. Задаваясь несколькими величинами δ , меньшими и большими принятой (например, $\delta = 1,8$ мм, $\delta = 2,2$ мм), строят график s_σ и по максимуму s_σ уточняют δ . Обучающимся рекомендуется самим провести такой поиск.

5. Рассчитываем геометрию жесткого колеса $z_b = z_g + 2 = 206 + 2 = 208$. Его нарезают долбяком с полной высотой зуба при высоте зуба жесткого колеса, уменьшенной на один модуль.

По формуле (10.23), $x_b = -0,15 - (0,8 - 0,96)/0,8 = 0,05$.

По табл. 10.2 принимаем долбяк: $z_0 = 80$, $d_{a0} = 66,64$ мм; $h_{a0}^* = 1,35$, $x_0 = 0,3$. По формуле (10.32), $\text{inv} \alpha_{w0} = 2 \cdot \frac{0,05 - 0,3}{208 - 80} \cdot \text{tg} 20^\circ + 0,014904 = 0,013482$ или $\alpha_{w0} = 19^\circ 22'$. По

формуле (10.31), $a_{w0} = 0,8(208 - 80) \cos 20^\circ / (2 \cos 19^\circ 22') = 51$ мм. По формуле (10.28), $d_{fb} = 2(51 + 0,5 \cdot 66,64) = 168,64$ мм.

По второй формуле (10.30), принимая $h_d = m = 0,8$ мм, находим $d_{ab} = 166,16 + 2 \cdot 0,96 - 2 \cdot 0,8 = 166,48$ мм.

6. Проверяем отсутствие интерференции по переходным кривым. Для этого определяем диаметры граничных точек. Для гибкого колеса по формуле (10.35), принимая $\rho_0 = 0,2$, находим

$$\text{tg} \alpha_l = \text{tg} 20^\circ - 4(0,35 - 0,2 + 0,15)/(206 \sin 40^\circ) = 0,3549$$

или $\alpha_l = 19^\circ 32'$.

По формуле (10.34), $d_{lg} = 0,8 \cdot 206 \cos 20^\circ / \cos 19^\circ 32' = 164,32$ мм. По неравенству (10.30), $166,48 \geq 164,32 + 2 \cdot 0,96 = 166,24$ — условие соблюдается.

Для жесткого колеса: по формуле (10.36), $\cos \alpha_{a0} = 0,8 \cdot 80 \cos 20^\circ / 66,64 = 0,9025$, или $\alpha_{a0} = 25^\circ 1' 12''$; $\text{tg} \alpha_l = \text{tg} 19^\circ 22' + 80(\text{tg} 25^\circ 1' 12'' - \text{tg} 19^\circ 22')/208 = 0,39582$, или $\alpha_l = 21^\circ 35' 42''$ и $d_{lb} = 0,8 \cdot 208 \cdot \cos 20^\circ / \cos 21^\circ 35' 42'' = 168,17$ мм.

По неравенству (10.29), $166,16 \leq 168,17 - 2 \cdot 0,96 = 166,25$ мм — неравенство соблюдается.

ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ВАРИАТОРЫ

§ 11.1. Общие сведения

Принцип действия и классификация. Работа фрикционной передачи основана на использовании сил трения, которые возникают в месте контакта двух тел вращения под действием сил прижатия F_n (рис. 11.1). При этом должно быть

$$F_t \leq F, \quad (11.1)$$

где $F_t = F_{t1} = F_{t2}$ — окружная сила; F — сила трения между катками.

Для передачи с цилиндрическими катками (рис. 11.1)

$$F = F_n f, \quad (11.2)$$

где f — коэффициент трения.

Нарушение условия (11.1) приводит к буксованию и быстрому износу катков.

Все фрикционные передачи можно разделить на две основные группы: *передачи нерегулируемые*, т. е. с постоянным передаточным отношением; *передачи регулируемые, или вариаторы*, позволяющие изменять передаточное отношение плавно и непрерывно (бесступенчатое регулирование)*.

Каждая из указанных групп охватывает большое количество передач, различающихся по конструкции и назначению. Например, различают передачи с параллельными и пересекающимися осями валов; с цилиндрической, конической, шаровой или торовой поверхностью рабочих катков; с постоянным или автоматически регулируемым прижатием катков, с промежуточным (паразитным) фрикционным элементом или без него и т. д.

Схема простейшей нерегулируемой передачи изображена на рис. 11.1. Она состоит из двух катков с гладкой цилиндрической поверхностью, закрепленных на параллельных валах.

На рис. 11.2 показана схема простейшего вариатора (лобовой вариатор). Ведущий ролик A можно перемещать по валу в направлениях, указанных стрелками. При этом передаточное отношение плавно изменяется в соответствии с изменением рабочего диаметра

*Особую группу составляют фрикционные механизмы для преобразования вращательного движения в поступательное или винтовое (ведущие колеса экипажей, валки прокатных станов, подающие валки шлифовальных станков и т. п.). В курсе «Детали машин» эти механизмы не изучают.

d_2 ведомого диска *Б*. Если перевести ролик на левую сторону диска, то можно получить изменение направления вращения ведомого вала — вариатор обладает свойством реверсивности.

Применение. Фрикционные передачи с постоянным передаточным отношением применяют сравнительно редко. Их область ограничивается преимущественно кинематическими цепями приборов, от которых требуются плавность движения, бесшумность работы, безударное включение на ходу и т. п. Как силовые (не кинематические) передачи, они не могут конкурировать с зубчатыми передачами по габаритам, надежности, КПД и пр.

Фрикционные вариаторы применяют как в кинематических, так и силовых передачах в тех случаях, когда требуется бесступенчатое регулирование скорости (зубчатая передача не позволяет такого регулирования). Применение фрикционных вариаторов на практике ограничивается диапазоном малых и средних мощностей — до 10, реже до 20 кВт. В этом диапазоне они успешно конкурируют с гидравлическими и электрическими вариаторами, отличаясь от них простотой конструкции, малыми габаритами и повышенным КПД. При больших мощностях трудно обеспечивать необходимую силу прижатия катков. Эта сила, а также соответствующие нагрузки на валы и опоры становятся слишком большими, конструкция вариатора и нажимного устройства усложняется.

Фрикционные вариаторы нашли применение в станкостроении, сварочных и литейных машинах, машинах текстильной, химической и бумажной промышленности, различных отраслях приборостроения и т. д. Фрикционные передачи любого типа неприменимы в конструкциях, от которых требуется жесткая кинематическая связь, не допускающая проскальзывания или накопления ошибок взаимного положения валов.

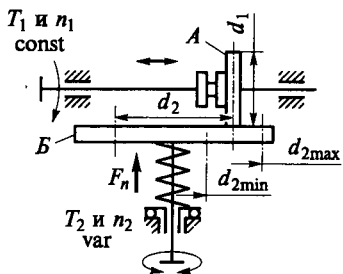


Рис. 11.2

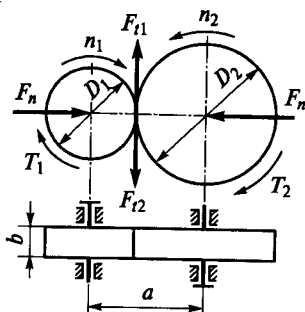


Рис. 11.1

Способы прижатия катков. На практике применяют два способа прижатия катков: с *постоянной силой*, которую определяют по максимальной нагрузке передачи; с *переменной силой*, которая автоматически изменяется с изменением нагрузки. *Постоянное прижатие* образуют вследствие предварительной деформации упругих элементов системы при сборке (например, деформации

податливых катков), установкой специальных пружин (см. рис. 11.2), использованием собственной массы элементов системы и т. п. Регулируемое прижатие требует применения специальных нажимных устройств (см., например, на рис. 11.5 шариковое самозатягивающее устройство), при которых сохраняется постоянство отношения F_i/F_n . Кроме шариковых применяют также винтовые нажимные устройства [30].

Способ прижатия катков оказывает большое влияние на качественные характеристики передачи: КПД, постоянство передаточного отношения, контактную прочность и износ катков (см. § 11.3). Лучшие показатели получают при саморегулируемом прижатии.

§ 11.2. Основные типы фрикционных передач и вариаторов

Во фрикционной передаче с гладкими цилиндрическими катками (см. рис. 11.1)

$$i = n_1/n_2 = d_2/[d_1(1-\varepsilon)] \approx d_2/d_1; \quad (11.3)$$

$$F_n = KF_i/f, \quad (11.4)$$

где $\varepsilon \approx 0,01 \dots 0,03$ — коэффициент скольжения; K — запас сцепления; $K \approx 1,25 \dots 1,5$ для силовых передач; $K \approx 3$ для передач приборов.

Коэффициент трения f во фрикционных передачах для разных случаев принимают:

сталь по стали в масле $f \approx 0,04 \dots 0,05$;

сталь по стали или чугуну без смазки $f \approx 0,15 \dots 0,20$;

сталь по текстолиту или фибре без смазки $f \approx 0,2 \dots 0,3$.

Формула (11.4) позволяет отметить, что сила прижатия катков фрикционной передачи велика. Например, принимая $f = 0,1$ и $K = 1,5$, получаем $F_n = 15F_i$, тогда как в зубчатых передачах нагрузка в зацеплении примерно равна F_i .

Для передачи движения между валами с пересекающимися осями используют коническую фрикционную передачу (рис. 11.3). Угол Σ между осями валов может быть разным, чаще всего он равен 90° . Без учета проскальзывания передаточное отношение

$$i \approx d_2/d_1.$$

Учитывая, что $d_2 = 2R \sin \delta_2$, а $d_1 = 2R \sin \delta_1$, для конической передачи получаем

$$\left. \begin{aligned} i &= \sin \delta_2 / \sin \delta_1 \\ \text{и при } \Sigma &= \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ, \\ i &= \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1. \end{aligned} \right\} \quad (11.5)$$

Необходимые величины сил прижатия F_1 и F_2 определяют из уравнений

$$KF_i = fF_n = fF_1 / \sin \delta_1, \quad KF_i = fF_2 / \sin \delta_2. \quad (11.6)$$

Из формул (11.6) с учетом (11.5) следует, что с увеличением передаточного отношения уменьшается F_1 и увеличивается F_2 . Поэтому в понижающих конических передачах прижимное устройство целесообразно устанавливать на ведущем валу.

Лобовой вариатор (см. рис. 11.2). Максимальное и минимальное передаточные отношения

$$\left. \begin{aligned} i_{\max} &= n_2 / n_{2\min} \approx d_{2\max} / d_1, \\ i_{\min} &= n_1 / n_{2\max} \approx d_{2\min} / d_1. \end{aligned} \right\} \quad (11.7)$$

Диапазон регулирования

$$D = i_{\max} / i_{\min} = n_{2\max} / n_{2\min} = d_{2\max} / d_{2\min}. \quad (11.8)$$

Диапазон регулирования является одной из основных характеристик любого варианта.

Теоретически для лобового вариатора можно получить $d_{2\min} \rightarrow 0$, а $D \rightarrow \infty$. Практически диапазон регулирования ограничивают $D \leq 3$. Это объясняется тем, что при малых d_2 значительно возрастает скольжение и износ, а КПД понижается (см. § 11.3).

В отношении КПД и износостойкости лобовые вариаторы уступают другим конструкциям. Однако простота и возможность реверсирования обеспечивают лобовым вариаторам достаточно широкое применение в маломощных передачах приборов и других подобных устройствах. Для повышения диапазона регулирования применяют двухдисковые лобовые вариаторы с промежуточным роликом (см. рис. 11.7, б). В этих вариаторах получают $D = 8 \dots 10$.

Вариатор с раздвижными конусами (рис. 11.4). Передающим элементом служит клиновой ремень или специальная цепь. Винтовой механизм управления раздвигает

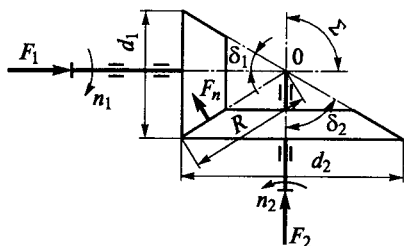


Рис. 11.3

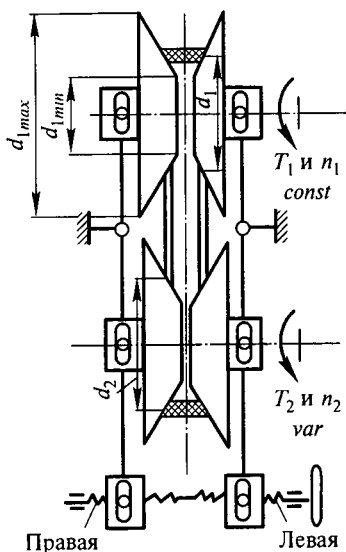


Рис. 11.4

одну и сдвигает другую пару конусов одновременно на одну и ту же величину. При этом ремень перемещается на другие рабочие диаметры без изменения своей длины.

Кинематические зависимости:

$$\left. \begin{aligned} i_{\max} &\approx d_{2\max}/d_{1\min}, & i_{\min} &\approx d_{2\min}/d_{1\max}, \\ D &= d_{1\max}d_{2\max}/(d_{1\min}d_{2\min}). \end{aligned} \right\} (11.9)$$

Силовой расчет выполняют по теории ременных передач или с помощью специальных таблиц [30]. Максимальную (расчетную) нагрузку ремня определяют в положении, соответствующем i_{\max} .

Возможный по условиям конструкции диапазон регулирования зависит от ширины ремня. Стандартные приводные клиновые ремни по ГОСТ 1284.1 — 89 позволяют получать D до

1,5, а специальные широкие — до 5. Клиноременные вариаторы являются простыми и достаточно надежными.

Торовый вариатор (рис. 11.5). В этом варианте на ведущем и ведомом валах закреплены чашки 1 и 2, выполненные по форме кругового тора. Между чашками зажаты ролики 3. Изменения передаточного отношения достигают поворотом роликов вокруг осей O . Оси роликов закреплены в специальной рамке так, что они всегда располагаются симметрично относительно оси чашек. Ошибки в расположении осей вызывают неравномерную нагрузку роликов, дополнительное скольжение и износ, снижают КПД. Условием минимума скольжения является, кроме того, минимальное отклонение вершин начальных конусов роликов от оси чашек.

Работу чашек с роликом можно рассматривать условно как обкатывание трех начальных конусов. При этом вершины конусов чашек (точки b и v) располагаются на оси валов, а вершина конуса ролика (точка a) занимает некоторое положение на дуге cc в зависимости от текущего передаточного отношения i . Работа без скольжения возможна только в том случае, если вершины всех конусов сходятся в одной точке. Чем больше расхождение вершин, тем больше скольжение.

У торовых вариаторов скольжение удастся свести к минимуму при соответствующих соотношениях геометрических параметров [30]. В этом заключается основное преимущество торового вариатора.

Недостатками его являются сложность конструкции, высокие требования к точности изготовления и монтажа.

Текущее передаточное отношение (без учета скольжения)

$$i = n_1/n_2 = r_2/r_1 = [r_0 - r \cos(\gamma + \alpha)] / [r_0 - r \cos(\gamma - \alpha)]. \quad (11.10)$$

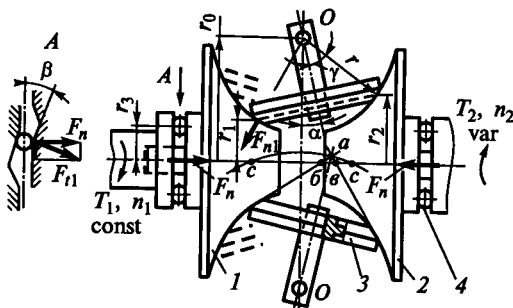


Рис. 11.5

Предельные i определяют по максимальному углу отклонения роликов α . При этом углы отклонения влево от оси OO считают отрицательными. Вариатор имеет симметричную зону регулирования.

Для прижатия тел качения применяют обычно шариковое нажимное устройство 4, изменяющее силу F_n в соответствии с изменением нагрузки. Необходимую осевую силу F_n определяют из условия равновесия чашки:

$$F_n = m F_{n1} \sin(\gamma - \alpha) = \frac{KT_1 \sin(\gamma - \alpha)}{f[r_0 - r \cos(\gamma - \alpha)]}. \quad (11.11)$$

Здесь учтено, что

$$F_{n1} = KF_i / fm = KT_1 / fr_1 m, \text{ а } r_1 = r_0 - r \cos(\gamma - \alpha),$$

где m — число роликов (обычно $m=2$).

Максимальная величина F_n соответствует $\alpha = +\alpha_{\max}$, т. е. максимальному отклонению роликов вправо, или i_{\max} . По $F_{n1\max}$ определяют необходимый угол β в нажимном устройстве:

$$\operatorname{tg} \beta = F_{n1} / F_{n1\max} = T_1 / (r_3 F_{n1\max}). \quad (11.12)$$

Расчет контактной прочности чашек и роликов выполняют по $F_{n1\max}$. Учитывая формулы (11.11) и (11.12), получаем

$$F_{n1\max} = T_1 / [mr_3 \operatorname{tg} \beta \sin(\gamma - \alpha_{\max})]. \quad (11.13)^*$$

Величина $F_{n1\max}$ соответствует также i_{\max} .

Испытания показали достаточно высокие качества торовых вариаторов (малое скольжение, КПД до 0,95). В России они нор-

*Нормальные силы на обеих чашках приблизительно равны, так как равны окружные силы на ролике.

мализованы для мощностей 1,5...2,0 кВт при диапазоне регулирования 6,25...3. Материал тел качения — закаленная сталь по закаленной стали при смазке или сталь по текстолиту без смазки.

Текстолитовыми выполняют ободы роликов. Применение текстолитовых роликов, как более податливых, позволяет снизить высокие требования к точности изготовления вариаторов.

Дисковые вариаторы (рис. 11.6). В этих вариаторах момент передается за счет трения между набором ведущих и ведомых дисков. Изменения передаточного отношения достигают перемещением ведущего вала 1 относительно ведомого вала 2 в направлениях, указанных стрелками. При этом изменяются межосевое расстояние a и рабочий диаметр d_2 . Передаточное отношение

$$i \approx d_2/d_1 = \text{var.}$$

В выполненных конструкциях вариатор сочетают обычно с зубчатой передачей, а вал 1 является промежуточным [30].

Применение зубчатых передач планетарного типа позволяет разместить по окружности несколько промежуточных валов 1 (обычно три), а входной вал вариатора расположить соосно с выходным.

Основной идеей конструкции дискового вариатора является увеличение числа точек контакта между фрикционными элементами. Это позволяет значительно снизить контактные давления, а вместе с этим и износ дисков. Значительно снижается также и сила прижатия F_n . Пренебрегая влиянием конусности дисков, получаем

$$F_n = KF_t/(mcf) = 2KT_1/(mcf d_1), \quad (11.14)$$

где m — число мест контакта, равное удвоенному числу ведущих дисков (выполняют $m=18...42$ и более); c — число ведущих валов 1.

Прижатие осуществляют пружиной (см. рис. 11.6) или шариковым нажимным устройством (см. рис. 11.5). Диски изготавливают из стали и закаливают до высокой твердости (50...60 HRC). Вариатор работает в масле. Обильная смазка значительно уменьшает износ и делает работу вариатора устойчивой, независимой от случайных факторов, влияющих на трение. Снижение коэффициента трения при смазке в этих вариаторах компенсируют увеличением числа контактов. Для уменьшения скольжения (потерь) дискам придают коническую форму (конусность $1^\circ 30'...3^\circ 00'$). При этом получают точечный первоначальный

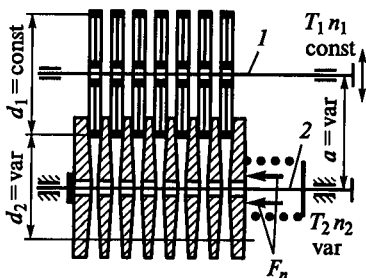


Рис. 11.6

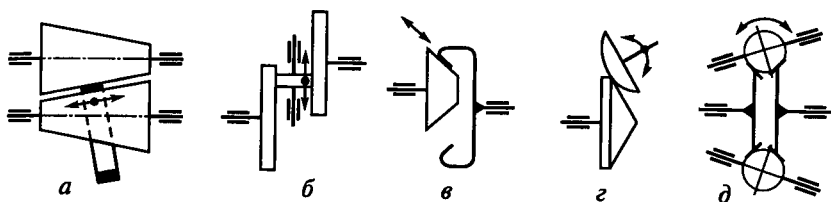


Рис. 11.7

контакт, переходящий в небольшое пятно под действием нагрузки. Тонкие стальные диски позволяют получить компактную конструкцию при значительной мощности.

Выполняют вариаторы мощностью до 40 кВт с диапазоном регулирования до 4,5 при КПД 0,8...0,9.

Кроме схемы с наружным контактом разработаны схемы с внутренним контактом дисков. В этих конструкциях ведущие диски имеют кольцевую форму и охватывают ведомые. Внутренний контакт позволяет дополнительно снизить потери на скольжение, а также выполнить конструкцию с «прямой передачей» ($i=1$), что особенно важно для применения вариаторов на автомобилях.

Принципиальные схемы вариаторов других типов изображены на рис. 11.7: *а* — конусный с передвигающимся ремнем; *б* — лобовой двухдисковый; *в* — конусный; *г* — шаровой простой; *д* — шаровой сдвоенный. Такие вариаторы выполняют для малых мощностей и применяют преимущественно в кинематических цепях приборо-

§ 11.3. Основные факторы, определяющие качество фрикционной передачи

Скольжение. Скольжение является причиной износа, уменьшения КПД и непостоянства передаточного отношения во фрикционных передачах. Различают три вида скольжения: буксование, упругое скольжение, геометрическое скольжение.

Буксование наступает при перегрузках, когда не соблюдается условие (11.1): $F_t < F$. При буксовании ведомый каток останавливается, а ведущий скользит по нему, вызывая местный износ или задиры поверхности. Нарушение геометрической формы и качества поверхности катков выводит передачу из строя. Поэтому при проектировании следует принимать достаточный запас сцепления K и не допускать использования фрикционной передачи в качестве предохранительного устройства от перегрузки. Применение самозатягивающихся нажимных устройств, как правило, устраняет буксование.

Упругое скольжение связано с упругими деформациями в зоне контакта. Элементарно это можно объяснить на примере цилиндрической передачи (см. рис. 11.1). Если бы катки были абсолютно жесткими, то первоначальный контакт по линии оставался бы таким и под нагрузкой. При этом окружные скорости по всей линии контакта равны и скольжения не происходит. При упругих телах первоначальный контакт по линии переходит под нагрузкой в контакт по некоторой площадке. Равенство окружных скоростей соблюдается только в точках, расположенных на одной из линий этой площадки. Во всех других точках образуется скольжение.

В действительности явления, которые связаны с упругими деформациями во фрикционных передачах, сложнее. Они рассматриваются в специальной литературе (см., например, [30]). Скольжение от этих деформаций не превышает 2...3% и обычно определяется экспериментально.

Для стальных катков упругое скольжение незначительно: $\varepsilon \approx 0,002$ (при полной нагрузке); для текстолита по стали $\varepsilon \approx 0,01$, резина по стали $\varepsilon \approx 0,03$.

С уменьшением нагрузки ε уменьшается.

Геометрическое скольжение связано с неравенством скоростей на площадке контакта у ведущего и ведомого катков. Оно является решающим для фрикционных передач. Поиски новых форм тел качения часто связаны со стремлением уменьшить геометрическое скольжение. Природу геометрического скольжения выясним на простейшем примере лобового вариатора (рис. 11.8, см. также рис. 11.2). Анализ других случаев см. [30].

Окружная скорость на рабочей поверхности ролика постоянна по всей его ширине и равна v_1 . Скорость v_2 различных точек диска изменяется пропорционально расстоянию этих точек от центра (на краю диска $v_2 = v_{2\max}$).

При отсутствии буксования скорости v_1 и v_2 на линии контакта должны быть равны между собой. Однако в рассматриваемой конструкции равенство скоростей можно получить только для какой-то одной точки линии контакта. Эту точку Π называют полюсом качения. Через полюс качения проходит расчетная окружность диска с диаметром d_2 , так что

$$n_1/n_2 = d_2/d_1.$$

Во всех других точках линий контакта наблюдается скольжение со скоростью $v_{\text{ск}} = v_1 - v_2$. На рис. 11.8 эпюра распределения скоростей скольжения по линии контакта изображена жирными линиями. Полюс качения располагается в середине линии контакта только при холостом ходе. При работе с нагрузкой он смещается от

на трение скольжения пропорциональны скорости скольжения $v_{\text{ск}}$. Формула (11.16) позволяет отметить, что у лобовых вариаторов $v_{\text{ск}}$ уменьшается с увеличением передаточного отношения i . При малых i вариаторы имеют низкий КПД. По этой причине ограничиваются диапазоны регулирования некоторых вариаторов. Потери на трение в опорах зависят от нагрузки на валы, которая определяется в основном силой прижатия F_n (не для всех конструкций). При постоянной F_n потери в опорах постоянны и, следовательно, КПД падает при работе вариатора с неполной нагрузкой. Поэтому также целесообразно применять нажимные механизмы с постоянным отношением T_1/F_n . Ввиду сложности расчетов величину КПД чаще всего оценивают экспериментально и указывают в справочниках.

§ 11.4. Основы расчета прочности фрикционных пар

Критерии расчета. При работе фрикционных пар происходят следующие виды разрушения рабочих поверхностей:

1. *Усталостное выкрашивание* — в передачах, работающих в масле, когда образуется жидкостное трение. В этих условиях рабочие поверхности разделяются слоем масла, а износ сводится к минимуму.

2. *Износ* — в передачах, работающих без смазки, или при отсутствии условий для образований режима жидкостного трения (см. гл. 16).

3. *Задир поверхности* — связан с буксованием или с перегревом передачи при больших скоростях и нагрузках в условиях недостаточной смазки.

Все перечисленные виды разрушения зависят от напряжений в месте контакта. Поэтому прочность и долговечность фрикционных пар оценивают по контактным напряжениям (см. § 8.3). Расчетные контактные напряжения при начальном касании по линии (тела качения — цилиндры, конусы, торы и ролики с образующими одного радиуса) определяют по формуле

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{F_n E_{\text{пр}} / (b \rho_{\text{пр}})} \leq [\sigma_H]. \quad (11.17)$$

При начальном касании в точке (все другие случаи)

$$\sigma_H = m \sqrt{F_n E_{\text{пр}}^2 / \rho_{\text{пр}}^2} \leq [\sigma_H]. \quad (11.18)$$

Здесь F_n — сила прижатия, нормальная к поверхности контакта; b — длина линии контакта; m — коэффициент, зависящий от формы тел качения (см. [11]).

Расчет по контактным напряжениям. Формулы (11.17) и (11.18) удобны для проверочных расчетов, когда размеры тел качения известны.

Для проектных расчетов эти формулы можно преобразовать, принимая за искомые размеры катков. Из-за большого многообразия форм катков для фрикционных передач не удается получить общей формулы проектного расчета, как это сделано, например, для зубчатых передач*. Методика преобразования подобна той, которая применена для зубчатых передач (см. § 8.6).

Допускаемые напряжения для закаленных сталей с твердостью ≥ 60 HRC при начальном контакте по линии и при хорошей смазке принимают $[\sigma_H] = 1000 \dots 1200$ МПа; при начальном контакте в точке $[\sigma_H] = 2000 \dots 2500$ МПа. Для текстолита (без смазки) при контакте по линии $[\sigma_H] = 80 \dots 100$ МПа.

Учет срока службы и переменности режима работы производится по аналогии с зубчатыми передачами.

Вопросы для самоподготовки

1. Каковы достоинства и недостатки фрикционных передач?
2. Чем отличаются фрикционные вариаторы от коробок скоростей? Области их применения.
3. Какие конструкции фрикционных вариаторов наиболее распространены?
4. Критерии работоспособности фрикционных передач. По каким напряжениям их рассчитывают?

Глава 12

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 12.1. Общие сведения

Принцип действия и классификация. Схема ременной передачи изображена на рис. 12.1. Передача состоит из двух шкивов, закрепленных на валах, и ремня, охватывающего шкивы. *Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивами и ремнем вследствие натяжения последнего.*

В зависимости от формы поперечного сечения ремня различают: *плоскоремennую* (рис. 12.1, а), *клиноремennую* (рис. 12.1, б) и *круглоремennую* (рис. 12.1, в) передачи.

Оценка и применение. Ременная передача является одним из старейших типов механических передач, сохранивших свое значение до последнего времени. По сравнению с другими типами передач

*Для некоторых типовых конструкций проектные формулы можно найти в [30].

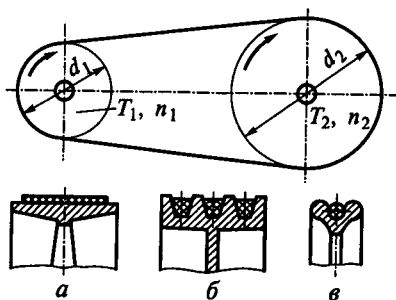


Рис. 12.1

ременная обладает рядом особенностей, которые определяют целесообразность ее применения. Для оценки ременной передачи сравним ее с зубчатой передачей, как наиболее распространенной. При этом можно отметить следующие основные преимущества ременной передачи: возможность передачи движения на значительное расстояние (до 15 м и более); плавность и бесшумность работы, обусловленные эластичностью ремня и позволяющие работать

при высоких скоростях; предохранение механизмов от резких колебаний нагрузки вследствие упругости ремня; предохранение механизмов от перегрузки за счет возможного проскальзывания ремня; простота конструкции и эксплуатации (передача не требует смазки).

Основными недостатками ременной передачи являются: повышенные габариты (для одинаковых условий диаметры шкивов примерно в пять раз больше диаметров зубчатых колес); некоторое непостоянство передаточного отношения, вызванное зависимостью скольжения ремня от нагрузки; повышенная нагрузка на валы и их опоры, связанная с большим предварительным натяжением ремня (увеличение нагрузки на валы в 2...3 раза по сравнению с зубчатой передачей); низкая долговечность ремней (в пределах от 1000 до 5000 ч).

Ременные передачи применяют преимущественно в тех случаях, когда по условиям конструкции валы расположены на значительных расстояниях. Мощность современных передач не превышает обычно 50 кВт. В комбинации с зубчатой передачей ременную передачу устанавливают обычно на быстроходную ступень, как менее нагруженную.

В современном машиностроении наибольшее распространение имеют клиновые ремни. Применение плоских ремней старой конструкции значительно сократилось. Плоские ремни новой конструкции (пленочные ремни из пластмасс) получают распространение в высокоскоростных передачах. Круглые ремни применяют только для малых мощностей: в приборах, машинах домашнего обихода и т. п.

§ 12.2. Основы расчета ременных передач

Теоретические основы расчета являются общими для всех типов ремней.

Критерии работоспособности и расчета. Основными критериями работоспособности ременных передач являются: *тяговая способность*, определяемая силой трения между ремнем и шкивом, *долговечность ремня*, которая в условиях нормальной эксплуатации ограничивается разрушением ремня от усталости.

В настоящее время *основным расчетом ременных передач является расчет по тяговой способности*. Долговечность ремня учитывают при расчете путем выбора основных параметров передачи в соответствии с рекомендациями, выработанными практикой.

Кинематические параметры. Окружные скорости на шкивах

$$v_1 = \pi d_1 n_1 / 60; \quad v_2 = \pi d_2 n_2 / 60. \quad (12.1)$$

Учитывая упругое скольжение ремня, можно записать $v_2 < v_1$ или

$$v_2 = v_1 (1 - \varepsilon), \quad (12.2)$$

где ε — коэффициент скольжения*. При этом передаточное отношение

$$i = n_1 / n_2 = v_1 d_2 / (v_2 d_1) = d_2 / [d_1 (1 - \varepsilon)]. \quad (12.3)$$

В дальнейшем показано, что величина ε зависит от нагрузки, поэтому в ременной передаче передаточное отношение не является строго постоянным. При нормальных рабочих нагрузках $\varepsilon \approx 0,01 \dots 0,02$. Небольшая величина ε позволяет приближенно принимать

$$i \approx d_2 / d_1. \quad (12.4)$$

Геометрические параметры передачи. На рис. 12.2, a — межосевое расстояние; β — угол между ветвями ремня; α — угол обхвата ремнем малого шкива. При геометрическом расчете известными обычно являются d_1 , d_2 и a , определяют угол α и длину ремня l . Вследствие вытяжки и провисания ремня α и l определяются приближенно:

$$\alpha = 180^\circ - \beta; \quad \sin(\beta/2) = (d_2 - d_1) / (2a).$$

Учитывая, что $\beta/2$ практически не превышает 15° , приближенно принимаем $\sin(\beta/2) = \beta/2$ и запишем

*Причина скольжения рассматривается ниже.

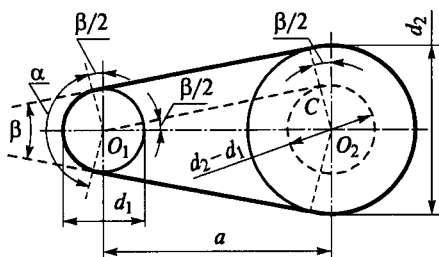


Рис. 12.2

$$\beta \approx (d_2 - d_1)/a \text{ (рад)} \approx \\ \approx 57 (d_2 - d_1)/a^\circ.$$

При этом

$$\alpha = 180^\circ - 57 (d_2 - d_1)/a, \quad \left. \begin{array}{l} \text{или} \\ \alpha = 180^\circ - 57 d_1 (i - 1)/a. \end{array} \right\} \quad (12.5)$$

Длина ремня определяется как сумма прямолинейных участков и дуг обхвата:

$$l \approx 2a + 0,5\pi (d_2 + d_1) + (d_2 - d_1)^2/(4a). \quad (12.6)$$

При заданной длине ремня межосевое расстояние

$$a = \frac{2l - \pi (d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi (d_2 + d_1)]^2 - 8 (d_2 - d_1)^2}}{8}. \quad (12.7)$$

Силы и силовые зависимости. На рис. 12.3 показано нагружение ветвей ремня в двух случаях: $T_1 = 0$ (рис. 12.3, а) и $T_1 > 0$ (рис. 12.3, б). Здесь обозначено: F_0 — сила предварительного натяжения ремня; F_1 и F_2 — силы натяжения ведущей и ведомой ветвей в нагруженной передаче; $F_t = 2T_1/d_1$ — окружная сила передачи.

По условию равновесия шкива имеем

$$T_1 = 0,5d_1 (F_1 - F_2),$$

или

$$F_1 - F_2 = F_t. \quad (12.8)$$

Связь между F_0 , F_1 и F_2 можно установить на основе следующих рассуждений.

Геометрическая длина ремня не зависит от нагрузки [см. формулу (12.6)] и остается неизменной как в ненагруженной, так и в нагруженной передаче. Следовательно, дополнительная вытяжка ведущей ветви компенсируется равным сокращением ведомой ветви (рис. 12.3). Запишем

$$F_1 = F_0 + \Delta F, \quad F_2 = F_0 - \Delta F,$$

или

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (12.9)$$

Из равенств (12.8) и (12.9) следует:

$$\begin{aligned} F_1 &= F_0 + F_t/2, \\ F_2 &= F_0 - F_t/2. \end{aligned} \quad (12.10)$$

Получили систему двух уравнений с тремя неизвестными: F_0 , F_1 , F_2 . Эти уравнения устанавливают изменение натяжений ведущей и ведомой ветвей в зависимости от нагрузки F_t , но не вскрывают способности передавать эту нагрузку или *тяговой способности передачи*, которая связана с величиной силы трения между ремнем и шкивом. Такая связь установлена Эйлером.

На рис. 12.4 F — сила натяжения ремня в сечении под углом φ ; dR — нормальная реакция шкива на элемент ремня, ограниченный углом $d\varphi$; $f dR$ — элементарная сила трения. По условиям равновесия,

$$\begin{aligned} rF + rf dR - r(F + dF) &= 0 \\ &(\text{сумма моментов}) \end{aligned}$$

или $f dR = dF$;

$$\begin{aligned} dR - F \sin(d\varphi/2) - (F + dF) \sin(d\varphi/2) &= 0 \\ &(\text{сумма проекций}). \end{aligned}$$

Отбрасывая члены второго порядка малости и принимая $\sin(d\varphi/2) \approx d\varphi/2$, получаем

$$dR = F d\varphi.$$

Исключая dR , находим

$$dF/F = f d\varphi.$$

Интегрируя, получаем

$$\int_{F_2}^{F_1} \frac{dF}{F} = \int_0^\alpha f d\varphi; \quad \ln \frac{F_1}{F_2} = f\alpha; \quad \frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha},$$

или

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}. \quad (12.11)$$

Решая совместно уравнения (12.8) и (12.11) с учетом (12.9), находим:

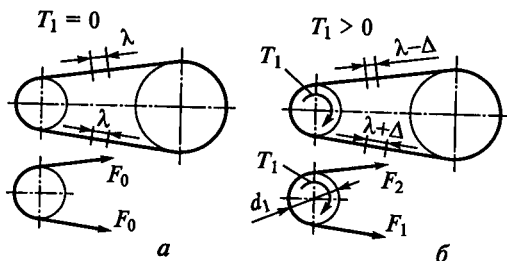


Рис. 12.3

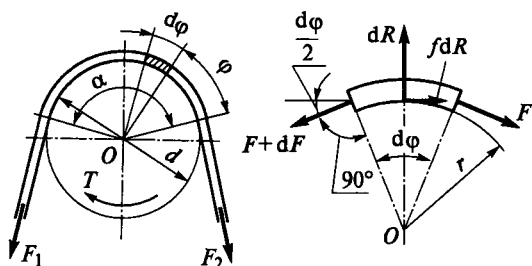


Рис. 12.4

$$F_1 = F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_2 = F_t \frac{1}{e^{f\alpha} - 1};$$

$$F_0 = \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right). \quad (12.12)$$

Формулы (12.12) устанавливают связь сил натяжения ветвей работающей передачи с нагрузкой F_t и

факторами трения f и α . Они позволяют также определить минимально необходимую силу предварительного натяжения ремня F_0 , при которой еще возможна передача заданной нагрузки F_t .

Если

$$F_0 < \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right),$$

то начнется буксование ремня*.

Нетрудно установить [см. формулу (12.12)], что увеличение f и α благоприятно отражается на работе передачи. Эти выводы приняты за основу при создании конструкций клиноременной передачи и передачи с натяжным роликом (см. рис. 12.17 и 12.16). В первой передаче использован принцип искусственного повышения трения путем заклинивания ремня в канавках шкива. Во второй — увеличивают угол обхвата α установкой натяжного ролика.

При круговом движении ремня со скоростью v (рис. 12.5) на каждый его элемент с массой dm , расположенный в пределах угла обхвата, действуют элементарные центробежные силы dC . Действие этих сил вызывает дополнительное натяжение F_t во всех сечениях ремня. Элементарная центробежная сила

$$dC = (dm)v^2 / (0,5d) = \rho (d\phi 0,5dA)v^2 / (0,5d) = \rho Av^2 d\phi,$$

где ρ — плотность материала ремня; $A = bd$ — площадь поперечного сечения ремня. Из условия равновесия элемента ремня находим

$$dC = 2F_t \sin(d\phi/2) \approx F_t d\phi.$$

*Если в формулы (12.12) подставить не полный угол α , а лишь часть его, соответствующую углу упругого скольжения (см. ниже), то получим не предельные, а рабочие силы натяжения ремня.

Подставляя, находим

$$F_v = \rho A v^2. \quad (12.13)$$

Натяжение F_v ослабляет полезное действие силы предварительного натяжения F_0 . Оно уменьшает силу трения и тем самым понижает нагрузочную способность передачи.

Как показывают расчеты (см. ниже), влияние центробежных сил на работоспособность передачи существенно только при больших скоростях: $v > 20$ м/с.

Напряжения в ремне. Наибольшие напряжения создаются в ведущей ветви ремня. Они складываются из σ_1 , σ_v и σ_n :

$$\sigma_1 = F_1/A, \quad \sigma_v = F_v/A = \rho v^2. \quad (12.14)$$

Учитывая формулу (12.10), напряжение σ_1 можно представить в виде

$$\sigma_1 = F_0/A + 0,5F_t/A = \sigma_0 + 0,5\sigma_t, \quad (12.15)$$

где

$$\sigma_t = F_t/A \quad (12.16)$$

— так называемое полезное напряжение; σ_0 — напряжение от предварительного натяжения. Согласно формуле (12.8), полезное напряжение можно представить как разность напряжений ведущей и ведомой ветвей: $\sigma_t = \sigma_1 - \sigma_2$.

В той части ремня, которая огибает шкив, возникают напряжения изгиба σ_n (рис. 12.6). По закону Гука,

$$\sigma_n = \varepsilon E,$$

где ε — относительное удлинение, E — модуль упругости. Величину ε найдем, рассматривая участок дуги ремня, ограниченный углом $d\varphi$. Длина нейтральной (средней) линии на этом участке равна $(d/2 + \delta/2)d\varphi$, а длина наружной линии $(d/2 + \delta)d\varphi$. Удлинение наружного волокна будет $(d/2 + \delta)d\varphi - (d/2 + \delta/2)d\varphi = (\delta/2)d\varphi$. Относительное удлинение $\varepsilon = (\delta/2)d\varphi / [(d/2 + \delta/2)d\varphi] = \delta / (d + \delta)$. Величиной δ в знаменателе можно пренебречь как малой по сравнению с d . При этом $\varepsilon = \delta/d$, а

$$\sigma_n = E\delta/d. \quad (12.17)$$

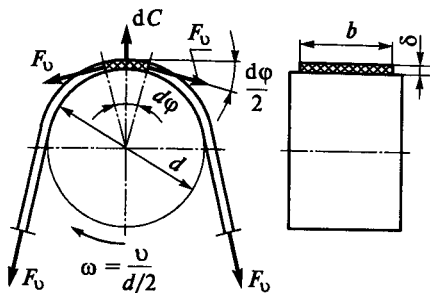


Рис. 12.5

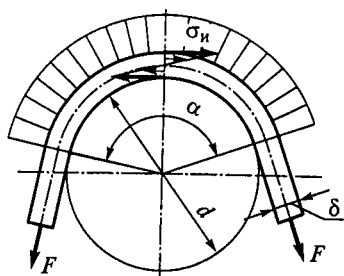


Рис. 12.6

Формула (12.17) позволяет отметить, что основным фактором, определяющим величину напряжений изгиба, является отношение толщины ремня к диаметру шкива. Чем меньше это отношение, тем меньше напряжение изгиба в ремне.

Суммарное максимальное напряжение в ведущей ветви в месте набегания ремня на малый шкив

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \sigma_t + \sigma_v + \sigma_n = \\ &= \sigma_0 + 0,5\sigma_t + \sigma_v + \sigma_n. \end{aligned} \quad (12.18)$$

Эпюра распределения напряжений по длине ремня изображена на рис. 12.7.

Влияние отдельных составляющих суммарного напряжения на тяговую способность передачи и долговечность ремня. Тяговая способность передачи характеризуется величиной максимально допустимой окружной силы F_t или полезного напряжения σ_t .

Учитывая формулу (12.12), нетрудно убедиться, что по условию отсутствия буксования допустимая величина σ_t возрастает с увеличением напряжения σ_0 от предварительного натяжения

$$\sigma_t = 2\sigma_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1}. \quad (12.19)$$

Однако практика показывает значительное снижение долговечности ремня с увеличением σ_0 . Так, например, для клиновых ремней [11, 30]:

σ_0 , МПа	0,9	1	1,2	1,5	1,8
Относительная долговечность, %	420	250	100	33	13

Поэтому рекомендуют принимать:

Для клиновых ремней	$\sigma_0 \leq 1,5$ МПа
Для плоских ремней	$\sigma_0 \leq 1,8$ МПа

Величина полезного напряжения σ_t (величина нагрузки) влияет на долговечность примерно так же, как и σ_0 . При указанных величинах σ_0 допустимое напряжение σ_t не превышает 2,0...2,5 МПа.

Оценивая напряжения от центробежных сил по формуле (12.14), приближенно примем $\rho \approx 1000$ кг/м³ (для хлопчатобумажных, шер-

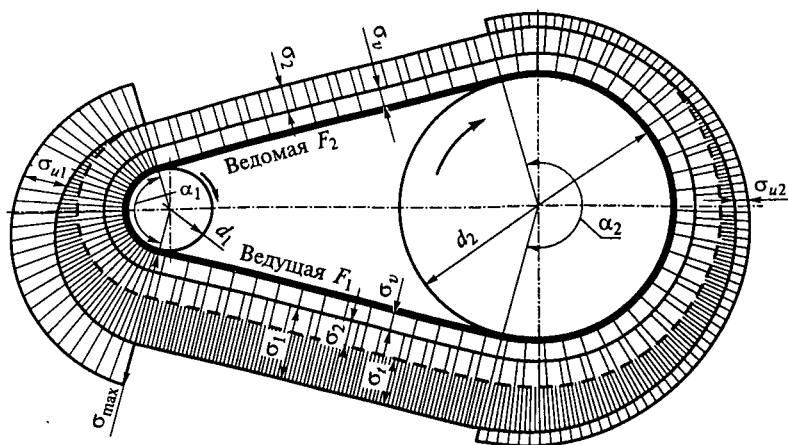


Рис. 12.7

стяных и кожаных ремней $\rho \approx 1000 \text{ кг/м}^3$, для прорезиненных и клиновых $\rho \approx 1100...1250 \text{ кг/м}^3$). Тогда

при	$v = 10 \text{ м/с}$	$\sigma_v = 0,1 \text{ МПа}$;
»	$v = 20 \text{ м/с}$	$\sigma_v = 0,4 \text{ МПа}$;
»	$v = 40 \text{ м/с}$	$\sigma_v = 1,6 \text{ МПа}$.

Таким образом, для наиболее распространенных на практике среднескоростных ($v < 20 \text{ м/с}$) и тихоходных ($v < 10 \text{ м/с}$) ременных передач влияние напряжений от центробежных сил несущественно.

Оценивая напряжения от изгиба ремня по формуле (12.17), прием $E = 200 \text{ МПа}$ (E для различных материалов ремней колеблется в пределах $100...350 \text{ МПа}$). Тогда

при	$d/\delta = 200$	$\sigma_n = 1 \text{ МПа}$;
»	$d/\delta = 100$	$\sigma_n = 2 \text{ МПа}$;
»	$d/\delta = 50$	$\sigma_n = 4 \text{ МПа}$;
»	$d/\delta = 25$	$\sigma_n = 8 \text{ МПа}$.

Сопоставляя величины различных составляющих суммарного напряжения в ремне и учитывая, что по соображениям компактности в передачах стремятся принимать небольшим отношение d/δ , можно отметить напряжения изгиба как наибольшие. Часто эти напряжения в несколько раз превышают все другие составляющие суммарного напряжения в ремне.

В отличие от σ_0 и σ_1 , увеличение σ_n не способствует повышенной тяговой способности передачи. Более того, напряжения изгиба, как периодически изменяющиеся, являются главной причиной усталостного разрушения ремней.

Для иллюстрации влияния напряжений изгиба на долговечность ниже приведены результаты испытаний клинового ремня [типа С(В)] при различных диаметрах шкива [11, 30]:

d , мм	160	180	200	225	250	280
Относительная долговечность, %	30	56	100	200	375	600

Поэтому на практике величину σ_n ограничивают минимально допускаемыми отношениями d/δ [см. формулу (12.25)].

Долговечность ремня зависит не только от величин напряжений, но также от характера и частоты цикла изменения этих напряжений (рис. 12.8). Частота цикла напряжений равна частоте пробегов ремня:

$$U = v/l, \quad (12.20)$$

где v — окружная скорость; l — длина ремня.

Чем больше U , тем меньше долговечность ремня. Поэтому введены ограничения на частоту пробегов ремня:

$$\left. \begin{array}{l} \text{для плоских ремней } U \leq 3 \dots 5 \text{ с}^{-1}, \\ \text{» клиновых » } U \leq 10 \dots 20 \text{ с}^{-1}. \end{array} \right\} \quad (12.21)$$

Предельные рекомендуемые величины U косвенно ограничивают минимальную длину ремня [см. формулу (12.20)] или межосевое расстояние [см. формулу (12.7)]. Рекомендации по выбору межосевых расстояний приведены в формуле (12.25).

Снижение долговечности при увеличении частоты пробегов связано не только с усталостью, но и с термостойкостью ремня. В результате гистерезисных потерь при деформации ремень нагревается тем больше, чем больше частота пробегов. Перегрев ремня приводит к снижению прочности.

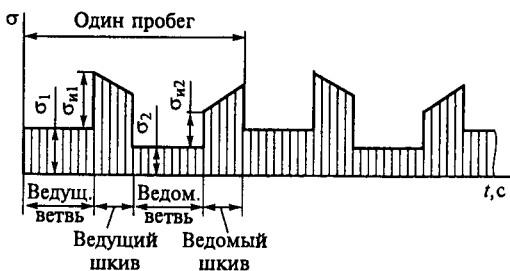


Рис. 12.8

Практика эксплуатации позволила установить, что при соблюдении указанных рекомендаций по выбору основных параметров передачи средняя долговечность ремней составляет 2000...3000 ч.

Скольжение в передаче. Исследования Н. Е. Жуковс-

кого показали, что в ременных передачах следует различать два вида скольжения ремня по шкиву: *упругое скольжение* и *буксование*. Упругое скольжение наблюдается при любой нагрузке передачи, а буксование — только при перегрузке.

Природа упругого скольжения может быть установлена из описанного ниже опыта. На рис. 12.9 изображен ремень на заторможенном шкиве (момент торможения T). В начале опыта к концам ремня подвешивают равные грузы G . Под действием этих грузов между шкивом и ремнем возникают некоторое давление и соответствующие ему силы трения. В этом состоянии левую ветвь ремня нагружают добавочным грузом G_1 . Если груз больше сил трения между ремнем и шкивом, то равновесие нарушится и ремень соскользнет со шкива. В противном случае состояние равновесия сохранится. Однако при любом малом грузе G_1 левая ветвь ремня получит некоторое дополнительное удлинение. Величина относительного удлинения, постоянная для свободной ветви ремня, будет постепенно уменьшаться на дуге обхвата и станет равной нулю в некоторой точке C . Положение точки C определяется по условию равенства груза G_1 и суммарной силы трения, приложенной к ремню на дуге AC . Дополнительное упругое удлинение ремня сопровождается его скольжением по шкиву. Это скольжение принято называть упругим скольжением, а дугу AC — *дугой упругого скольжения*. На дуге BC ремень останется в покое. Эту дугу называют *дугой покоя*. Сумма дуг упругого скольжения и покоя равна дуге обхвата, определяемой углом α . Чем больше G_1 , тем больше дуга упругого скольжения и меньше дуга покоя. При возрастании G_1 до величины, равной запасу сил трения, дуга покоя станет равной нулю, а дуга упругого скольжения распространится на весь угол обхвата — равновесие нарушится (буксование).

По аналогии с этим в работающей ременной передаче роль грузов G выполняет сила натяжения ведомой ветви F_2 , а роль дополнительного груза G_1 — окружная сила F_t . Разность натяжения ведомой и ведущей ветвей, создаваемая нагрузкой, вызывает упругое скольжение в ременной передаче. При этом дуги упругого скольжения располагаются со стороны сбегающей ветви (рис. 12.10) (здесь нагрузка ведомого шкива аналогична показанной на рис. 12.9).

Отметим некоторый участок ремня длиной λ в ненагруженной передаче и затем дадим нагрузку (рис. 12.10). При прохождении ведущей ветви отмечен-

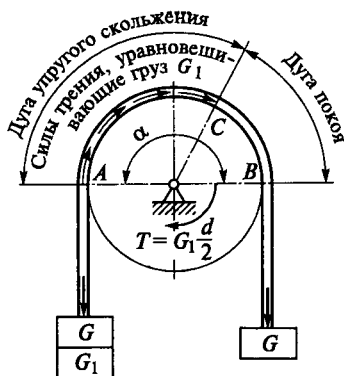


Рис. 12.9

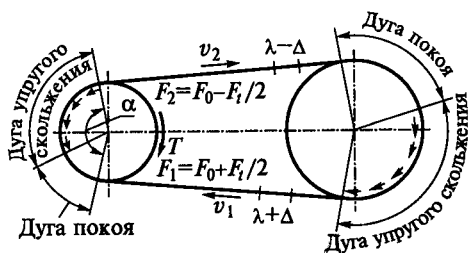


Рис. 12.10

ный участок удлинится до $\lambda + \Delta$, а на ведомой сократится до $\lambda - \Delta$. Определяя окружные скорости шкивов по совместному перемещению с ремнем на участках дуг покоя, получаем:

$$\text{для ведущего шкива } v_1 = (\lambda + \Delta)/t;$$

$$\text{для ведомого шкива } v_2 = (\lambda - \Delta)/t,$$

или

$$v_2 < v_1,$$

где t — время набегания отмеченного участка ремня на шкивы. Разность скоростей v_1 и v_2 учитывается в формулах (12.2) и (12.3) коэффициентом скольжения ε . По мере увеличения нагрузки (увеличивается Δ) разность окружных скоростей возрастает, а передаточное отношение изменяется. Упругое скольжение является причиной некоторого непостоянства передаточного отношения в ременных передачах и увеличивает потери на трение.

Потери в передаче и КПД. Потери мощности в ременной передаче складываются из потерь в опорах валов; потерь от скольжения ремня по шкивам; потерь на внутреннее трение в ремне, связанное с периодическим изменением деформаций, и в основном с деформациями изгиба (см. рис. 12.8); потерь от сопротивления воздуха движению ремня и шкивов.

Все эти потери трудно оценить расчетом, а поэтому КПД передачи определяют экспериментально.

При нагрузках, близких к расчетным, средний КПД для плоскоремennых передач $\eta \approx 0,97$, для клиноремennых $\eta \approx 0,96$.

Кривые скольжения и КПД. Работоспособность ременной передачи принято характеризовать кривыми скольжения и КПД (рис. 12.11). Такие кривые являются результатом испытаний ремней различных типов и материалов. На графике по оси ординат отсчитывают относительное скольжение ε и КПД, а по оси абсцисс — нагрузку передачи, которую выражают через коэффициент тяги

$$\varphi = F_i / (2F_0) = \sigma_i / (2\sigma_0).$$

Коэффициент тяги φ позволяет судить о том, какая часть предельного натяжения ремня F_0 используется полезно для передачи нагрузки F_i , т. е. характеризует степень загруженности передачи. Целесообразность выражения нагрузки передачи через

безразмерный коэффициент φ объясняется тем, что скольжение и КПД связаны именно со степенью загруженности передачи, а не с абсолютной величиной нагрузки.

На начальном участке кривой скольжения от 0 до φ_0 наблюдается только упругое скольжение. Так как упругие деформации ремня приближенно подчиняются закону Гука, этот участок близок к прямолинейному. Дальнейшее увеличение нагрузки приводит к частично-упругому, а затем и полному буксованию. В зоне $\varphi_0 \dots \varphi_{\max}$ наблюдается как упругое скольжение, так и буксование. Долю каждого из них на графике можно оценить продолжением прямой ε штриховой линией. Величину φ_0 принято называть *критическим коэффициентом тяги*.

Рабочую нагрузку рекомендуют выбирать вблизи φ_0 и слева от него. При этом передача будет иметь максимальный КПД. Работу в зоне частичного буксования допускают только при кратковременных перегрузках, например при пуске. В этой зоне КПД резко снижается вследствие увеличения потерь на скольжение ремня, а ремень быстро изнашивается. Размер зоны частичного буксования характеризует способность передачи воспринимать кратковременные перегрузки.

Отношение φ_{\max}/φ_0 для ремней: плоских кожаных и шерстяных — 1,35...1,5; прорезиненных — 1,15...1,3; хлопчатобумажных — 1,25...1,4; клиновых — 1,5...1,6.

Допускаемые полезные напряжения в ремне. Определив по кривым скольжения φ_0 , находят полезное допускаемое напряжение для испытуемой передачи (см. предыдущую формулу):

$$[\sigma]_0 = 2\varphi_0\sigma_0/s, \quad (12.22)$$

где $s \approx 1,2 \dots 1,4$ — запас тяговой способности по буксованию.

Кривые скольжения получают при испытаниях ремней на типовых стендах при типовых условиях: $\alpha = 180^\circ$, $v = 10$ м/с, нагрузка равномерная, передача горизонтальная. Данные заносят в таблицы. Допускаемые полезные напряжения $[\sigma]_0$ (МПа) в плоских ремнях при $\sigma_0 = 1,8$ МПа приведены в табл. 12.1.

Переход от $[\sigma]_0$ для типовой передачи к допускаемым полезным напряжениям $[\sigma]$ для проектируемой передачи производят с помощью корректирующих коэффициентов:

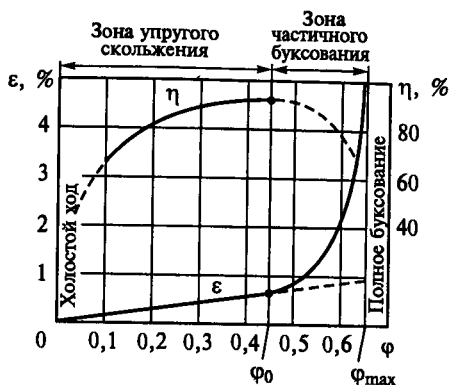


Рис. 12.11

$$[\sigma] = [\sigma]_0 C_\alpha C_v C_p C_0, \quad (12.23)$$

где C_α — коэффициент угла обхвата, учитывающий снижение тяговой способности передачи с уменьшением угла обхвата:

α , град	150	160	170	180	200	220
C_α	0,91	0,94	0,97	1,0	1,1	1,2

Таблица 12.1

Тип ремней	d_1/d									
	20	25	30	35	40	45	50	60	75	100
Прорезиненные	—	(2,1)	2,17	2,21	2,25	2,28	2,3	2,33	2,37	2,4
Кожаные	(1,4)	1,7	1,9	2,04	2,15	2,23	2,3	2,4	2,5	2,6
Хлопчатобумажные	(1,35)	1,5	1,6	1,67	1,72	1,77	1,8	1,85	1,9	1,95
Шерстяные	(1,05)	1,2	1,3	1,37	1,47	1,47	1,6	1,55	1,6	1,65

Примечания: 1. При $\sigma_0 = 2,0$ МПа $[\sigma]_0$ следует повышать, а при $\sigma_0 = 1,6$ МПа понижать на 10%. 2. При шкивах из пластмасс и дерева $[\sigma]_0$ повышают примерно на 20%. 3. При работе в сырых и пыльных помещениях $[\sigma]_0$ понижают на 10...30%.

C_v — скоростной коэффициент, вводимый только для передачи без автоматического регулирования натяжения (см. ниже) и учитывающий уменьшение прижатия ремня к шкиву под действием центробежных сил:

v , м/с	5	10	15	20	25	30
C_v	1,03	1,00	0,95	0,88	0,79	0,68

C_p — коэффициент режима нагрузки, учитывающий влияние периодических колебаний нагрузки на долговечность ремня.

Нагрузка	Спокойная	Умеренные колебания	Значительные колебания	Ударная и резко переменная
C_p	1...0,85	0,9...0,8	0,8...0,7	0,7...0,6

Примечание. Меньшая величина — для поршневых и других подобных двигателей.

C_0 — коэффициент, учитывающий способ натяжения ремня и наклон линии центров передачи к горизонту (у вертикальных передач собственная масса ремня уменьшает его прижатие к нижнему шкиву):

Угол наклона линии центров передачи к горизонту	0...60°	60...80°	80...90°
Передачи с автоматическим натяжением C_0	1	1	1
Передачи с периодическим подтягиванием C_0	1	0,9	0,8

Формула (12.23) является общей для всех типов ременных передач. На практике в таком виде ее используют только при расчете

плоскоременных передач. Особенности расчета клиноременных передач рассматриваются ниже (см. § 12.4).

Способы натяжения ремней. Выше показано, что величина силы F_0 натяжения ремня оказывает существенное влияние на долговечность, тяговую способность и КПД передачи. Наиболее экономичными и долговечными являются передачи с малым запасом трения (с малым запасом F_0). На практике большинство передач работает с переменным режимом нагрузки, а расчет передачи выполняют по максимальной из возможных нагрузок. При этом в передачах с постоянным предварительным натяжением F_0 в периоды недогрузок излишнее натяжение снижает долговечность и КПД. С этих позиций целесообразна конструкция передачи, у которой натяжение ремня автоматически изменяется с изменением нагрузки, т. е. отношение $F_t/F_0 = \text{const}$. Пример такой передачи показан на рис. 12.12. Здесь ременная передача сочетается с зубчатой. Шкив 1 установлен на качающемся рычаге 2, который является одновременно осью ведомого колеса 3 зубчатой передачи. Натяжение $2F_0$ ремня равно окружной силе в зацеплении зубчатой передачи, т. е. пропорционально моменту нагрузки. Преимуществом такой передачи является также то, что центробежные силы не влияют на тяговую способность (передача может работать при больших скоростях). Недостатки передачи — сложность конструкции и потеря свойств самопредохранения от перегрузки.

На рис. 12.13 показан пример схемы передачи, в которой натяжение ремня автоматически поддерживается постоянным. Здесь натяжение осуществляется массой m электродвигателя, установленного на качающейся плите. Постоянное натяжение получают также в передачах с натяжным роликом (см. рис. 12.16, е).

Третьим способом натяжения является способ периодического подтягивания ремня (по мере его вытяжки) с помощью винта или другого подобного устройства (рис. 12.14), где двигатель можно перемещать по салазкам плиты. Периодическое регулирование натяжения требует систематического наблюдения за передачей и в случае недосмотра приводит к буксованию и быстрому износу ремня.

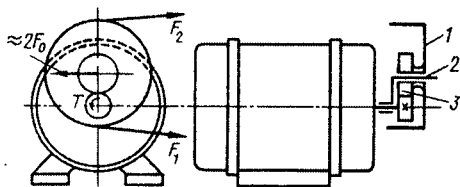


Рис. 12.12

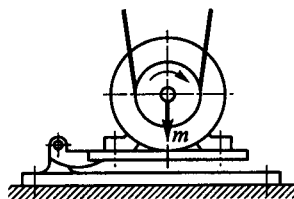


Рис. 12.13

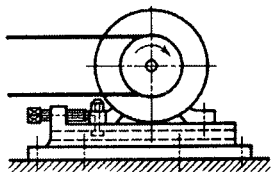


Рис. 12.14

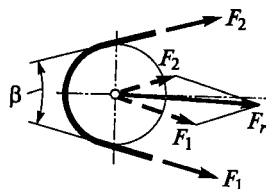


Рис. 12.15

Нагрузка на валы и опоры. Силы натяжения ветвей ремня (за исключением F_0) передаются на валы и опоры (рис. 12.15). Равнодействующая нагрузка на вал

$$F_r = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \beta} \approx 2F_0 \cos (\beta/2). \quad (12.24)$$

Обычно F_r в 2...3 раза больше окружной силы F_t (см. пример расчета), и это, как указывалось выше, относится к недостаткам ременной передачи (в зубчатой передаче $F_r \approx F_t$).

§ 12.3. Плоскоременная передача

До появления клиноременной передачи наибольшее распространение имела плоскоременная передача. Она проста, может работать при высоких скоростях и вследствие большой гибкости ремня обладает сравнительно высокими долговечностью и КПД.

Разновидности передач. На практике применяют большое число различных схем передач плоским ремнем. Из этих схем здесь рассматриваются только наиболее типичные: *открытая передача* (рис. 12.16, а) применяется при параллельном расположении валов и одинаковом направлении вращения шкивов; *перекрестная передача* (рис. 12.16, б), в которой ветви ремня перекрещиваются, а шкивы вращаются в противоположных направлениях; *полуперекрестная передача* (рис. 12.16, в), в которой оси валов перекрещиваются под некоторым углом; *угловая передача* (рис. 12.16, г), в которой оси валов пересекаются под некоторым углом. Из этих схем на практике чаще всего применяют простую открытую передачу. В сравнении с другими она обладает повышенными работоспособностью и долговечностью. В перекрестных и угловых передачах ремень быстро изнашивается вследствие дополнительных перегибов, закручивания и взаимного трения ведущей и ведомой ветвей. Нагрузку этих передач принимают не более 70...80% от нагрузки открытой передачи.

Регулируемая передача со ступенчатыми шкивами (рис. 12.16, д) применяется в тех случаях, когда требуется регулировка передаточного отношения.

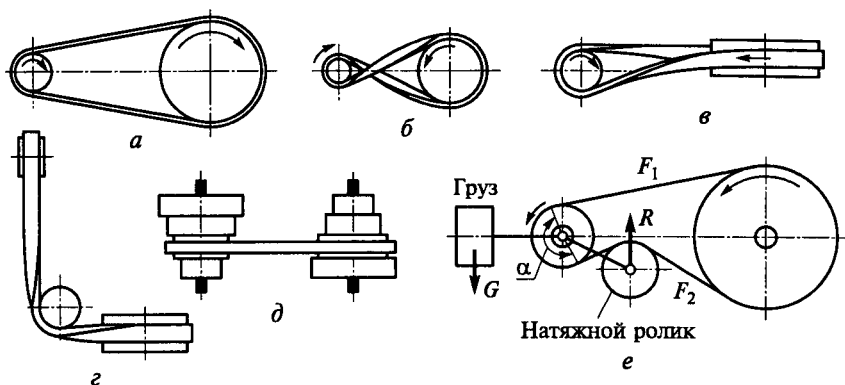


Рис. 12.16

Передача с натяжным роликом (рис. 12.16, е) применяется при малых межосевых расстояниях и больших передаточных отношениях. Она автоматически обеспечивает постоянное натяжение ремня. В этой передаче угол обхвата α , а следовательно, и тяговая способность ремня становятся независимыми от межосевого расстояния и передаточного отношения. При любых практически выполнимых a и i можно получить $\alpha > 180^\circ$. Натяжной ролик рекомендуют устанавливать на ведомой ветви ремня. При этом уменьшается необходимая сила нажатия ролика на ремень, а дополнительный перегиб ремня на ролике меньше влияет на долговечность ремня, так как ведомая ветвь слабее нагружена. Основным недостатком такой передачи является понижение долговечности ремня вследствие дополнительного перегиба обратного знака. Применение передачи с натяжным роликом сократилось после изобретения клиноременной передачи, которая также позволила уменьшить a и увеличить i .

Основные типы плоских ремней. В машиностроении применяют следующие типы ремней.

Кожаные ремни обладают хорошей тяговой способностью и высокой долговечностью, хорошо переносят колебания нагрузки. Высокая стоимость и дефицит кожаных ремней значительно ограничивают их применение.

Прорезиненные ремни состоят из нескольких слоев хлопчатобумажной ткани, связанных между собой вулканизированной резиной. Ткань, имеющая большой модуль упругости, чем резина, передает основную часть нагрузки. Резина обеспечивает работу ремня как единого целого, защищает ткань от повреждений и повышает коэффициент трения. Будучи прочными, эластичными, малочувствительными к влаге и колебаниям температуры, эти ремни успешно заменяют кожаные. Прорезиненные ремни следует бере-

гать от попадания масла, бензина и щелочей, которые разрушают резину.

Хлопчатобумажные ремни изготовляют как цельную ткань с несколькими слоями основы и утка, пропитанными специальным составом (битум, озокерит). Такие ремни, легкие и гибкие, могут работать на шкивах сравнительно малых диаметров с большими скоростями. Тяговая способность и долговечность у этих ремней меньше, чем у прорезиненных.

Шерстяные ремни — ткань с многослойной шерстяной основой и хлопчатобумажным утком, пропитанная специальным составом (сурик на олифе). Обладая значительной упругостью, они могут работать при резких колебаниях нагрузки и при малых диаметрах шкивов. Шерстяные ремни менее чувствительны, чем другие, к температуре, влажности, кислотам и т. п., однако их тяговые свойства ниже, чем у других типов ремней.

Пленочные ремни — новый тип ремней из пластмасс на основе полиамидных смол, армированных кордом из капрона или лавсана. Эти ремни обладают высокими статической прочностью и сопротивлением усталости. Применяются для передач мощностью до 15 кВт. При малой толщине (0,4...1,2 мм) они передают значительные нагрузки, могут работать при малых диаметрах шкивов и с высокой быстроходностью ($v \leq 60$ м/с). Для повышения тяговой способности ремня применяют специальные фрикционные покрытия. Рекомендуемые толщины и минимальный диаметр малого шкива для пленочных ремней:

δ , мм	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
d_1 , мм	28	36	45	56	63	75	80	90	100

Соединение концов ремня. Большое влияние на работу передачи, особенно при значительных скоростях, оказывает соединение концов ремня. Недоброкачественное соединение концов ремня приводит его к преждевременному разрушению и снижает тяговую способность передачи. Существует много различных способов соединения концов ремня. Все эти способы можно разделить на три основные группы: сшивка, склеивание, металлическое скрепление. Выбирая тот или иной способ соединения концов ремня, следует учитывать рекомендации специальной литературы [11].

В последнее время промышленность начинает выпускать плоские ремни (например, пленочные) в виде замкнутой ленты определенной длины. Это значительно повышает долговечность ремней и допускаемые скорости.

Методика расчета передачи. Расчет плоскоремненной передачи базируется на рассмотренной выше общей теории ременных передач и экспериментальных данных. В этом расчете формулу Эйлера (12.11), определяющую тяговую способность передачи, и формулу

(12.18) для суммарного напряжения в ремне, определяющую его прочность и долговечность, непосредственно не используют. Их учитывают в рекомендациях по выбору геометрических параметров (a , d , α и пр.) и допускаемых напряжений $[\sigma]_0$, $[\sigma]_i$, которые используют при расчете.

Для проектного расчета задают мощность P_1 , частоту вращения n_1 , передаточное отношение i^* . Определяют d_1 и d_2 , a , затем тип и размеры ремня (b , δ , l).

$$\left. \begin{aligned} &\text{Для плоскоременных передач рекомендуют (см. § 12.2)** } \alpha \geq 150^\circ; \\ &i \leq 5 \text{ — открытая передача; } i \leq 10 \text{ — передача с натяжным роликом;} \\ &a \geq 2(d_1 + d_2) \text{ — открытая; } a \geq (d_1 + d_2) \text{ — с натяжным роликом;} \\ &U \leq 3(5) \text{ с}^{-1} \text{ — открытая; } U \leq 8(10) \text{ с}^{-1} \text{ — с натяжным роликом;} \\ &d_1/\delta \geq 25 \text{ — ремни кожаные; } d_1/\delta \geq 30 \text{ — ремни прорезиненные.} \end{aligned} \right\} (12.25)$$

При предварительном расчете, когда d_1 и δ еще не известны, диаметр малого шкива можно приближенно оценить по формуле М. А. Саверина; мм (размерность T_1 — Н·м):

$$d_1 = (52 \dots 64) \sqrt[3]{T_1}. \quad (12.26)$$

После оценки d_1 , ориентируясь на рекомендации (12.25) и стандарты на размеры ремня, выбирают толщину δ ремня. Затем из расчета тяговой способности определяют ширину b ремня.

§ 12.4. Клиноременная передача

В современных приводах клиноременная передача имеет преимущественное распространение.

Принципиальные основы конструкции. В этой передаче (см. рис. 12.1 и 12.17) ремень имеет клиновую форму поперечного сечения и располагается в соответствующих канавках шкива. В передаче может быть один или несколько ремней. Несколько тонких ремней применяют взамен одного толстого для уменьшения напряжения изгиба.

Форму канавки шкива выполняют так, чтобы между ее основанием и ремнем был зазор Δ . При этом рабочими являются боковые поверхности ремня. В то же время ремень не должен выступать за пределы наружного диаметра d_n шкива, так как в этом случае кромки канавок быстро разрушают ремень.

*В некоторых случаях дополнительно задают a , d_1 и тип ремня.

**Рекомендации для быстроходных передач и специальных ремней (например, пленочных), в том числе по выбору d_1 , σ_1 (см. [11]).

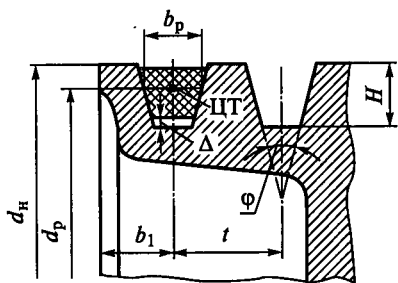


Рис. 12.17

Расчетным диаметром d_p шкива является диаметр окружности расположения центров тяжести поперечных сечений ремня или нейтрального слоя при изгибе — ширина b_p . Все размеры, определяющие форму шкива (H , φ , b_1 , t , d_p , d_n), выбирают по соответствующим таблицам стандартов в зависимости от размеров поперечного сечения ремня, которые также стандартизованы.

Применение клинового ремня позволило увеличить тяговую способность передачи путем повышения трения. Положим, что вследствие натяжения ветвей ремня его элемент длиной d_l прижимается к шкиву силой dR (рис. 12.18). При этом элементарная сила трения, действующая в направлении окружной силы,

$$dF = dF_n f = dR f / \sin(\varphi/2).$$

В аналогичных условиях для плоскоремненной передачи $dF = dRf$.

Сравнивая эти формулы, можно отметить, что в клиноремненной передаче трение увеличивается с уменьшением угла клина φ . Отношение

$$f / \sin(\varphi/2) = f' \quad (12.27)$$

называют *приведенным коэффициентом трения*. Для стандартных ремней угол φ принят равным 40° . При этом

$$f' = f / \sin 20^\circ \approx 3f$$

Клиноватая форма ремня увеличивает его сцепление со шкивом примерно в три раза. Дальнейшему увеличению сцепления путем уменьшения угла φ препятствует появление самозаклинивания ремня в канавках шкива. При самозаклинивании ремень испытывает дополнительный перегиб на сбегающих ветвях (рис. 12.19) и быстрее разрушается от усталости.

При определении угла профиля канавки шкива учитывают следующее. При изгибе на шкиве профиль ремня искажается: ширина ремня в зоне растяжения уменьшается, а в зоне сжатия увеличивается. При этом угол профиля ремня уменьшается. Если ремень, деформированный таким образом, расположить в канавке шкива с углом, равным углу профиля недеформированного ремня, то давление p на его боковые грани распределится неравномерно (рис. 12.20). Долговечность ремня в этом случае уменьшится. В целях

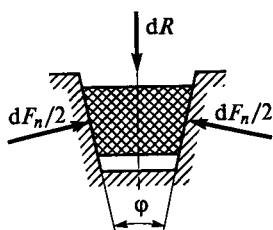


Рис. 12.18

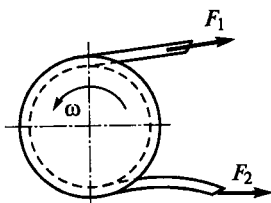


Рис. 12.19

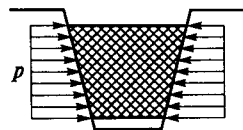


Рис. 12.20

выравнивания давления углы канавок делают меньше угла профиля ремня: чем меньше диаметр шкива, тем меньше угол канавки. По стандарту на размеры шкивов клиноременных передач канавки изготавливают с углами $34...40^\circ$.

Значительное увеличение трения позволяет сохранить нагрузочную способность клиноременной передачи при существенно меньших углах обхвата по сравнению с плоскоременной передачей. В соответствии с формулами (12.12) при $F_0 = \text{const}$ тяговая способность этих передач (сила F_t) будет оставаться постоянной при условии

$$\alpha_x f' = \alpha_n f,$$

где α_x и f' — угол обхвата и коэффициент трения клиноременной передачи; α_n и f — то же, для плоскоременной передачи. Имея в виду, что $f' \approx 3f$, а по условию (12.25), $\alpha_n \geq 150^\circ$, получим

$$\alpha_x = \alpha_n / 3 \text{ или } \alpha_x \geq 50^\circ.$$

Для лучшего использования возможностей клиноременной передачи на практике рекомендуется принимать $\alpha_x \geq 120^\circ$ и в редких случаях до 70° . Такие допускаемые углы обхвата α позволяют строить клиноременные передачи с малыми межосевыми расстояниями a и большими передаточными отношениями i , а также передавать мощность от одного ведущего шкива нескольким ведомым (рис. 12.21).

Конструкция клинового ремня должна обладать достаточной гибкостью для уменьшения напряжений изгиба и в то же время иметь значительную продольную и поперечную жесткость. Применяют ремни с различной структурой поперечного сечения. Одно из типичных и наиболее распространенных сечений изображено на рис. 12.22. Слон шнурового (или тканого) корда 1 являются основным несущим элементом ремня. Они расположены в зоне нейтрального слоя b_p для повышения гибкости ремня. Тканевая обертка 3 увели-

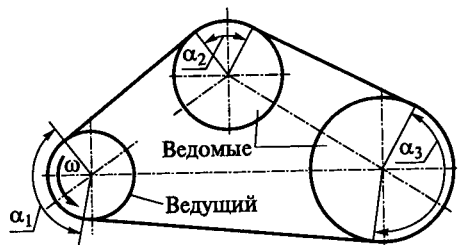


Рис. 12.21

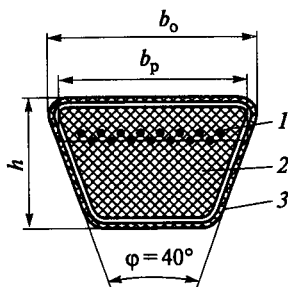


Рис. 12.22

чивает прочность ремня и предохраняет его от износа. Резина 2 как наполнитель объединяет ремень в единое целое и придает ему эластичность.

Клиновые ремни изготавливают в виде замкнутой бесконечной ленты. Для передач общего назначения по ГОСТ 1284.1 — 89 (см. также [22]) изготавливают шесть типов клиновых ремней Z(O)*, А, В(Б), С(В), D(Г), Е(Д), отличающихся размерами поперечного сечения. Размеры сечения соответственно увеличивают от типа Z(O) к Е(Д) (табл. 12.2 и рис. 12.17 и 12.22). В табл. 12.2 в качестве примеров приведены параметры только для ремней трех сечений.

Таблица 12.2

Сечение ремня	h , мм	b_0 , мм	b_p , мм	l_p , мм		$(d_p)_{\min}$, мм	A , м ²	q , кг/м
				min	max			
Z(O)	6	10	8,5	400	3150	63	$47 \cdot 10^{-6}$	0,06
А	8	13	11	560	4500	90	$81 \cdot 10^{-6}$	0,10
В(Б)	11	17	14	630	6300	125	$138 \cdot 10^{-6}$	0,18

Примечание. A — площадь сечения, q — масса 1 м длины, l_p — расчетная длина по нейтральному слою. Ряд длин l_p , мм: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 6000.

Методика расчета передач. Ограниченное число типоразмеров стандартных клиновых ремней позволило определить допускаемую нагрузку для каждого типоразмера ремня, а расчет передачи свести к подбору типа и числа ремней по методике, изложенной в ГОСТ 1284.3 — 80**.

1. Сечение ремня выбирают по графику рис. 12.23, где область применения данного сечения [например, В(Б)] расположена выше собственной линии и ограничена линией предыдущего сечения (например, А).

*В скобках сохранено обозначение ремней по ГОСТ 1284.1—80.

**См. также: Гадолян В. Л. Методические указания по расчету клиноременных передач. МВТУ, 1981.

2. По графикам рис. 12.24 ...12.26* определяют номинальную мощность P_0 , передаваемую одним ремнем в условиях типовой передачи при $\alpha = 180^\circ$, $i = 1$, спокойной нагрузке, базовой длине ремня, средним ресурсе (см. ниже). Расчет выполняют по диаметру малого шкива d_{p1} . При выборе диаметров из числа стандартных следует учитывать, что при меньших диаметрах уменьшаются габариты передачи, но увеличивается число ремней.

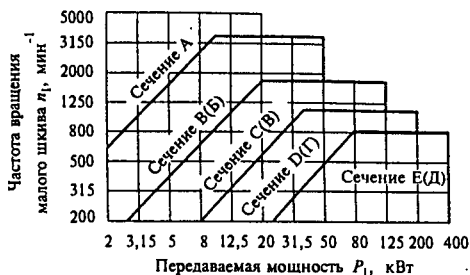


Рис. 12.23

Ряд расчетных диаметров d_p , мм: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000 и далее по ряду $Ra40$.

3. По формуле (12.28) определяют мощность P_p , передаваемую одним ремнем в условиях эксплуатации рассчитываемой передачи:

$$P_p = P_0 C_\alpha C_l C_i C_j / C_p, \quad (12.28)$$

где C_α — коэффициент угла обхвата [α — по формуле (12.5)];

α , град ...	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90	80	70
C_α	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,78	0,73	0,68	0,62	0,56

C_l — коэффициент длины ремня [косвенно учитывает частоту пробегов U — см. формулу (12.20)] по графикам рис. 12.27 (для других сечений см. таблицы ГОСТ 1284.3 — 80) [l_p — по формуле (12.6) с учетом стандартной длины ремня и рекомендаций, приведенных ниже].

Рекомендуемые межосевые расстояния a :

i	1	2	3	4	5	6
a	$1,5d_{p2}$	$1,2d_{p2}$	d_{p2}	$0,95d_{p2}$	$0,9d_{p2}$	$0,85d_{p2}$

C_i — коэффициент передаточного отношения (рис. 12.28).

C_p — коэффициент режима нагрузки:

Характер нагрузки	Спокойная	Умеренные колебания	Значительные колебания	Ударная или резко переменная
C_p	1...1,2	1,1...1,3	1,3...1,5	1,5...1,7
K_1	2,5	1,0	0,5	0,25

Большая величина при двигателях типа поршневых.
 Подробнее см. ГОСТ 1284.3 — 80.

*Графики построены В. Л. Гадолиным по таблицам ГОСТ 1284.3 — 80.

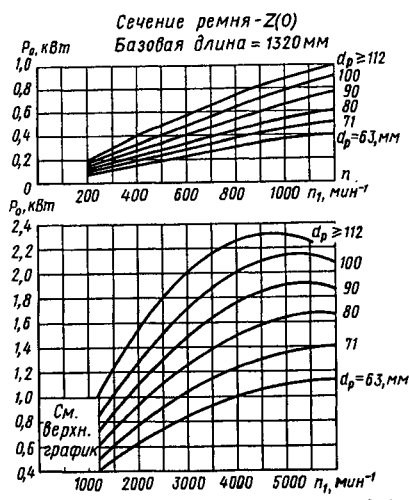


Рис. 12.24

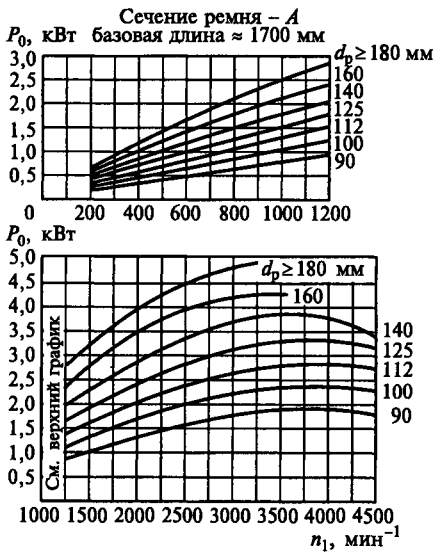


Рис. 12.25

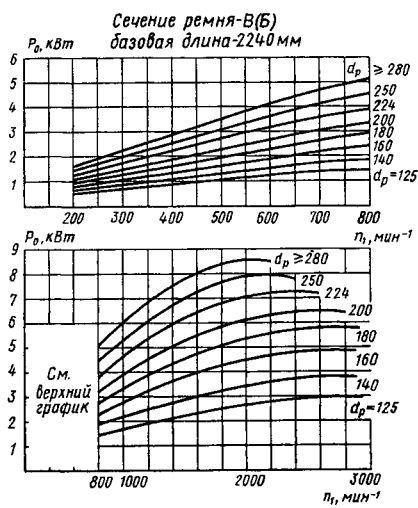


Рис. 12.26

4. Выполняя расчет, учитывают следующие рекомендации:

$$\left. \begin{aligned} \alpha &\geq 120^\circ (90^\circ), \quad i \leq 7(10), \\ 2(d_1 + d_2) &\geq a \geq 0,55(d_1 + d_2) + h, \end{aligned} \right\} \quad (12.29)$$

где h — высота поперечного сечения ремня;

$$z = P / (P_p C_z), \quad (12.30)$$

где P — мощность на ведущем валу передачи; C_z — коэффициент числа ремней — z :

z	1	2...3	4...6	>6
C_z	1	0,95	0,9	0,85

Чем больше число ремней, тем трудней получить их равномерную загрузку. Неизбежные погрешности размеров ремней и канавок

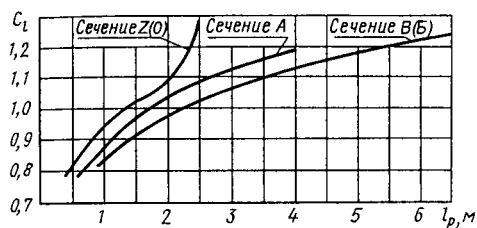


Рис. 12.27

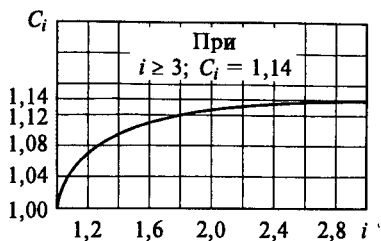


Рис. 12.28

шківов приводять к тому, що ремні натягиваються різлично, появляються додаткові скольження, знос і втрата потужності. Поэтому рекомендують

$$z \leq 6(8). \quad (12.31)$$

5. Визначають силу попереднього натяження одного ремня:

$$F_0 = 0,85 P C_p C_i / (z v C_a C_i) + F_v. \quad (12.32)$$

Перший член формули (12.32) слідує з формули для коефіцієнта тяги φ , де без урахування коректуючих коефіцієнтів $F_t = P/(z v)$, а коефіцієнт тяги φ прийнятий рівним 0,6. Для передач з автоматичним натяженням (см. рис. 12.12) $F_v = 0$. При періодическом підтягуванні ремня F_v визначають по формулі (12.13), де $\rho \approx 1250 \text{ кг/м}^3$; A — по ГОСТу (см. також табл. 12.2); v — швидкість ремня при розрахунковій частоті обертання.

6. По формулі (12.24) визначають силу, діючу на вал з урахуванням числа ремней z і того, що сила F_0 навантажує вал тільки в статическом стані передачі.

Ресурс нароботки по ГОСТ 1284.2 — 89 для експлуатації при середньому режимі навантаження (умеренні коливання, см. рекомендації, приведенні вище) $T_{\text{сп}} = 2000$ ч. При інших умовах

$$T = T_{\text{сп}} K_1 K_2, \quad (12.33)$$

де K_1 — коефіцієнт режиму навантаження (см. с. 289); K_2 — коефіцієнт кліматических умов: центральні зони $K_2 = 1$, зони з холодним кліматом $K_2 = 0,75$.

Параметрами оптимізації для клиноремної передачі являються: 1) тип ремня (з урахуванням числа ремней); 2) діаметри шківів (з урахуванням довговічності); 3) міжшківеве відстань (з урахуванням числа пробігів і його впливу на довговічність).

1. Ременные передачи — принцип действия, типы ремней. Какие ремни наиболее распространены?
2. Преимущества и недостатки ременных передач, области их применения.
3. Силы в ветвях ремня. Как их рассчитывают?
4. Напряжения в ремне. Как их определяют?
5. Какие напряжения и как влияют на работоспособность передачи и долговечность ремня?
6. Какие виды скольжения наблюдаются в ременной передаче?
7. Как получают кривые скольжения и КПД ременных передач и как они используются при расчете допустимой нагрузки?
8. Почему клиновые ремни способны передавать большие нагрузки, чем плоские?

Пример расчета 12.1. Рассчитать клиноременную передачу, установленную в системе привода от двигателя внутреннего сгорания к ленточному транспортеру: $P_1 = 8$ кВт, $n_1 = 1240$ мин⁻¹, $i \approx 3,5$. Натяжение ремня периодическое, желательны малые габариты.

Решение. 1. По графику рис. 12.23 рекомендуют сечение ремня В(Б).

2. По графику рис. 12.26, учитывая условие задания по габаритам и рекомендацию (12.31), принимаем $d_{p1} = 160$ мм и находим $P_0 \approx 3,4$ кВт.

3. Рассчитываем геометрические параметры передачи $d_{p2} \approx d_{p1}i = 160 \cdot 3,5 = 560$ мм, что соответствует стандартному значению (см. выше). При согласовании d_p допускают отклонение i до $\pm 4\%$, если нет других указаний в задании.

По рекомендации [формула (12.29)] предварительно принимаем $a' \approx d_{p2} = 560$ мм. По формуле (12.6), $l_p' \approx 2 \cdot 560 + 0,5\pi(560 + 160) + (560 - 160)^2 / (4 \cdot 560) = 2322$ мм. По табл. 12.2 принимаем $l_p = 2500$ мм. По формуле (12.7) уточняем

$$a = \frac{2 \cdot 2500 - \pi(560 + 160) + \sqrt{[2 \cdot 2500 - \pi(560 + 160)]^2 - 8(560 - 160)^2}}{8} = 654 \text{ мм.}$$

По формуле (12.5), $\alpha = 180 - 57(560 - 160)/654 = 145^\circ$ — в допускаемых пределах [см. рекомендации (12.29)].

4. По формуле (12.28) определяем мощность P_p , передаваемую одним ремнем. Здесь $C_\alpha \approx 0,9$ (см. выше); из рис. 12.27 $C_i \approx 1$; из рис. 12.28 $C_f \approx 1,14$; учитывая двигатель внутреннего сгорания и ленточный транспортер (нагрузка с умеренными толчками), принимаем $C_p \approx 1,2$. При этом $P_p = 3,4 \cdot 0,9 \cdot 1,14/1,2 = 2,9$ кВт.

5. По формуле (12.30), число ремней $z = 8/(2,9 \cdot 0,95) \approx 3$ — условие (12.31) удовлетворяется.

6. По формуле (12.32) находим предварительное натяжение одного ремня при $v = \pi d_{p1} n_1 / 60 = \pi \cdot 0,16 \cdot 1240 / 60 = 10,4$ м/с и $F_0 = 1250 \cdot 138 \cdot 10^{-6} \cdot 10,4^2 = 18,66$ Н [см. формулу (12.13), табл. 12.2]. По формуле (12.32), $F_0 = 0,85 \cdot 8 \cdot 10^3 \cdot 1,2 / (3 \cdot 10,4 \cdot 0,9 \times 1,14) + 18,66 = 274$ Н.

7. По формуле (12.24), сила, действующая на вал при $\beta/2 = (180 - \alpha)/2 = (180 - 145)/2 = 17^\circ 30'$, в статическом состоянии передачи $F_r = 2F_0 z \cos(\beta/2) = 2 \cdot 274 \times 3 \cos 17^\circ 30' = 1568$ Н; при $n = 1240$ мин⁻¹ $F_r = 1568 - 2F_0 z = 1568 - 2 \cdot 18,66 \cdot 3 = 1456$ Н. В данном примере влияние центробежных сил мало.

8. Ресурс работки ремней находим по формуле (12.33) при $K_1 = 1$ и $K_2 = 1$: $T = T_{cp} = 2000$ ч.

§ 12.5. Передача зубчатыми ремнями

В этой передаче на внутренней стороне плоского ремня образованы выступы (зубья) трапецеидальной формы (рис. 12.29), а на шкиве — соответствующие впадины. Таким образом, передача работает по принципу зацепления, а не трения. К ременным передачам она относится условно только по названию и конструкции тягового органа. По принципу работы она ближе к цепным передачам. Принцип зацепления устраняет скольжение и необходимость в большом предварительном натяжении, что повышает КПД передачи. Здесь уменьшается влияние угла обхвата и межосевого расстояния на тяговую способность, что позволяет значительно снизить габариты передачи и увеличить передаточное отношение. Эластичная связь и упругость зубьев (вместо жестких шарнирных связей цепи) устраняют шум и динамические нагрузки.

Использование принципа зубчатого ремня предложено давно, но его практическое применение оказалось возможным только с появлением новых материалов — пластмасс. Ремень изготавливают из эластичной маслостойкой резины или пластмассы и армируют стальными проволочными тросами или полиамидным кордом.

Первое применение передача зубчатыми ремнями получила в станкостроении. Этой отрасли промышленности разработаны отраслевой стандарт на конструкцию ремней и шкивов, а также рекомендации по расчету передачи (подробнее см. [11, 22]).



Рис. 12.29

Глава 13

ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 13.1. Общие сведения

Принцип действия и сравнительная оценка. Цепная передача схематически изображена на рис. 13.1. Она основана на зацеплении цепи 1 и звездочек 2. Принцип зацепления, а не трения, а также повышенная прочность стальной цепи по сравнению с ремнем позволяют передавать цепью при прочих равных условиях большие нагрузки (однако меньшие, чем зубчатыми колесами). Отсутствие скольжения и буксования обеспечивает постоянство передаточного отношения (среднего за оборот) и возможность работы при значительных кратковременных перегрузках. Принцип зацепления не требует предварительного натяжения цепи, в связи с чем уменьшается на-

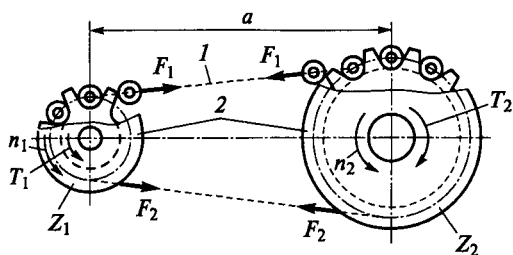


Рис. 13.1

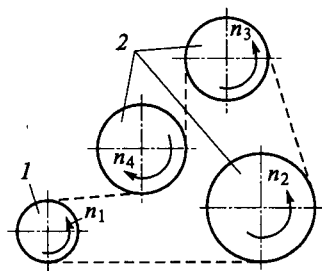


Рис. 13.2

грузка на валы и опоры. Угол обхвата звездочки цепью не имеет столь решающего значения, как угол обхвата шкива ремнем. Поэтому цепные передачи могут работать при меньших межосевых расстояниях и при больших передаточных отношениях, а также передавать мощность от одного ведущего вала 1 нескольким ведомым 2 (рис. 13.2).

Цепные передачи имеют и недостатки. Основной причиной этих недостатков является то, что цепь состоит из отдельных жестких звеньев и располагается на звездочке не по окружности, а по многоугольнику. С этим связаны износ шарниров цепи, шум и дополнительные динамические нагрузки, необходимость организации системы смазки.

Область применения. Цепные передачи применяют при значительных межосевых расстояниях, а также для передачи движения от одного ведущего вала нескольким ведомым в тех случаях, когда зубчатые передачи неприменимы, а ременные недостаточно надежны. Наибольшее распространение цепные передачи получили в сельскохозяйственном, транспортном и химическом машиностроении, станкостроении, горнорудном оборудовании и подъемно-транспортных устройствах.

Они могут работать в диапазонах: $P \leq 5000$ кВт; $V \leq 35$ м/с; $i \leq 10$; $a \leq 8$ м.

§ 13.2. Основные характеристики

Мощность

$$P = F_t v. \quad (13.1)$$

Современные цепные передачи применяют в диапазоне мощностей от долей до нескольких тысяч киловатт. Наибольшее распространение получили передачи до 100 кВт, так как при больших мощностях прогрессивно возрастает стоимость цепной передачи по сравнению с зубчатой.

Скорость цепи и частота вращения звездочки

$$v = n z p_{\text{ц}} / 60, \quad (13.2)$$

где z — число зубьев звездочки; $p_{\text{ц}}$ — шаг цепи, м; n — частота вращения звездочки, мин^{-1} .

Со скоростью цепи и частотой вращений звездочки связаны износ, шум и динамические нагрузки привода. Наибольшее распространение получили тихоходные и среднескоростные передачи с v до 15 м/с и n до 500 мин^{-1} . Однако встречаются передачи с n до 3000 мин^{-1} . При быстроходных двигателях цепную передачу, как правило, устанавливают после редуктора.

Передаточное отношение

$$i = n_1 / n_2 = z_2 / z_1. \quad (13.3)$$

Преимущественно $i \leq 6$. При больших i становится нецелесообразным выполнять одноступенчатую передачу из-за больших ее габаритов.

КПД передачи. Потери в цепной передаче складываются из потерь на трение в шарнирах цепи, на зубьях звездочек и в опорах валов. При смазке погружением цепи в масляную ванну учитывают также потери на перемешивание масла. Средний КПД $\eta \approx 0,96 \dots 0,98$.

Межосевое расстояние и длина цепи. Минимальное межосевое расстояние ограничивается минимально допустимым зазором между звездочками (30...50 мм):

$$a_{\text{min}} = (d_{a1} + d_{a2}) / 2 + (30 \dots 50), \quad (13.4)$$

где d_a — наружный диаметр звездочки.

По соображениям долговечности цепи (см. ниже) на практике рекомендуют принимать

$$a = (30 \dots 50) p_{\text{ц}}. \quad (13.5)$$

Меньшие величины для малых $i \approx 1 \dots 2$ и большие для больших $i \approx 6 \dots 7$.

Длина цепи, выраженная в шагах или числом звеньев цепи,

$$L_p = \frac{2a}{p_{\text{ц}}} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p_{\text{ц}}}{a}. \quad (13.6)$$

Эта формула выводится аналогично формуле для длины ремня и является приближенной. Величину L_p округляют до целого числа,

которое желательно брать четным, чтобы не применять специальных соединительных звеньев. Для принятого L_p уточняют a . Из формулы (13.6) имеем

$$a = \frac{p_n}{4} \left[L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (13.7)$$

Передача работает лучше при небольшом провисании холостой ветви цепи. Поэтому расчетное межосевое расстояние рекомендуют уменьшать примерно на $(0,002...0,004)a$. Длина цепи увеличивается по мере износа шарниров (см. ниже), поэтому в конструкции должны быть предусмотрены специальные устройства для регулирования провисания цепи. Обычно это достигается перемещением опор одного из валов или установкой специальных натяжных звездочек.

§ 13.3. Конструкция основных элементов

Приводные цепи. Основными типами современных приводных цепей являются шарнирные роликовые, втулочные и зубчатые цепи. Они стандартизованы и изготавливаются специализированными заводами. Главными характеристиками цепи являются шаг, ширина и разрушающая нагрузка.

Роликовая цепь изображена на рис. 13.3, *а* — однорядная, на рис. 13.3, *б* — двухрядная. Здесь валик 3 запрессован в отверстие внешнего звена 2, а втулка 4 — в отверстие внутреннего звена 1. Втулка на валике и ролик 5 на втулке могут свободно поворачиваться. Зацепление цепи с зубом звездочки 6 происходит через ролик. Применение втулки позволяет распределить нагрузку по всей длине валика и этим уменьшить износ шарниров. Перекатывание ролика по зубу частично заменяет трение скольжения трением качения, что снижает износ зубьев. Кроме того, ролик выравнивает сосредоточенное давление зуба на втулку и тем самым уменьшает ее износ.

Роликовые цепи применяют при окружных скоростях до 20 м/с. Наряду с однорядными изготавливают двух-, трех- и четырехрядные цепи (рис. 13.3, *б*). Их собирают из тех же элементов, только валик проходит через все ряды. Многорядные цепи позволяют увеличивать нагрузку почти пропорционально числу рядов. Такие цепи применяют при больших нагрузках в сочетании с высокой скоростью. В этих случаях нецелесообразно применять однорядные тяжелые цепи с большим шагом из-за больших динамических нагрузок.

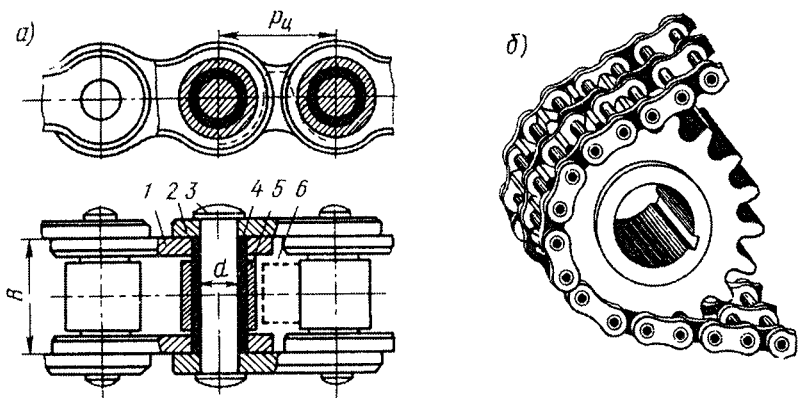


Рис. 13.3

Втулочные цепи по конструкции аналогичны роликовым, но у них нет ролика 5. Вследствие этого износ цепи и звездочек увеличивается, но снижаются масса и стоимость цепи.

Зубчатые цепи (рис. 13.4, а, б) состоят из набора пластин с двумя зубообразными выступами. Пластины цепи зацепляются с зубьями звездочки своими торцовыми плоскостями. Угол вклинивания β принят равным 60° . Конструкция зубчатых цепей позволяет изготовлять их широкими и передавать большие нагрузки. Зубчатые цепи работают плавно, с меньшим шумом. Их рекомендуют применять при сравнительно высоких скоростях — до 35 м/с.

Известные зубчатые цепи различают в основном по конструкции шарниров. Совершенствование шарниров направлено на уменьшение износа и потерь на трение. Применяют шарниры скольжения

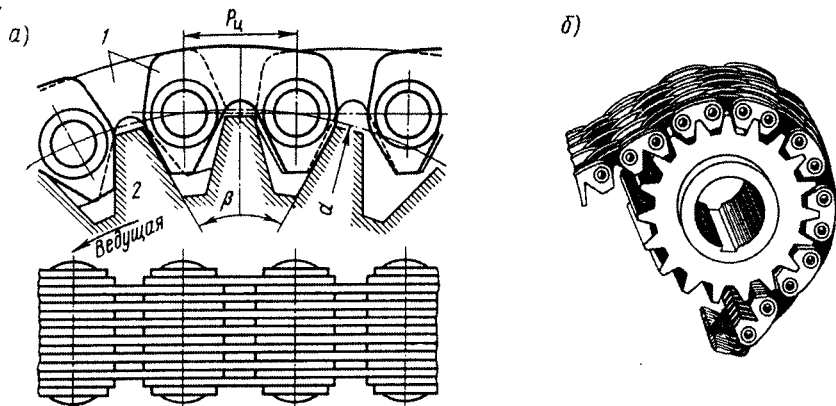


Рис. 13.4

(рис. 13.5, а) и шарниры качения (рис. 13.5, б). В шарнирах скольжения вкладыши 1 и 2 пронизывают пластины по всей ширине цепи. При этом вкладыш 1 закреплен в пластинах Б, а вкладыш 2 — в пластинах А. Шарнир допускает поворот пластины в одну или в обе стороны на φ_{\max} . Обычно $\varphi_{\max} = 30^\circ$. Величина угла φ_{\max} ограничивает минимальное число зубьев звездочки по условию $z_{\min} = 360/\varphi_{\max} = 12$.

Шарниры качения не имеют валика. Их изготавливают с двумя сегментными вкладышами 1 и 2. При повороте звеньев вкладыши не скользят, а перекатываются, что позволяет повысить КПД передачи и долговечность цепи. Шарниры качения разработаны сравнительно недавно. Они быстро завоевали признание. Зубчатые цепи с шарнирами качения стандартизованы (ГОСТ 13552 — 81).

Звездочки приводных цепей. По конструкции они во многом подобны зубчатым колесам (см. рис. 13.1). Делительная окружность звездочки проходит через центры шарниров цепи. Диаметр этой окружности определяется равенством (рис. 13.6)

$$d = p_n / \sin(\pi/z). \quad (13.8)$$

Формула (13.8) справедлива и для звездочек зубчатых цепей. Конструкция зубчатых цепей такова, что делительный диаметр звездочки больше ее наружного диаметра (см. рис. 13.4). Профиль и размеры зубьев звездочек зависят от типа и размеров цепи. Для стандартных цепей все размеры зубьев звездочек стандартизованы. У звездочек зубчатых цепей форма рабочего участка профиля прямолинейна (см. рис. 13.4).

Роликовые и втулочные цепи могут зацепляться с зубьями различного профиля: выпуклым, прямолинейным и вогнутым (рис. 13.7, а, б, в). Вогнутым выполняют только основной нижний участок профиля. У вершины зуб имеет скругленную выпуклую форму, а в средней части — небольшой прямолинейный переходный участок. Такая форма зуба позволяет изготавливать его методом обкатки, что повышает производительность и точность. Вогнутый про-

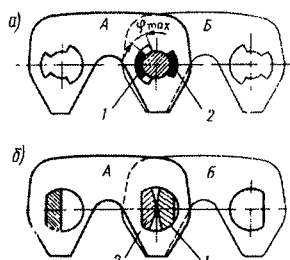


Рис. 13.5

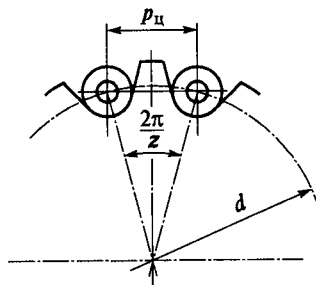


Рис. 13.6

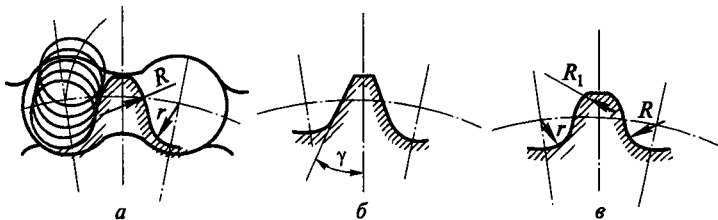


Рис. 13.7

филь (рис. 13.7, в) в настоящее время принят за основной. Зуб любого профиля должен обеспечивать свободный вход и выход шарниров из зацепления.

Качество профиля в значительной степени определяется величиной угла профиля γ (рис. 13.7, для выпуклого и вогнутого профилей γ изменяется по высоте зуба). При увеличении γ уменьшается износ зубьев и шарниров, связанный с перемещениями шарниров по профилю зуба в процессе зацепления (см. ниже). С другой стороны, увеличение γ приводит к усилению удара шарниров при входе в зацепление, а также к увеличению натяжения холостой ветви цепи. Более благоприятным в этом отношении является также вогнутый профиль.

Материалы цепей и звездочек. Цепи и звездочки должны быть стойкими против износа и ударных нагрузок. По этим соображениям большинство цепей и звездочек изготавливают из углеродистых и легированных сталей с последующей термической обработкой (улучшение, закалка). Рекомендации по выбору материалов и термообработки цепей и звездочек можно найти в соответствующих справочниках [10, 11]. Так, например, для звездочек рекомендуется применять стали 45, 40X и др.; для пластин цепей — стали 45, 50 и др.; для валиков вкладышей и роликов — стали 15, 20, 20X и др. Детали шарниров цепей в большинстве случаев цементируют, что повышает их износостойкость при сохранении ударной прочности. Перспективным является изготовление звездочек из пластмасс, позволяющих уменьшить динамические нагрузки и шум передачи.

§ 13.4. Силы в цепной передаче

Силовая схема цепной передачи аналогична силовой схеме ременной передачи. Здесь также можно различать: F_1 и F_2 — силы натяжения ведущей и ведомой ветвей цепи; F_t — окружную силу; F_0 — силу предварительного натяжения; F_v — силу натяжения от центробежных сил. По той же аналогии,

$$F_1 - F_2 = F_t, \quad (13.9)$$

$$F_v = qv^2, \quad (13.10)$$

где q — масса единицы длины цепи (по каталогу); v — окружная скорость.

Для цепной передачи F_0 принято определять как натяжение от силы тяжести свободной ветви цепи:

$$F_0 = K_f a g g, \quad (13.11)$$

где a — длина свободной ветви цепи, приблизительно равная межосевому расстоянию; g — ускорение силы тяжести; K_f — коэффициент провисания, зависящий от расположения привода и стрелы провисания цепи f .

Для рекомендуемых величин $f \approx (0,01 \dots 0,02)a$ приблизительно принимают: при горизонтальном расположении $K_f = 6$; под углом 40° к горизонту $K_f = 3$; при вертикальном расположении $K_f = 1$. Величина K_f уменьшается с увеличением f .

Натяжение ведомой ветви F_2 равно большему из натяжений F_0 и F_v .

Для цепной передачи, работающей по принципу зацепления, а не трения, величина F_0 не имеет такого решающего влияния, как для ременной передачи. Обычно F_0 составляет всего несколько процентов от F_t . Для распространенных на практике тихоходных и среднескоростных передач ($v \leq 10$ м/с) также невелико и натяжение F_v . В примере 13.1 F_v составляет $\sim 0,1\%$, а $F_0 \sim 4\%$ от F_t . При этом для практических расчетов можно принимать

$$F_1 \approx F_t, \quad F_2 \approx 0. \quad (13.12)$$

§ 13.5. Кинематика и динамика цепной передачи

Неравномерность движения и колебания цепи. На рис. 13.8 показаны скорости шарниров цепи и зубьев ведущей звездочки. В данный момент шарнир A находится в зацеплении, а шарнир B приближается к зацеплению с зубом C . Скорость шарнира A равна окружной скорости звездочки v в точке, совпадающей с центром шарнира. Эту скорость можно разложить на составляющие: v_2 , направленную вдоль ветви цепи, и v_1 — перпендикулярно цепи.

В зависимости от положения ведущего шарнира составляющие скорости изменяются:

$$v_2 = v \cos \theta, \quad v_1 = v \sin \theta. \quad (13.13)$$

Здесь угол θ изменяется в пределах $-\varphi/2 \leq \theta \leq +\varphi/2$. Угол $(-\varphi/2)$ соответствует моменту входа в зацепление шарнира A , угол $(+\varphi/2)$ — шарнира B , а $\varphi = 2\pi/z$.

На рис. 13.9 показаны графики изменения скоростей v_2 и v_1 . Эти скорости являются периодическими функциями времени t , период которых равен φ/ω . На графике $\theta = -\varphi/2$ при $t=0$, $\theta=0$ при $t=\varphi/(2\omega)$ и $\theta=\varphi/2$ при $t=\varphi/\omega$.

Движение ведомой звездочки определяется скоростью v_2 . Периодическое изменение этой скорости обуславливает непостоянство мгновенного передаточного отношения i и дополнительные динамические нагрузки. Со скоростью v_1 связаны поперечные колебания ветвей цепи и удары шарниров цепи о зубья звездочки (см. ниже). Колебания и удары в свою очередь также вызывают дополнительные динамические нагрузки.

Формулы (13.13) позволяют отметить, что перечисленные отрицательные кинематические и динамические свойства передачи проявляются тем сильнее, чем меньше число зубьев z звездочки.

Исследованиями [10] установлено, что при отсутствии резонансных колебаний вредное влияние пульсации скоростей v_1 и v_2 в значительной степени снижается вследствие упругости и провисания цепи. Для рекомендуемых параметров (z , p_n , a и пр.) непостоянство передаточного отношения не превышает 1...2%, а динамические нагрузки составляют несколько процентов от окружной силы F_t . При большинстве режимов работы цепных передач резонансные колебания не наблюдаются, так как частота возмущающих импульсов больше частоты собственных колебаний. Кроме того, амплитуды колебаний уменьшаются вследствие демпфирующих свойств цепи.

Для приближенной оценки критической частоты вращения можно использовать формулу

$$n_{1k} = 30(\sqrt{F_1/q})/(z_1 a), \quad (13.14)$$

где a — межосевое расстояние, м; F_1 — сила натяжения ведущей ветви, Н; q — масса 1 м длины цепи, кг/м; n_{1k} — в мин^{-1} .

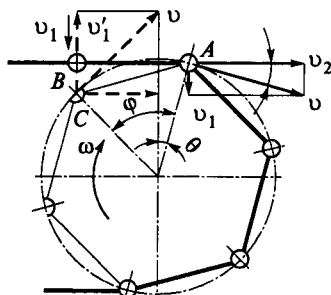


Рис. 13.8

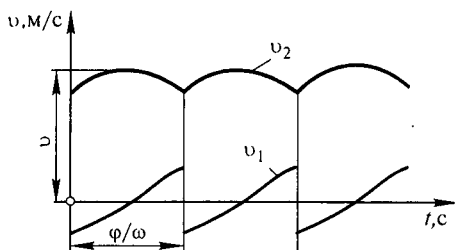


Рис. 13.9

Удар шарнира о зуб и ограничение шага цепи. В момент входа в зацепление шарнира B с зубом C (см. рис. 13.8) вертикальные составляющие их скоростей v_1 и v'_1 направлены навстречу друг другу — соприкосновение шарнира с зубом сопровождается ударом. Эффект удара можно оценить потерей кинетической энергии

$$E_k = 0,5mv_y^2.$$

Здесь $m = qp_{ц}$ — масса цепи, которая участвует в ударе (приближенно принимают равной массе одного звена); $p_{ц}$ — шаг цепи; v_y — скорость удара. В результате преобразований для цепных передач получают [7]

$$E_k = 0,5qn^2p_{ц}^3 \sin^2(360^\circ/z_1 + \gamma) \leq [E_k]. \quad (13.15)$$

Последовательные удары сопровождаются шумом передачи и являются одной из причин разрушения шарниров цепи и зубьев звездочки. В некоторых случаях удары приводят к раскалыванию роликов. Для ограничения вредного влияния ударов, на основе зависимости (13.15), выработаны рекомендации [7] по выбору шага цепи, в зависимости от быстроходности передачи.

Частота вращения n_1 , мин ⁻¹ :									
роликовые цепи при $z_1 \geq 15$	1250	1000	900	800	630	500	400	300	
зубчатые цепи при $z_1 \geq 17$	3300	2650	2200	1650	1320	—	—	—	
Наибольший допустимый шаг цепи $[p_{ц}]_{\max}$, мм	12,70	15,87	19,05	25,40	31,75	38,10	44,45	50,80	

Примечания: 1. На практике всегда желательно принимать шаг меньше допустимого. 2. При увеличении частоты вращения за указанные пределы необходимы повышенная точность и обильная смазка передачи.

§ 13.6. Критерии работоспособности и расчета

Все детали стандартных цепей конструируют примерно равнопрочными. Это достигается соответствующим сочетанием размеров деталей, их материалов и термообработки. Для большинства условий работы цепных передач *основной причиной потери работоспособности является износ шарниров цепи*. В соответствии с этим в качестве основного расчета принят *расчет износостойкости шарниров, а основной расчетный критерий*

$$p = F_t / (Bd) \leq [p], \quad (13.16)$$

где p — давление в шарнире; F_t — окружная сила; d и B — диаметр валика и ширина цепи, равная длине втулки (см. рис. 13.3)*.

*По расчету передач зубчатой цепью с шарнирами качения пока еще нет достаточного опыта. Поэтому расчет этих передач здесь не излагается (см. [10]).

Износ шарниров и его связь с основными параметрами передачи. При работе цепного привода в шарнирах совершаются повороты на угол

$$\varphi = 2\pi/z. \quad (13.17)$$

За один пробег цепи в каждом шарнире совершается четыре поворота: два на ведущей и два на ведомой звездочках. Эти повороты вызывают износ втулок 1 и валиков 2. При этом их центры расходятся на Δp_n (рис. 13.10).

Срок службы цепи по износу зависит от межосевого расстояния a , числа зубьев z_1 малой звездочки, нагрузки или давления p в шарнирах, условий смазки, износостойкости материала деталей шарниров, допускаемого относительного износа (см. ниже).

Срок службы цепи увеличивается с увеличением межосевого расстояния a , так как при этом увеличивается длина цепи L и уменьшается число пробогов цепи в единицу времени, т. е. уменьшается число поворотов в каждом шарнире цепи.

С увеличением z_1 уменьшается угол поворота в шарнирах [см. формулу (13.17)], что благоприятно сказывается на уменьшении износа. Однако при этом уменьшается допускаемый износ ($\Delta p_n/p_n$). Параметры z_1 и $\Delta p_n/p_n$ взаимосвязаны. Рекомендации по выбору этих параметров рассматриваются ниже.

Решающее влияние на долговечность цепи по износу шарниров оказывает величина давления p в шарнирах. Опытами установлено, что влияние p на долговечность цепи проявляется в степенной форме (во второй и даже в третьей степени в зависимости от условий смазки [10]) и значительно превышает влияние всех других факторов. Не менее существенно влияние смазки и загрязнения цепи (см. табл. 13.2 и 13.3).

Допускаемый износ цепи и рекомендации по выбору числа зубьев звездочек. Допускаемая величина относительного износа $\Delta p_n/p_n$ ограничивается возможностью потери зацепления цепи со звездочкой, а также уменьшением прочности цепи. Шаг p_n новой цепи равен шагу звездочки по делительной окружности d . При этом цепь располагается на звездочке так, как изображено на рис. 13.11, а. Шаг изношенной цепи, измеряемый как расстояние между центрами роликов,

$$p'_n = p_n + \Delta p_n. \quad (13.18)$$

Изношенная цепь с увеличенным шагом располагается на новом диаметре звездочки d' (рис. 13.11, б). Учитывая формулу (13.8) и малую величину угла π/z , запишем

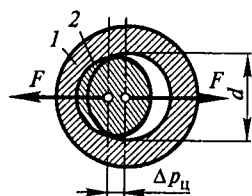


Рис. 13.10

$$d' = \frac{p'_n}{\sin \pi/z} = \frac{p_n}{\sin \pi/z} + \frac{\Delta p_n}{\sin \pi/z} \approx d + \frac{\Delta p_n z}{\pi}. \quad (13.19)$$

Нетрудно видеть (рис. 13.11, б), что зацепление возможно только при условии

$$d' \leq D_n + d_p \sin \gamma = \text{const}. \quad (13.20)$$

Здесь учтено, что для стандартных цепей и звездочек заданного шага правая часть уравнения есть величина постоянная.

Анализируя совместно формулы (13.18), (13.19) и (13.20), можно отметить, что при данном износе Δp_n диаметр d' , а следовательно, и возможность спадания цепи со звездочки возрастают с увеличением z . Цепь теряет зацепление в первую очередь с большей звездочкой из пары, так как $z_2 > z_1$.

Применять звездочки с малым числом зубьев выгодно по условию сохранения зацепления с изношенной цепью. По условиям зацепления при малых z можно допускать больший относительный износ ($\Delta p_n/p_n$), который при этих условиях ограничивается только уменьшением прочности изношенной цепи и возможностью ее разрыва. Отметим также, что с уменьшением z уменьшаются габариты передачи. В то же время, как установлено выше, уменьшение z приводит к увеличению интенсивности износа цепи, неравномерности хода, шума и динамических нагрузок.

Таким образом, при выборе числа зубьев звездочек встречаются два противоречивых явления. С одной стороны, при большом числе зубьев цепь изнашивается медленнее, но зато мало изношенная, далеко не потерявшая своей прочности цепь теряет зацепление со звездочкой. С другой стороны, при малом числе зубьев износ цепи происходит быстрее, но зато и при большом износе цепь не теряет способности зацепления со звездочкой. Она может работать до полной потери своей прочности (до разрыва). Очевидно, что существует такое оптимальное число зубьев звездочки, при котором цепь имеет максимальный срок службы с учетом ее прочности и способности к зацеплению.

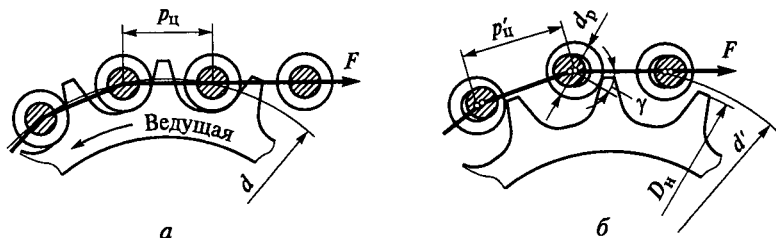


Рис. 13.11

Для передач с роликовой цепью рекомендуют следующие числа зубьев малой звездочки z_1 :

i	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	> 6
z_1	30...27	27...25	25...23	23...21	21...17	17...15

Примечания: 1. Большие z_1 — для быстроходных передач. При $v > 25$ м/с рекомендуется принимать $z_1 > 35$. 2. Для тихоходных передач можно принимать z_1 меньше, но не менее $z_{\min} = 7$. 3. По условиям потери зацепления изношенной цепью желательнее принимать максимальное число зубьев большой звездочки $z_{2\max} \leq 100...120$.

Допускаемое давление в шарнирах цепи. На основе специальных испытаний и опыта эксплуатации рекомендуют принимать $[p_0]$ согласно табл. 13.1. Эти величины соответствуют *типовой передаче*, работающей в средних условиях эксплуатации: нагрузка постоянная и равномерная, расположение горизонтальное, натяжение поддерживается в пределах нормы, смазка и защита от загрязнения удовлетворительные, величины z , a , i , $p_{\text{н}}$, а также качество цепи — в пределах рекомендуемых норм, долговечность цепи по износу не менее 3000...5000 ч.

Таблица 13.1

Шаг цепи, мм	Допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей $[p_0]$, МПа, при частоте вращения малой звездочки n , мин ⁻¹							
	< 50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7...15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
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	—	—	—

Влияние различий в условиях работы рассчитываемой и типовой передач принято учитывать введением коэффициента эксплуатации K_3 . При этом для рассчитываемой передачи

$$[p] = [p_0] / K_3. \quad (13.21)$$

В свою очередь,

$$K_3 = K_d K_a K_n K_{\text{рег}} K_c K_{\text{реж}}. \quad (13.22)$$

Здесь K_d — коэффициент динамической нагрузки; K_a — коэффициент межосевого расстояния или длины цепи; K_n — коэффициент наклона передачи к горизонту; $K_{\text{рег}}$ — коэффициент способа регулировки натяжения цепи; K_c — коэффициент смазки и загрязнения передачи; $K_{\text{реж}}$ — коэффициент режима или продолжительности работы передачи в течение суток. Величины коэффициентов и ре-

комендации по выбору смазки цепных передач приведены в табл. 13.2 и 13.3.

Таблица 13.2

Условия работы		Рекомендуемые коэффициенты
Нагрузка равномерная или близкая к ней		$K_d \approx 1$
Нагрузка переменная		$K_d \approx 1,2 \dots 1,5$
$a = (30 \dots 50) p_a$		$K_a = 1$
$a \leq 25 p_d$		$K_a = 1,25$
$a \geq (60 \dots 80) p_d$		$K_a = 0,8$
Линия центров звездочек наклонена к горизонту:		
до 60°		$K_n \approx 1$
больше 60°		$K_n \approx 1,25$
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. 13.3)	
без пыли		$K_c \approx 0,8$
запыленное	I	$K_c \approx 1$
	II	$K_c \approx 1,3$
	III	$K_c \approx 1,8$ до $v = 4$ м/с
грязное	III	$K_c \approx 3$ до $v = 7$ м/с
	IV	$K_c \approx 3$ до $v = 4$ м/с
	IV	$K_c \approx 6$ до $v = 7$ м/с
односменное двухсменное трехсменное		$K_{рег} = 1$
		$K_{рег} = 1,25$
		$K_{рег} = 1,45$

Таблица 13.3

Качество смазки	Смазка цепных передач при окружной скорости v , м/с			
	< 4	< 7	< 12	≥ 12
I — хорошая	Капельная 4...10 кап/мин	В масляной ванне	Циркуляционная под давлением	Разбрызгиванием
II — удовлетворительная	Густая внутрিশарнирная Пропитка цепи через 120...180 ч	Капельная 20 кап/мин	В масляной ванне	Циркуляционная под давлением
III — недостаточная	Периодическая через 6...8 ч			
IV — работа без смазки	Допускается при v до 0,07 м/с			

§ 13.7. Практический расчет цепной передачи

Практический расчет цепной передачи сводится к тому, чтобы по заданным P , n_1 и i определить p_n , z и a . Рекомендации по выбору z и a приведены в § 13.6 и формуле (13.5).

Выбор шага цепи. Стандартные цепи построены так, что с увеличением шага цепи увеличиваются ее статическая прочность и площадь опорной поверхности шарнира, а следовательно, и нагрузочная способность по давлению в шарнирах. Таким образом, шаг цепи связан с нагрузкой передачи. На основании формул (13.16) и (13.21) можно записать

$$F_i = [p]Bd = [p_0]Bd/K_3.$$

И далее, используя формулы (13.1) и (13.2), получим

$$P_1 = [p_0]Bdz_1n_1p_n/(K_3 \cdot 60).$$

$$\left. \begin{aligned} \text{Обозначим } K_z = z_{01}/z_1 \text{ коэффициент числа зубьев,} \\ K_n = n_{01}/n_1 \text{ — коэффициент частоты вращения.} \end{aligned} \right\} \quad (13.23)$$

$$\text{При этом } P_1 = [p_0]Bdz_{01}n_{01}p_n/(K_3K_zK_n \cdot 60). \quad (13.24)$$

Произведение $P_1K_3K_zK_n$ можно рассматривать как расчетную мощность P_p , эквивалентную по своему влиянию на долговечность цепи мощности P_1 , приложенной в условиях работы базовой передачи:

$$P_p = P_1K_3K_zK_n = [p_0]Bdz_{01}n_{01}p_n/60. \quad (13.25)$$

Для удобства практических расчетов по формуле (13.24) составлена табл. 13.4 допустимых величин расчетной мощности в зависимости от шага цепей. Здесь использована связь между $[p_0]$, n_{01} и p_n , определяемая по табл. 13.1. Кроме того, принято $z_{01} = 25$, а за n_{01} принимается ближайшая к расчетной частота вращения из ряда в табл. 13.1: $n_{01} = 50, 200, 400, 600, 800, 1000, 1200, 1600 \text{ мин}^{-1}$.

После определения расчетной мощности для проектируемой передачи по условию

$$P_p = P_1K_3K_zK_n \leq [P_p] \quad (13.26)$$

по табл. 13.4 назначают шаг цепи p_n , который должен быть $\leq [p_n]_{\max}$, указанного на с. 302. Если однорядная цепь недостаточна или имеет слишком большой шаг, то применяют многорядную цепь. При этом

Таблица 13.4

Приводные роликовые одворядные цепи типа ПР из ГОСТ 13568 — 75	Шаг $P_{ц}$, мм	Диаметр валика d , мм	Длина втулки B , мм	[P_p], кВт; при частоте вращения малой звездочки n_{01} , мин ⁻¹ , и $z_{01}=25$							
				50	200	400	600	800	1000	1200	1600
ПР-12,7 — 9000 — 2	12,7	3,66	5,80	0,19	0,68	1,23	1,68	2,06	2,42	2,72	3,20
ПР-12,7 — 18000 — 1	12,7	4,45	8,90	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	4,52	5,06	5,95
ПР-12,7 — 18000 — 2*	12,7	4,45	11,30	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	5,74	6,43	7,55
ПР-15,875 — 23000 — 1	15,875	5,08	10,11	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	7,34	8,22	9,65
ПР-15,875 — 23000 — 2*	15,875	5,08	13,28	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	9,63	10,8	12,7
ПР-19,05 — 32000*	19,05	5,96	17,75	1,41	4,80	8,38	11,4	13,5	15,3	16,9	19,3
ПР-25,4 — 56700*	25,4	7,95	22,61	3,20	11,0	19,0	25,7	30,7	34,7	38,3	43,8
ПР-31,75 — 88500*	31,75	9,55	27,46	5,83	19,3	32,0	42,0	49,3	54,9	60,0	—
ПР-38,1 — 127000	38,1	11,12	35,46	10,5	34,8	57,7	75,7	88,9	99,2	108	—
ПР-44,45 — 172400*	44,45	12,72	37,19	14,7	43,7	70,6	88,3	101	—	—	—
ПР-50,8 — 226800*	50,8	14,29	45,21	22,9	68,1	110	138	157	—	—	—

Примечания: 1. В обозначениях цепи кроме шага указаны статическая нагрузка, H , и габарит по ширине (1 или 2). 2. Кроме нормальных (ПР) изготовляют длиннозвенные облегченные (ПРД) цепи. 3. Цепи, отмеченные звездочкой, изготовляют также двухрядными и трехрядными.

$$P'_p = P_p / K_{\text{ряд}} \leq [P_p], \quad (13.27)$$

где $K_{\text{ряд}}$ — коэффициент числа рядов, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по рядам цепи:

Число рядов	1	2	3	4
$K_{\text{ряд}}$	1	1,7	2,5	3

Параметрами оптимизации для цепной передачи являются: 1) тип цепи; 2) число рядов цепи; 3) число зубьев звездочек; 4) шаг цепи (с учетом частоты вращения); 5) межосевое расстояние.

Вопросы для самоподготовки

1. Какие достоинства цепной передачи обеспечивают ей широкое применение и в каких областях?
2. Какие типы цепей наиболее распространены?
3. С чем связаны неравномерность хода цепной передачи, удары шарниров цепи по зубьям звездочки и колебания ветвей цепи?
4. От чего зависит интенсивность износа шарниров цепи?
5. Почему изношенная цепь теряет зацепление со звездочкой (спадает со звездочек) и как это учитывают при выборе числа зубьев звездочек?
6. По какому критерию выполняют расчет цепной передачи?
7. По каким параметрам оптимизируют конструкцию цепной передачи?

Пример расчета 13.1. Рассчитать цепную передачу в приводе цепного транспортера: $P_1 = 2,8$ кВт, $n_1 = 150$ мин⁻¹, $i = 3$, расположение линии центров передачи под углом 30° к горизонту, передача открытая, работает в пыльном помещении в одну смену, регулируется передвижением оси малой звездочки, цепь роликовая.

Решение. 1. Назначаем $z_1 = 25$, $z_2 = 25 \cdot 3 = 75 < z_{2\text{max}} = 100 \dots 120$ (с. 305).

2. По рекомендации (13.5) назначаем межосевое расстояние $a = 40p_n$.

3. По формуле (13.26) определяем расчетную мощность, принимая величины коэффициентов по табл. 13.2: $K_d = 1$ (нагрузка близка к равномерной), $K_a = 1$, $K_n = 1$, $K_{\text{рег}} = 1$, $K_c = 1,3$ (выбираем смазку П), $K_{\text{реж}} = 1$. По формулам (13.22) и (13.23), $K_3 = 1,3$; $K_z = 25/25 = 1$; $K_n = 200/150 = 1,33$. Принимаем $K_{\text{ряд}} = 1$; $P_p = 2,8 \cdot 1,3 \cdot 1,33 = 4,84$ кВт.

4. По табл. 13.4 для принятых $n_{01} = 200$ мин⁻¹ и $P_p = 4,84$ кВт назначаем однорядную цепь с шагом $p_n = 19,05$ мм. При этом $a = 40 \cdot 19,05 \approx 760$ мм. Убеждаемся, что найденное $p_n < [p_n]_{\text{max}}$ (с. 302).

5. По формуле (13.2), $v = z_1 n_1 p_n / 60 = 25 \cdot 150 \cdot 19,05 \cdot 10^{-3} / 60 \approx 1,2$ м/с.

По табл. 13.3 назначаем густую внутришарнирную смазку.

6. Число звеньев цепи или длина цепи в шагах, по формуле (13.6),

$$L_p = \frac{2 \cdot 760}{19,05} + \frac{25 + 75}{2} + \left(\frac{75 - 25}{2\pi} \right)^2 \frac{19,05}{760} = 131,4.$$

Округляя до целого числа, принимаем $L_p = 132$. Уточняем a по формуле (13.7):

$$a = \frac{19,05}{4} \left[132 - \frac{25 + 75}{2} + \sqrt{\left(132 - \frac{25 + 75}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{75 - 25}{2\pi} \right)^2} \right] = 766 \text{ мм.}$$

Учитывая рекомендации по уменьшению межосевого расстояния [см. примечание к формуле (13.7)] на $\Delta a = 0,003a \approx 2$ мм, окончательно назначаем $a = 764$ мм.

7. Диаметры звездочек определяем по формуле (13.8):

$$d_1 = \frac{19,05}{\sin(\pi/25)} = 152 \text{ мм}; \quad d_2 = \frac{19,05}{\sin(\pi/75)} = 455 \text{ мм}.$$

На этом расчет передачи можно закончить. Ниже определены некоторые параметры для того, чтобы подтвердить правильность принятых ранее допущений.

Окружная сила, по формуле (13.1), $F_t = P/v = 2,8 \cdot 10^3 / 1,2 = 2330$ Н.

Натяжение от центробежных сил, по формуле (13.10), $F_v = 1,9 \cdot 1,2^2 = 2,7$ Н, где, по таблице ГОСТа, $q = 1,9$ кг/м.

Сила предварительного натяжения от массы цепи, по формуле (13.11), $F_0 = 6 \cdot 0,764 \cdot 1,9 \cdot 9,81 = 85$ Н. Обе эти силы малы по сравнению с F_t , что оправдывает принятые допущения. Оценим возможность резонансных колебаний цепи по формуле (13.14) при $F_1 \approx F_t$:

$$n_{1k} = \frac{30}{25 \cdot 0,764} \sqrt{\frac{2330}{1,9}} = 55 \text{ мин}^{-1} < n_1 = 150 \text{ мин}^{-1}.$$

Резонанса нет.

Глава 14

ПЕРЕДАЧА ВИНТ — ГАЙКА

§ 14.1. Общие сведения

Передача винт — гайка служит для преобразования вращательного движения в поступательное. Основы теории винтовой пары (типы резьб, силовые и кинематические зависимости, КПД и др.) изложены в гл. 1. Ниже излагаются только некоторые дополнительные сведения.

В винтовых механизмах вращение винта или гайки осуществляют обычно с помощью маховика, шестерни и т. п. При этом передаточное отношение условно можно выразить отношением окружного перемещения маховичка S_m к перемещению гайки (винта) S_r :

$$i = S_m/S_r = \pi d_m/p_1, \quad (14.1)$$

где d_m — диаметр маховичка (шестерни и т. п.); p_1 — ход винта. При малом p_1 и сравнительно большом d_m можно получить очень большое i . Например, при $p_1 = 1$ мм $d_m = 200$ мм, $i = 628$.

Зависимость между окружной силой F_t на маховичке и осевой силой F_a на гайке (винте) запишем в виде

$$F_t = F_a i \eta, \quad (14.2)$$

где η — КПД винтовой пары. Для $i=628$ и $\eta \approx 0,3$ получим $F_a \approx 190F_t$.

Таким образом, при простой и компактной конструкции передача винт — гайка позволяет получить большой выигрыш в силе или осуществлять медленные и точные перемещения.

Основной недостаток передачи — низкий КПД. В соответствии с этим передачу винт — гайка применяют в механизмах, где необходимо создавать большие силы F_a (домкраты, прессы и т. п.), а также в механизмах точных перемещений (механизмы подачи станков, измерительные, установочные и регулировочные механизмы).

Разработано много конструкций специальных винтовых пар, которые позволяют компенсировать ошибки изготовления, зазоров и износа; обеспечивают очень большие передаточные отношения (дифференциальная двойная резьба с разным шагом); повышают КПД путем замены трения скольжения трением качения (шариковые винтовые пары) и т. п. (см. [32]).

§ 14.2. Особенности расчета резьбы винтовых механизмов

Основным критерием работоспособности этих резьб является износостойкость. В целях уменьшения износа применяют антифрикционные пары материалов (сталь — чугун, сталь — бронза и др.), смазку трущихся поверхностей, малые допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{см}]$. Величина $\sigma_{см}$ в резьбе винтовых механизмов определяется такой же формулой, как и в крепежной [см. формулу (1.13)], а именно:

$$\sigma_{см} = F_a / (\pi d_2 h z) \leq [\sigma_{см}]. \quad (14.3)$$

Для проектного расчета формулу (14.3) целесообразно преобразовать, заменив $z = H/p$ и обозначив:

$$\left. \begin{aligned} \psi_H = H/d_2 & \text{— коэффициент высоты гайки,} \\ \psi_h = h/p & \text{— коэффициент высоты резьбы.} \end{aligned} \right\} \quad (14.4)$$

При этом получим

$$d_2 \geq \sqrt{F_a / (\pi \psi_H \psi_h [\sigma_{см}])}. \quad (14.5)$$

Здесь $\psi_H = 0,5$ — трапециевидная и прямоугольная резьбы (см. рис. 1.5, б, а); $\psi_h = 0,75$ — упорная резьба (см. рис. 1.5, в). Коэффициент высоты гайки выбирают в пределах $\psi_H = 1,2 \dots 2,5$. Допускаемое напряжение смятия в резьбе для пар; закаленная сталь — бронза $[\sigma_{см}] = 11 \dots 13$ МПа; незакаленная сталь — бронза $[\sigma_{см}] =$

$= 8 \dots 10$ МПа; незакаленная сталь — чугун $[\sigma_{см}] = 4 \dots 6$ МПа. Величину $[\sigma_{см}]$ в резьбе винтовых механизмов точных перемещений, например в делительных цепях станков, принимают в 2...3 раза меньше, чем для винтов общего назначения.

После расчета по формуле (14.3) величину d_2 согласуют со стандартом.

В винтовых механизмах неравномерность распределения нагрузки по виткам выравнивается вследствие приработки резьбы. Поэтому здесь допускают более высокие гайки, чем в крепежных изделиях.

После расчета резьбы винты, работающие на сжатие, например винты домкратов, проверяют на прочность и устойчивость. Методика такого расчета изложена в примере.

Пример расчета 14.1. Рассчитать винт домкрата, нагруженный по схеме рис. 14.1, а также определить его КПД. Резьба самотормозящая, упорная. Грузоподъемность $F_a = 150\,000$ Н, $l = 1000$ мм, винт — сталь 35, гайка — чугун, подпятник 7 шариковый.

Решение. 1. Определяем диаметр винта по условию износостойкости — формула (14.5), приняв $[\sigma_{см}] = 6$ МПа, $\psi_H = 2,1$; $\psi_h = 0,75$:

$$d_2 \geq \sqrt{150\,000 / (\pi \cdot 2,1 \cdot 0,75 \cdot 6)} = 71,1 \text{ мм.}$$

По таблицам стандарта выбираем резьбу (рис. 14.1): $d = 85$ мм; $p = 12$ мм; $d_1 = 64,2$ мм; $d_2 = 76$ мм; $h = 9$ мм.

Стандартом предусмотрены три шага ($p = 20$; 12; 5 мм) для данного диаметра резьбы. Выбор шага резьбы в данном случае зависит от соблюдения условия самоторможения $\psi < \varphi$. Принимая для смазанного винта $f = 0,1$, получим

$$\varphi = \arctg f = 5^\circ 50';$$

$$\psi = \arctg [p / (\pi d_2)] = \arctg [12 / (\pi \cdot 75)] \approx 2^\circ 50',$$

что обеспечивает достаточный запас самоторможения. При шаге $p = 20$ мм, $\psi = 5^\circ 10'$ запас самоторможения был бы недостаточным.

Из формулы (14.4) имеем высоту гайки

$$H = \psi_H \cdot d_2 = 2,1 \cdot 76 = 159,6 \text{ мм.}$$

Назначаем $H = 160$ мм.

Так как стержень винта работает на сжатие и имеет большую свободную длину, его необходимо проверить на прочность с учетом устойчивости по формуле $\sigma = 4F_a / (\pi d_1^2) \leq \gamma [\sigma]$. Для материала винта (см. табл. 1.1), приняв коэффициент запаса прочности $s = 2$, получаем $[\sigma] = \sigma_T / s = 300 / 2 = 150$ МПа.

Коэффициент уменьшения допускаемых напряжений γ для сжатых стержней выбирают в зависимости от гибкости λ :

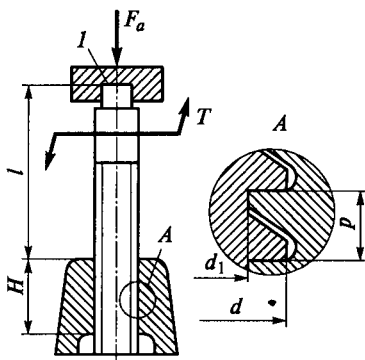


Рис. 14.1

λ	30	50	60	80	100	120	140	160
γ	0,91	0,86	0,82	0,70	0,51	0,37	0,29	0,24
	0,91	0,83	0,79	0,65	0,43	0,30	0,23	0,19

Примечание. Нижний ряд γ относится к сталям повышенного качества: $\lambda = \mu l / i = 8l / d_1 = 8 \cdot 1000 / 64,2 = 124$; $\gamma \approx 0,35$. Здесь, учитывая, что $\psi_H > 2$, принято $\mu = 2$, для круглого сечения радиус инерции

$$i = \sqrt{J/A} = d_1/4.$$

При этом $\sigma = 4 \cdot 150000 / (\pi \cdot 64,2^2) = 46,5 < 0,35 \cdot 150 = 52,5$ МПа.

2. Определяем КПД по формуле (1.11). Потери в упорном шариковом подшипнике по малости не учитываем. При наличии слабой смазки в резьбе принимаем $f = 0,1$; $\eta = \operatorname{tg} 2^\circ 50' / \operatorname{tg} (2^\circ 50' + 5^\circ 50') = 0,32$.

Раздел третий

ВАЛЫ, ПОДШИПНИКИ, МУФТЫ

Глава 15

ВАЛЫ И ОСИ

§ 15.1. Общие сведения

На валах и осях размещают вращающиеся детали: зубчатые колеса, шкивы, барабаны и т. п. Вал отличается от оси тем, что передает вращающий момент от одной детали к другой, а ось не передает. Например, на рис. 15.1 момент от полумуфты 3 к шестерне 1 передается валом 2, а на рис. 15.2, где изображен барабан грузоподъемной машины, момент от зубчатого венца передается канату самим барабаном. Вал всегда вращается, а ось может быть вращающейся (рис. 15.2, а) или невращающейся (рис. 15.2, б).

Различают валы прямые, коленчатые и гибкие. Наибольшее распространение имеют прямые валы. Коленчатые валы применяют в поршневых машинах. Гибкие валы допускают передачу вращения при больших перегибах (например, в зубоорудных бормашинах). Коленчатые и гибкие валы относят к специальным деталям и не изучают в настоящем курсе.

По конструкции различают валы и оси гладкие (рис. 15.2) и фасонные или ступенчатые (рис. 15.1), а также сплошные и полые. Образование ступеней связано с закреплением деталей на валу или

самого вала в осевом направлении, а также с возможностью монтажа детали при посадках с натягом. Полые валы изготовляют для уменьшения массы или в тех случаях, когда через вал пропускают другую деталь, подводят масло и пр.

Прямые валы изготовляют преимущественно из углеродистых и легированных сталей. Чаще других применяют сталь Ст5 для валов

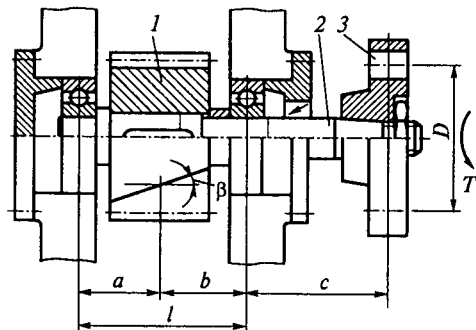


Рис. 15.1

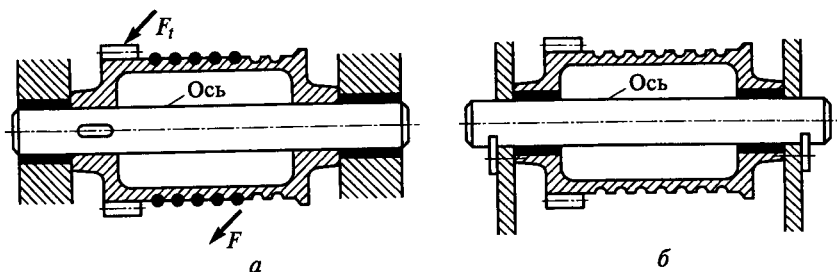


Рис. 15.2

без термообработки; сталь 45 или 40Х для валов с термообработкой (улучшение); сталь 20 или 20Х для быстроходных валов на подшипниках скольжения, у которых цапфы цементируют для повышения износостойкости. Механические характеристики материалов см. в табл. 8.7.

§ 15.2. Проектный расчет валов

При проектном расчете обычно известны вращающий момент T или мощность P и частота вращения n , нагрузка и размеры основных деталей, расположенных на валу (например, зубчатых колес). Требуется определить размеры и материал вала.

Валы рассчитывают на прочность, жесткость и колебания. Основной расчетной нагрузкой являются моменты T и M , вызывающие кручение и изгиб. Влияние сжимающих или растягивающих сил обычно мало и не учитывается. Расчет осей является частным случаем расчета валов при $T=0$.

Для выполнения расчета вала необходимо знать его конструкцию (места приложения нагрузки, расположение опор и т. п.). В то же время разработка конструкции вала невозможна без хотя бы приближенной оценки его диаметра. На практике обычно используют следующий порядок проектного расчета вала.

1. Предварительно оценивают средний диаметр вала из расчета только на кручение при пониженных допускаемых напряжениях (изгибающий момент пока не известен, так как неизвестны расположение опор и места приложения нагрузок).

Напряжения кручения

$$\tau = T/W_p = T/(0,2d^3) \leq [\tau] \text{ или } d = \sqrt[3]{T/(0,2[\tau])}. \quad (15.1)$$

Обычно принимают:

$$\left. \begin{aligned} [\tau] &= (20 \dots 30) \text{ МПа} && \text{для трансмиссионных валов,} \\ [\tau] &= (12 \dots 15) \text{ МПа} && \text{для редукторных и других} \\ &&& \text{аналогичных валов.} \end{aligned} \right\} \quad (15.2)$$

Предварительно оценить диаметр проектируемого вала можно, также ориентируясь на диаметр того вала, с которым он соединяется (валы передают одинаковый момент T). Например, если вал (см. рис. 15.1) соединяется с валом электродвигателя (или другой машины), то диаметр его входного конца можно принять равным или близким к диаметру выходного конца вала электродвигателя.

2. После оценки диаметра вала разрабатывают его конструкцию (см. пример на рис. 15.1).

3. Выполняют проверочный расчет выбранной конструкции по методике, изложенной ниже, и, если необходимо, вносят исправления. При этом учитывают, что диаметр вала является одним из основных параметров, определяющих размеры и нагрузочную способность подшипников. На практике нередки случаи, когда диаметр вала определяется не прочностью самого вала, а прочностью подшипников. Поэтому расчеты вала и подшипников взаимосвязаны.

§ 15.3. Проверочный расчет валов

Выбор расчетной схемы и определение расчетных нагрузок. Расчет валов базируют на тех разделах курса сопротивления материалов, в которых рассматривают неоднородное напряженное состояние и расчет при переменных напряжениях. При этом действительные условия работы вала заменяют условными и приводят к одной из известных расчетных схем. При переходе от конструкции к расчетной схеме производят схематизацию нагрузок, опор и формы вала. Вследствие такой схематизации расчет валов становится приближенным.

Напомним, что в расчетных схемах используют три основных типа опор: шарнирно-неподвижную, шарнирно-подвижную, защемление или заделку. Защемление применяют иногда в опорах неподвижных осей. Для вращающихся осей и валов защемление не допускают.

Выбирая тип расчетной опоры, необходимо учитывать, что деформативные перемещения валов обычно весьма малы, и если конструкция действительной опоры допускает хотя бы небольшой поворот или перемещение, то этого достаточно, чтобы считать ее шарнирной или подвижной. При этих условиях подшипники, одновременно воспринимающие осевые и радиальные нагрузки, заменяют шарнирно-неподвижными опорами, а подшипники, воспринимающие только радиальные нагрузки, — шарнирно-подвижными.

Условимся в дальнейшем все рассуждения иллюстрировать примером расчета вала, изображенного на рис. 15.1. Для этого вала,

учитывая наклон зуба шестерни и направление момента T , левую опору заменяем шарнирно-неподвижной, а правую — шарнирно-подвижной опорами (рис. 15.3).

Действительные нагрузки не являются сосредоточенными, они распределены по длине ступицы, ширине подшипника и т. п. Расчетные нагрузки рассматривают обычно как сосредоточенные. В нашем примере (см. рис. 15.1) вал нагружен силами F_b , F_a и F_r (см. рис. 8.28), действующими в полюсе зацепления (рис. 15.3, а), и моментом T на полумуфте. В гл. 17 показано, что большинство муфт вследствие неизбежной несоосности соединяемых валов нагружают вал дополнительной силой F_M . Примеры определения F_M для некоторых типов муфт даны в той же главе.

При расчете валов приближенно можно принимать $F_M = (0,2 \dots 0,5) F_{iM}$, где F_{iM} — окружная сила на муфте или как $F_M \approx 125 \sqrt{T}$ — для входных валов редукторов и выходных валов одноступенчатых редукторов; $F_M \approx 250 \sqrt{T}$ — для выходных валов многоступенчатых редукторов. Здесь T — в [Н·м]. Последние формулы учитывают, что в общем случае на конце вала может быть установлена не только муфта, а шестерня, звездочка или шкив.

Из приведенной на рис. 15.3, а расчетной схемы видно, что векторы сил F_r и F_a расположены в вертикальной плоскости (в плоскости чертежа рис. 15.1 или рис. 15.3), а вектор окружной силы F_t — в горизонтальной плоскости. Вектор силы F_M расположен в плоскости смещения рассчитываемого и присоединяемого к нему валов. Положение этой плоскости на стадии расчетов определить невозможно, оно может быть любым, так как зависит от случайных неточностей монтажа. В связи с этим расчетную схему вала по рис. 15.3, а целесообразно представить в виде трех отдельных схем — см. рис. 15.3, б, в, г, где F_t , F_r и F_a приведены

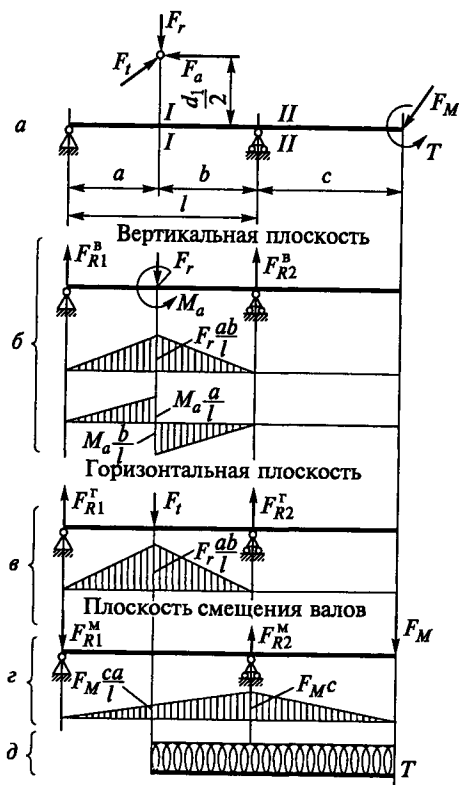


Рис. 15.3

к оси вала. На рис. 15.3, б изгибающий момент $M_a = F_a \cdot d_1/2$, а на рис. 15.3, д вращающий момент $T = F_t \cdot d_1/2$ (в сечении I—I) являются результатом такого приведения. Здесь d_1 — делительный диаметр шестерни.

Под каждой из трех расчетных схем построены эпюры изгибающих моментов, действующих в трех указанных выше плоскостях. По этим эпюрам легко определить суммарные изгибающие моменты в любом сечении вала.

Так, например, рассматривая случай нагружения сечения I—I максимальным изгибающим моментом (худший случай), можно записать:

$$M_{I-I} = \sqrt{M_{\text{верт}}^2 + M_{\text{гор}}^2} + M_M, \text{ где}$$

$$M_{\text{верт}} = F_r \frac{ab}{l} + M_a \frac{a}{l}; \quad M_{\text{гор}} = F_t \frac{ab}{l}; \quad M_M = F_M \frac{ca}{l}.$$

Расчет на прочность. На практике установлено, что для валов основным видом разрушения является усталостное. Статическое разрушение наблюдается значительно реже. Оно происходит под действием случайных кратковременных перегрузок. Поэтому для валов расчет на сопротивление усталости является основным. Расчет на статическую прочность выполняют как проверочный.

При расчете на сопротивление усталости необходимо прежде всего установить характер цикла напряжений. Вследствие вращения вала напряжения изгиба в различных точках его поперечного сечения изменяются по симметричному циклу, даже при постоянной нагрузке (исключение составляют случаи, когда нагрузка вращается вместе с валом).

Напряжения кручения изменяются пропорционально изменению нагрузки. В большинстве случаев трудно установить действительный цикл нагрузки машины в условиях эксплуатации. Тогда расчет выполняют условно по номинальной нагрузке, а циклы напряжений принимают — симметричным для напряжений изгиба (рис. 15.4, а) и отнулевым для напряжений кручения (рис. 15.4, б). Выбор отнулевого цикла для напряжений кручения обосновывают тем, что большинство машин работает с переменным вращающим моментом, а знак момента изменяется только у реверсивных машин. Неточность такого приближенного расчета компенсируют при выборе запасов прочности.

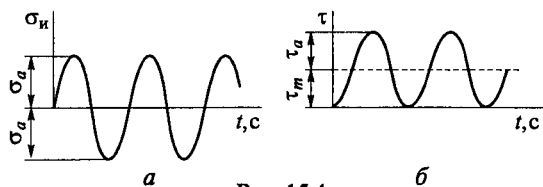


Рис. 15.4

Приступая к расчету, предположительно намечают опасные сечения вала, которые подлежат проверке (сечения I — I и II — II; рис. 15.3). При этом учитывают характер эпюр изгибающих и вращающих моментов, ступенчатую форму вала и места концентрации напряжений (см. рис. 15.1). Для опасных сечений определяют запасы сопротивления усталости и сравнивают их с допускаемыми. При совместном действии напряжений кручения и изгиба запас сопротивления усталости определяют по формуле

$$s = s_\sigma s_\tau / \sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2} \geq [s] \approx 1,5, \quad (15.3)$$

$$\left. \begin{aligned} \text{где } s_\sigma &= \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \text{ — запас сопротивления} \\ &\text{усталости при изгибе;} \\ s_\tau &= \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} \text{ — запас сопротивления уста-} \\ &\text{лости при кручении.} \end{aligned} \right\} \quad (15.4)$$

В этих формулах σ_a и τ_a — амплитуды переменных составляющих циклов напряжений, а σ_m и τ_m — постоянные составляющие.

Согласно принятому выше условию (рис. 15.4), при расчете валов

$$\left. \begin{aligned} \sigma_m &= 0; \quad \sigma_a = M / (0,1 d^3); \\ \tau_m &= \tau_a = 0,5 \tau = 0,5 T / (0,2 d^3); \end{aligned} \right\} \quad (15.5)$$

ψ_σ и ψ_τ — коэффициенты, корректирующие влияние постоянной составляющей цикла напряжений на сопротивление усталости.

Величины ψ_σ и ψ_τ зависят от механических характеристик материала.

По ГОСТ 25.504 — 82 рекомендуют

$$\left. \begin{aligned} \psi_\sigma &= 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_B; \\ \psi_\tau &= 0,5 \psi_\sigma, \end{aligned} \right\} \quad (15.6)$$

σ_{-1} и τ_{-1} — пределы выносливости. Их определяют по таблицам или приближенным формулам:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{-1} &\approx (0,4 \dots 0,5) \sigma_B; \\ \tau_{-1} &\approx (0,2 \dots 0,3) \sigma_B; \\ \tau_B &\approx (0,55 \dots 0,65) \sigma_B. \end{aligned} \right\} \quad (15.7)$$

$K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ — коэффициенты концентрации напряжений в расчетном (опасном) сечении при изгибе и кручении соответственно:

$$\left. \begin{aligned} K_{\sigma D} &= [(K_{\sigma}/K_{d\sigma} + 1/K_{F\sigma} - 1)/K_V, \\ K_{\tau D} &= [(K_{\tau}/K_{d\tau} + 1/K_{F\tau} - 1)/K_V. \end{aligned} \right\} \quad (15.8)$$

Здесь K_{σ} ; K_{τ} — эффективные коэффициенты концентрации напряжений; для ступенчатых галтельных переходов — табл. 15.1; для шпоночных пазов — табл. 15.2; для шлицевых и резьбовых участков валов — табл. 15.3;

$K_{d\sigma}$; $K_{d\tau}$ — коэффициенты, учитывающие размеры вала (масштабный фактор); $K_{F\sigma}$, $K_{F\tau}$ — коэффициенты, учитывающие качество (шероховатость) поверхности; K_V — коэффициент, учитывающий наличие поверхностного упрочнения (табл. 15.4). При отсутствии такового $K_V = 1$.

Величину отношения $K_{\sigma}/K_{d\sigma}$ для валов с концентраторами напряжений в виде канавок, галтельных переходов, поперечных отверстий и т. п. определяют по ГОСТ 25.504 — 82 или по таблицам справочников. Для посадок с натягом — по эмпирической формуле: $K_{\sigma}/K_{d\sigma} = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3$, где $K_1 = 0,38 + 1,48 \lg d$ при $d < 150$ мм и $K_1 = 3,6$ при $d \geq 150$ мм (d — диаметр вала); $K_2 = 0,305 + 0,0014\sigma_B$ (здесь и далее σ_B в МПа); $K_3 = 0,65 + 0,014p$ при $p \leq 25$ МПа и $K_3 = 1$, если $p > 25$ МПа [p — давление посадки см. формулу (7.5)]. При кручении $K_{\tau}/K_{d\tau} \approx 0,6K_{\sigma}/K_{d\sigma}$.

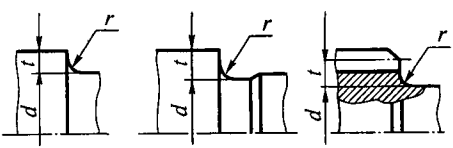
Величину масштабного фактора можно оценить по формуле

$$K_d = 0,5 \left[1 + \left(\frac{d}{7,5} \right)^{-2\nu} \right],$$

где d (мм) — диаметр вала. При изгибе ($K_{d\sigma}$) $\nu = 0,19 - 1,25 \cdot 10^{-4}\sigma_B$. При кручении ($K_{d\tau}$) величину ν увеличивают в 1,5 раза.

Величины коэффициентов $K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ определяют по формулам: при изгибе $K_{F\sigma} = 1 - 0,22 [\lg(\sigma_B/20) - 1] \lg R_z$, если $R_z > 1$ мкм, и $K_{F\sigma} = 1$ при $R_z \leq 1$ мкм; при кручении $K_{F\tau} = 0,575K_{F\sigma} + 0,425$. При наличии в расчетном сечении вала нескольких концентраторов напряжений в формулах (15.8) учитывают тот концентратор, у которого больше величина K_{σ} или K_{τ} .

Таблица 15.1



$\frac{t}{r}$	$\frac{r}{d}$	K_{σ}				K_{τ}			
		при σ_B (МПа)							
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
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	1,6	1,6	1,65	1,75
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
5	0,01	2,1	2,25	2,35	2,5	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 15.2

σ_B , МПа	K_{σ}		K_{τ}
	паз выполнен концевой фрезой	паз выполнен дисковой фрезой	
500	1,8	1,5	1,4
700	2,0	1,55	1,7
900	2,2	1,7	2,05
1200	2,6	1,9	2,4

Таблица 15.3

σ_B , МПа	K_{σ}		K_{τ}		
	для шлицев	для резьбы	для прямо-боковых шлицев	для эвольвентных шлицев	для резьбы
500	1,45	1,8	2,25	1,45	1,35
700	1,6	2,2	2,45	1,5	1,7
900	1,7	2,45	2,65	1,55	2,1
1200	1,75	2,9	2,8	1,6	2,35

Способ упрочнения поверхности	K_Y		
	$K_\sigma=1$	$K_\sigma=1,1\dots1,5$	$K_\sigma \geq 1,8$
Закалка ТВЧ	1,3...1,6	1,6...1,7	2,4...2,8
Азотирование	1,15...1,25	1,3...1,9	2,0...3,0
Обкатка роликом	1,2...1,4	1,5...1,7	1,8...2,2
Дробеструйный наклеп	1,1...1,3	1,4...1,5	1,6...2,5

Отметим, что приведенные выше табличные данные, а также эмпирические (корреляционные) формулы, позволяющие определить коэффициенты $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$, получены в результате обширных экспериментальных исследований [19, 22]. Их анализ показывает, что с увеличением предела прочности σ_s стали повышается ее чувствительность к резким изменениям формы, влиянию шероховатости поверхности и размеров детали. Это означает, что при разработке конструкции валов из высокопрочных сталей следует уделять особое внимание уменьшению концентрации напряжений и шероховатости поверхности.

Сопротивление усталости можно значительно повысить, применив тот или иной метод поверхностного упрочнения: азотирование, поверхностную закалку ТВЧ, дробеструйный наклеп, обкатку роликами и т. д. При этом можно получить увеличение предела выносливости до 50% и более. Чувствительность деталей к поверхностному упрочнению уменьшается с увеличением ее размеров.

Формулы (15.4) относятся к расчету вала на длительный срок службы.

Ограниченность срока службы и переменность режима нагрузки учитывают [при невыполнении условия (15.3)] по методике, изложенной в гл. 8.

Проверку статической прочности производят в целях предупреждения пластических деформаций и разрушений с учетом кратковременных перегрузок (например, пусковых и т. п.). При этом определяют эквивалентное напряжение по формуле

$$\sigma_{\text{эк}} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma], \quad (15.9)$$

где

$$\left. \begin{aligned} \sigma_n &= M/(0,1d^3), \\ \tau &= T/(0,2d^3). \end{aligned} \right\} \quad (15.10)$$

Здесь M и T — изгибающий и вращающий моменты в опасном сечении при перегрузке.

Предельное допускаемое напряжение $[\sigma]$ принимают близким к пределу текучести σ_T :

$$[\sigma] \approx 0,8\sigma_T. \quad (15.11)$$

Расчет на жесткость. Упругие перемещения вала отрицательно влияют на работу связанных с ним деталей: подшипников, зубчатых колес, катков фрикционных передач и т. п. От прогиба вала (рис. 15.5) в зубчатом зацеплении возникает концентрация нагрузки по длине зуба (см. рис. 8.13). При больших углах поворота θ в подшипнике может произойти защемление вала (см. правую опору на рис. 15.5). В металлорежущих станках перемещения валов (в особенности шпинделей) снижают точность обработки и качество поверхности деталей. В делительных и отсчетных механизмах упругие перемещения снижают точность измерений и т. д.

Допускаемые упругие перемещения зависят от конкретных требований к конструкции и определяются в каждом отдельном случае. Введение общих норм едва ли возможно и целесообразно. Некоторые из приближенных рекомендаций указаны ниже.

Для вала зубчатых передач стрела прогиба под колесом $[y] \approx 0,01m$ — передачи цилиндрические; $[y] \approx 0,05m$ — конические, гипоидные, глобоидные передачи, где m — модуль зацепления.

Угол взаимного наклона валов под шестернями $\gamma \leq 0,001$ рад.

В станкостроении для валов общего назначения $[y] = (0,0002 \dots 0,0003)l$, где l — расстояние между опорами.

Угол поворота вала в подшипнике скольжения $[\theta] = 0,001$ рад; в радиальном шарикоподшипнике $[\theta] = 0,005$ рад.

Малые величины допускаемых перемещений иногда приводят к тому, что размеры вала определяет не прочность, а жесткость. В этих случаях нецелесообразно изготавливать вал из дорогих высокопрочных сталей (если это не диктуется какими-либо другими условиями, например износостойкостью цапф).

Перемещения при изгибе в общем случае целесообразно определять, используя интеграл Мора и способ Верещагина (см. курс «Сопrotивление материалов»). Для простых расчетных случаев можно использовать готовые решения, приведенные в табл. 15.5. При этом вал рассматривают как имеющий постоянное сечение некоторого приведенного диаметра.

Перемещение при кручении валов постоянного диаметра определяют по формуле

$$\varphi = Tl / (GJ_p),$$

где φ — угол закручивания вала, рад; T — вращающий момент; G — модуль упру-

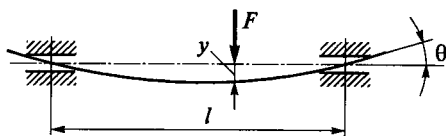


Рис. 15.5

гости при сдвиге; l — длина закручиваемого участка вала; $J_p = \pi d^4/32$ — полярный момент инерции поперечного сечения вала.

Таблица 15.5

Углы поворота θ и прогибы y		
θ_A	$\frac{Fab(l+b)}{6EJl}$	$\frac{F_1cl}{6EJ}$
θ_B	$\frac{Fab(l+a)}{6EJl}$	$\frac{F_1cl}{3EJ}$
θ_C	θ_B	$\frac{F_1c(2l+3c)}{6EJ}$
θ_D	$\frac{Fb(l^2-b^2-3d^2)}{6EJl}$	$\frac{F_1c(3d^2-l^2)}{6EJl}$
θ_E	$\frac{Fa(l^2-a^2-3e^2)}{6EJl}$	—
θ_H	$\frac{Fab(b-a)}{3EJl}$	—
y_D	$\frac{Fbd(l^2-b^2-d^2)}{6EJl}$	$\frac{F_1cd(l^2-d^2)}{6EJl}$
y_E	$\frac{Fae(l^2-a^2-e^2)}{6EJl}$	—
y_H	$\frac{Fa^2b^2}{3EJl}$	—
y_C	$\theta_B c$	$\frac{F_1c^2(l+c)}{3EJl}$

Если вал ступенчатый и нагружен несколькими T , то угол φ определяют по участкам и затем суммируют.

Величина допускаемого угла закручивания вала не однозначна. Она зависит от требований, предъявляемых к механизму. Например, в приводах следящих систем, делительных механизмах и т. д. допускаемые углы закручивания ограничивают секундами и минутами на 1 м длины, а в карданных валах автомобилей допускают несколько градусов на метр.

Расчет на колебания. Полагаем, что читателю известны методы расчета колебаний элементарных систем. Вынужденные колебания системы с одной степенью свободы описывают уравнением

$$y = \frac{F_a}{m(\omega_c^2 - \omega_b^2)} \sin \omega_b t, \quad (15.12)$$

где y — амплитуда вынужденных колебаний массы m ; F_a — амплитуда возмущающей силы $F(t) = F_a \sin \omega_b t$; ω_b — круговая частота возмущающей силы или частоты вынужденных колебаний системы; ω_c — круговая частота собственных колебаний системы.

Рассмотрим уравнение (15.12) в приложении к колебаниям вала для простейшего случая (рис. 15.6). Здесь на валу, вращающемся с угловой скоростью ω_b , закреплен диск массой m с эксцентриситетом e . Собственную массу вала считаем малой по сравнению с m и в расчет не принимаем (упругая система с одной степенью свободы). На вал действует центробежная сила

$$F_a = m\omega_b^2 e, \quad (15.13)$$

вектор которой вращается с угловой скоростью ω_b .

Составляющие силы F_a по осям y и z :

$$F_y = F_a \sin \omega_b t, \quad F_z = F_a \cos \omega_b t. \quad (15.14)$$

Силы F_y и F_z являются гармоническими возмущающими силами, которые вызывают изгибные колебания вала в направлении осей y и z . Колебания от силы F_y описываются уравнением (15.12), а от

силы F_z — аналогичным ему уравнением $z = \frac{F_a}{m(\omega_c^2 - \omega_b^2)} \cos \omega_b t$.

Частота собственных изгибных колебаний

$$\omega_c = \sqrt{1/(m\delta)} = \sqrt{g/y_{ст}}, \quad (15.15)$$

где $\delta = y_{ст}/(mg)$ — изгибная податливость вала или прогиб от единичной силы; $y_{ст}$ — статический прогиб вала от действия силы тяжести mg диска.

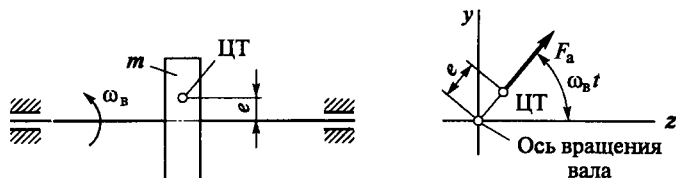


Рис. 15.6

Уравнение (15.12) позволяет отметить, что при $\omega_n \rightarrow \omega_c$ $y \rightarrow \infty$. При $\omega_n = \omega_c$ наступает резонанс.

Таким образом, *даже при ничтожно малой неуравновешенности в условиях резонанса можно ожидать разрушения машины**.

Частоту вращения (мин⁻¹), при которой наступает резонанс, называют критической:

$$n_{кр} = (30/\pi)\omega_{кр} = (30/\pi)\omega_c = (30/\pi)\sqrt{g/y_{ст}}. \quad (15.16)$$

Если угловая скорость ω_n больше $\omega_{кр} = \omega_c$, то система при резонансе перейдет зону резонанса и снова стабилизируется. Во избежание поломки зону резонанса следует проходить быстро. Задержки в этой зоне не допускаются.

При $\omega_n > \omega_c$ амплитуда колебаний меняет свой знак [см. формулу (15.12)]. Установим, что практически это означает.

Полная амплитуда

$$r = \sqrt{y^2 + z^2} = \frac{F_n}{m(\omega_c^2 - \omega_n^2)} = \frac{\omega_n^2}{\omega_c^2 - \omega_n^2} e. \quad (15.17)$$

Здесь учтено $\sin^2 \omega_n t + \cos^2 \omega_n t = 1$; $F_n = m\omega_n^2 e$.

При $\omega_n > \omega_c$ амплитуда r направлена противоположно e и при $\omega_n \gg \omega_c$ $r \rightarrow (-e)$. Таким образом, *за критической зоной центр тяжести несбалансированной массы приближается к геометрической оси вращения*. Это явление используют в высокоскоростных механизмах, когда для сохранения устойчивости устанавливают гибкий вал с низкой собственной частотой ω_c .

За предел вибрационной устойчивости обычно принимают для жестких валов $n \leq 0,7n_{кр}$, для гибких валов $n \geq 1,3n_{кр}$.

При действии переменных вращающих моментов в системе возбуждаются крутильные колебания, которые можно проанализировать подобным же способом. Сведения о крутильных колебаниях для элементарных систем даны в § 17.4.

Расчетные формулы для частот собственных колебаний и критических частот вращения более сложных систем, в том числе много-массовых, см. в справочниках, а также [4].

Вопросы для самопроверки

1. Почему расчет вала разделяют на два этапа: проектный и проверочный?
2. По каким напряжениям выполняют проектный расчет вала и почему при этом уменьшают допускаемые напряжения?

*Уравнение (15.12) не учитывает затухания колебаний под действием различного рода сопротивлений (внутреннее трение в металле, сопротивление окружающей среды и сопряженных деталей и т. п.).

3. Как схематизируют реальные условия работы вала, его конструкцию, опоры и нагрузки при разработке расчетной схемы?
4. Почему вал рассчитывают на сопротивление усталости даже при постоянной нагрузке?
5. Какие факторы учитывают при определении запаса сопротивления усталости вала и по каким напряжениям его рассчитывают?
6. Зачем нужна проверка статической прочности вала и по каким напряжениям ее выполняют?
7. Зачем нужна проверка жесткости вала и какие параметры при этом определяют?
8. Что может быть причиной колебаний валов?
9. Какую частоту колебаний вала называют собственной, а какую вынужденной? Какого соотношения этих частот следует избегать?

Пример расчета 15.1. Выполнить проектный расчет вала и его опор (см. рис. 15.1): $T = 645 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $n = 200 \text{ мин}^{-1}$, ширина шестерни — 100 мм, диаметр шестерни $d_1 = 200 \text{ мм}$ ($z = 40$, $m = 5 \text{ мм}$), $\beta = 8^\circ$; на выходном конце вала установлена упругая втулочно-пальцевая муфта; материал вала — сталь 45, улучшенная, $\sigma_b = 750 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 450 \text{ МПа}$. Срок службы длительный, нагрузка близка к постоянной, допускается двукратная кратковременная перегрузка.

Решение. 1. По формуле (15.1) приближенно оцениваем средний диаметр вала при $[\tau] = 12 \text{ МПа}$:

$$d = \sqrt[3]{645 \cdot 10^3 / (0,2 \cdot 12)} = 64,5 \text{ мм.}$$

2. Разрабатываем конструкцию вала и по чертежу оцениваем его размеры: диаметр в месте посадки шестерни с натягом $d_{\text{ш}} = 65 \text{ мм}$; диаметр в месте посадки подшипников $d_{\text{п}} = d_{\text{ш}} - 5 = 60 \text{ мм}$; диаметр в месте посадки муфты $d_{\text{м}} = d_{\text{п}} - 5 = 55 \text{ мм}$; $l = 160 \text{ мм}$; $a = b = 80 \text{ мм}$; $c = 170 \text{ мм}$; $D = 140 \text{ мм}$.

3. Определяем допускаемую радиальную нагрузку на выходном конце вала, полагая, что редуктор может быть использован как редуктор общего назначения

$$F_M = 250 \sqrt{T} = 250 \sqrt{645} = 6350 \text{ Н.}$$

4. Определяем силы в зацеплении [см. формулы (8.26)]:

$$F_t = 2T/d_1 = 2 \cdot 645 \cdot 10^3 / 200 = 6450 \text{ Н;}$$

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 6450 \cdot \operatorname{tg} 8^\circ = 906 \text{ Н;}$$

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta = F_t \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 8^\circ = 6450 \cdot 0,364 / 0,9903 = 2371 \text{ Н.}$$

5. Определяем реакции в опорах и строим эпюры изгибающих и вращающих моментов (см. рис. 15.3).

В вертикальной плоскости (рис. 15.3, б):

$$\Sigma F = 0; F_{R1}^B + F_{R2}^B - F_r = 0; \quad (1)$$

$$\Sigma M = 0; F_{R2}^B \cdot l + M_a - F_r a = 0, \quad (2)$$

где $M_a = F_a \cdot d_1 / 2$. Из уравнения (2) находим

$$F_{R2}^B = (F_r \cdot a - F_a \cdot d_1 / 2) / l = (2371 \cdot 80 - 906 \cdot 200 / 2) / 160 = 619 \text{ Н.}$$

Из уравнения (1): $F_{R1}^B = F_r - F_{R2}^B = 2371 - 619 = 1752 \text{ Н.}$

В горизонтальной плоскости (рис. 15.3, а):

$$\Sigma F = 0; F_{R1}^r + F_{R2}^r - F_t = 0; \quad (1)$$

$$\Sigma M = 0; F_{R2}^r \cdot l - F_t \cdot a = 0. \quad (2)$$

Из (2) находим $F_{R2}^r = F_t \cdot a/l = 6450 \cdot 80/160 = 3225$ Н; при этом $F_{R1}^r = F_t - F_{R2}^r = 6450 - 3225 = 3225$ Н [см. (1)].

В плоскости смещения валов (рис. 15.3, з):

$$\Sigma F = 0; F_{R2}^M - F_{R1}^M - F_M = 0; \quad (1)$$

$$\Sigma M = 0; F_{R2}^M \cdot l - F_M(l+c) = 0. \quad (2)$$

Отсюда $F_{R2}^M = F_M(l+c)/l = 6350(160+170)/160 = 13\,097$ Н, тогда

$$F_{R1}^M = F_{R2}^M - F_M = 13\,097 - 6350 = 6747$$
 Н.

Максимальные реакции в опорах (наихудший случай нагружения опор):

$$F_{R1} = \sqrt{(F_{R1}^B)^2 + (F_{R1}^r)^2 + F_{R1}^M} = \sqrt{1752^2 + 3225^2 + 6747} = 10\,417$$
 Н.

$$F_{R2} = \sqrt{(F_{R2}^B)^2 + (F_{R2}^r)^2 + F_{R2}^M} = \sqrt{619^2 + 3225^2 + 13\,097} = 16\,381$$
 Н.

6. По формулам (15.3) определяем запасы сопротивления усталости в опасных сечениях.

Просчитываем два предполагаемых опасных сечения (см. рис. 15.3, а): сечение $I-I$ под шестерней, ослабленное шпоночным пазом, и сечение $II-II$ рядом с подшипником, ослабленное галтелью. Для первого сечения изгибающий момент

$$M_{I-I} = \sqrt{M_{\text{верт}}^2 + M_{\text{гор}}^2} + M_M = \sqrt{(F_{ab}l + M_a \cdot a/l)^2 + (F_{ab}l)^2} + F_M \cdot c \cdot a/l =$$

$$= \sqrt{(2371 \cdot 80 \cdot 80/160 + 90\,600 \cdot 80/160)^2 + (6450 \cdot 80 \cdot 80/160)^2} +$$

$$+ 6350 \cdot 170 \cdot 80/160 = 833\,354 \text{ Н} \cdot \text{мм}, \text{ где } M_a = F_a d_1/2 = 906 \cdot 200/2 = 90\,600 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Вращающий момент $T = 645 \cdot 10^3$ Н · мм.

Напряжение изгиба $\sigma_{\text{изг}} = M_{I-I}/W_{\text{изг}} = 833\,354/(0,1 \cdot 65^3) = 30,3$ МПа.

Напряжение кручения $\tau = T/W_{\text{кр}} = 645 \cdot 10^3/(0,2 \cdot 65^3) = 11,7$ МПа.

По формулам (15.7),

$$\sigma_{-1} = 0,4\sigma_{\text{изг}} = 0,4 \cdot 750 = 300 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1} = 0,2\sigma_{\text{изг}} = 0,2 \cdot 750 = 150 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\text{в}} = 0,6\sigma_{\text{изг}} = 0,6 \cdot 750 = 450 \text{ МПа}.$$

По формулам (15.8) определяем коэффициенты концентрации $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$. В сечении $I-I$ концентраторами напряжений являются: посадка шестерни на вал с натягом и шпоночный паз. Для посадки с натягом $K_{\sigma}/K_{d\sigma} = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 = 3,063 \cdot 1,355 \cdot 0,86 = 3,57$ (см. с. 320), $K_1 = 0,38 + 1,48 \lg d = 0,38 + 1,48 \lg 65 = 3,063$; $K_2 = 0,305 + 0,0014\sigma_{\text{изг}} = 0,305 + 0,0014 \cdot 750 = 1,355$. Полагаем, что давление посадки $p = 15$ МПа (расчет величины p — см. главу 7), тогда $K_3 = 0,65 + 0,014p = 0,65 + 0,014 \cdot 15 = 0,86$.

Оцениваем величину масштабного фактора

$$K_{d\sigma} = 0,5 \left[1 + \left(\frac{d}{7,5} \right)^{-2\nu} \right] = 0,83.$$

Здесь $\nu = 0,19 - 1,25 \cdot 10^{-4} \sigma_{\text{в}} = 0,19 - 1,25 \cdot 10^{-4} \cdot 750 = 0,09625$ и $d = 65$ мм. При этом эффективный коэффициент концентрации напряжений будет равен $K_{\sigma} = 3,57 \cdot 0,83 = 2,96$. Для шпоночного паза, выполненного концевой фрезой (табл. 15.2), — $K_{\sigma} = 2,0$. При расчете $K_{\sigma D}$ учитываем большую величину K_{σ} , т. е. $K_{\sigma} = 2,96$.

$$K_{F\sigma} = 1 - 0,22 \left(\lg \frac{750}{20} - 1 \right) \lg 3,2 = 0,936,$$

где шероховатость поверхности вала $R_z = 3,2$ мкм. $K_V = 1$ — вал без поверхностного упрочнения.

$$K_{\sigma D} = (K_{\sigma}/K_{d\sigma} + 1/K_{F\sigma} - 1)/K_V = (3,57 + 1/0,936 - 1)/1 = 3,638.$$

Далее, $K_t/K_{dt} = 0,6 \cdot 3,57 = 2,14$; $K_{F\tau} = 0,575 K_{F\sigma} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,936 + 0,425 = 0,963$. Коэффициент концентрации напряжений в сечении I — I при кручении

$$K_{\tau D} = (K_t/K_{dt} + 1/K_{F\tau} - 1)/K_V = (2,14 + 1/0,963 - 1)/1 = 2,178.$$

По формуле (15.6) $\psi_{\sigma} = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 750 = 0,17$; $\psi_{\tau} = 0,5 \cdot 0,17 = 0,085$; $\sigma_a = \sigma_{\text{н}} = 30,3$ МПа; $\tau_a = \tau_m = 0,5 \tau = 0,5 \cdot 11,7 = 5,85$ МПа [см. формулы (15.5)].

Запас сопротивления усталости при изгибе ($\sigma_m = 0$)

$$S_{\sigma} = 300/(3,638 \cdot 30,3) = 2,72.$$

Запас сопротивления усталости при кручении

$$S_{\tau} = 150/(2,178 \cdot 5,85 + 0,085 \cdot 5,85) = 11,33.$$

При этом $S = 2,72 \cdot 11,33 / \sqrt{2,72^2 + 11,33^2} = 2,645 > [S] = 1,5$.

Для второго сечения изгибающий момент $M \approx F_{\text{мс}} = 6350 \cdot 170 = 1080 \cdot 10^3$ Н·мм; вращающий момент $T = 645 \cdot 10^3$ Н·мм;

$$\sigma_{\text{н}} = 1080 \cdot 10^3 / (0,1 \cdot 55^3) = 65 \text{ МПа};$$

$$\tau = 645 \cdot 10^3 / (0,2 \cdot 55^3) = 19,4 \text{ МПа}.$$

Принимаем радиус галтели $r = 1,25$ мм и по таблице 15.1 при $t/r = (65 - 60) / (1,25 \cdot 2) = 2$ и $r/d = 1,25/60 = 0,02$ находим $K_{\sigma} \approx 1,925$ и $K_{\tau} = 1,6$;

$$K_{d\sigma} = 0,5 [1 + (60/7,5)^{-0,1925}] = 0,84;$$

$$K_{d\tau} = 0,5 [1 + (60/7,5)^{-1,5 \cdot 0,1925}] = 0,77; K_{\sigma D} = (1,925/0,84 + 1/0,936 - 1)/1 = 2,36;$$

$$K_{\tau D} = (1,6/0,77 + 1/0,963 - 1)/1 = 2,12; S_{\sigma} = 300/(65 \cdot 2,36) = 1,96;$$

$$S_{\tau} = 150/(2,12 \cdot 9,7 + 0,085 \cdot 9,7) = 7,01; S = 1,96 \cdot 7,01 / \sqrt{1,96^2 + 7,01^2} = 1,89 > [S] = 1,5.$$

Больше напряжено второе сечение.

7. Проверяем статическую прочность при перегрузках — формула (15.9). При перегрузках напряжения удваиваются и для второго сечения $\sigma_{\text{н}} = 130$ МПа и $\tau \approx 39$ МПа; $[\sigma] = 0,8 \sigma_{\tau} = 0,8 \cdot 450 = 360$ МПа; $\sigma_{\text{эк}} = \sqrt{130^2 + 39^2} = 136 < [\sigma] = 360$ МПа.

8. Проверяем жесткость вала. По условиям работы зубчатого зацепления опасным является прогиб вала под шестерней. Для определения прогиба используем табл. 15.2. Средний диаметр на участке l (см. рис. 15.1) принимаем равным $d_{\text{ш}} = 65$ мм. Здесь

$$J = \pi d_{\text{ш}}^4 / 64 = \pi \cdot 65^4 / 64 = 88 \cdot 10^4 \text{ мм}^4.$$

Прогиб в вертикальной плоскости:
от силы F_r ,

$$y_b = F_r a^2 b^2 / (3EI) = 2371 \cdot 80^4 / (3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 88 \cdot 10^4 \cdot 160) = 0,001 \text{ мм};$$

от момента M_a прогиб равен нулю.

Прогиб в горизонтальной плоскости от силы F_t : $y_r = F_t a^2 b^2 / (3EI) = 6450 \cdot 80^2 \cdot 80^2 / (3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 88 \cdot 10^4 \cdot 160) = 0,003 \text{ мм}.$

Прогиб от силы F_M в плоскости смещения валов:

$$y_m = F_M \cdot c \cdot a (l^2 - a^2) / (6EI) = \\ = 6350 \cdot 170 \cdot 80 (160^2 - 80^2) / (6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 88 \cdot 10^4 \cdot 160) = 0,0093 \text{ мм}.$$

Суммарный максимально возможный прогиб:

$$y = \sqrt{y_b^2 + y_r^2} + y_m = \sqrt{0,001^2 + 0,003^2} + 0,0093 = 0,0125 \text{ мм}.$$

Допускаемый прогиб (см. § 15.3) $[y] \approx 0,01m = 0,01 \cdot 5 = 0,05 > 0,0125$ мм. Аналогично проверяют углы поворота в опорах (обучающимся рекомендуется самим выполнить эту проверку).

Таким образом, условия прочности и жесткости выполняются. По этим условиям диаметр вала можно сохранить. Однако этот вопрос нельзя окончательно решить без расчета подшипников (см. пример 16.2).

Глава 16

ПОДШИПНИКИ

Назначение и классификация. Подшипники служат опорами для валов и вращающихся осей. Они воспринимают радиальные и осевые нагрузки, приложенные к валу, и сохраняют заданное положение оси вращения вала. Во избежание снижения КПД механизма потери в подшипниках должны быть минимальными. От качества подшипников в значительной степени зависят работоспособность и долговечность машин.

Подшипники классифицируют по виду трения и воспринимаемой нагрузке.

По виду трения различают: *подшипники скольжения*, у которых опорный участок вала скользит по поверхности подшипника; *подшипники качения*, у которых трение скольжения заменяют трением качения посредством установки шариков или роликов между опорными поверхностями подшипника и вала.

По воспринимаемой нагрузке различают подшипники: *радиальные* — воспринимают радиальные нагрузки; *упорные* — воспринимают осевые нагрузки; *радиально-упорные* — воспринимают радиальные и осевые нагрузки.

Все типы подшипников широко распространены.

§ 16.1. Подшипники скольжения. Общие сведения и классификация

Опорный участок вала называют цапфой. Форма рабочей поверхности подшипника скольжения, так же как и форма цапфы вала, может быть цилиндрической (рис. 16.1, а), плоской (16.1, б), конической (рис. 16.1, в) или шаровой (рис. 16.1, е). Цапфу, передающую радиальную нагрузку, называют *шипом*, если она расположена на конце вала (рис. 16.1, а), и *шейкой* при расположении в середине вала (рис. 16.1, з). Цапфу, передающую осевую нагрузку, называют *пятой*, а опору (подшипника) — *подпятником* (рис. 16.1, б, д).

Подпятники работают обычно в паре с радиальными подшипниками (рис. 16.1, б). Большинство радиальных подшипников (рис. 16.1, а, з) могут воспринимать также и небольшие осевые нагрузки (фиксируют вал в осевом направлении). Для этого вал изготовляют ступенчатым с галтелями, а кромки подшипника закругляют. Подшипники с конической поверхностью (рис. 16.1, в) применяют редко. Их используют при небольших нагрузках в тех случаях, когда необходимо систематически устранять зазор от износа подшипника с целью сохранения точности механизма. Для этого на валу устанавливают коническую втулку, положение которой регулируют гайками. Так же редко применяют и шаровые подшипники. Эти подшипники допускают перекос оси вала, т. е. обладают свойством самоустановки. Их применяют преимущественно как шарниры в рычажных механизмах с периодическим поворотом в пределах ограниченных углов.

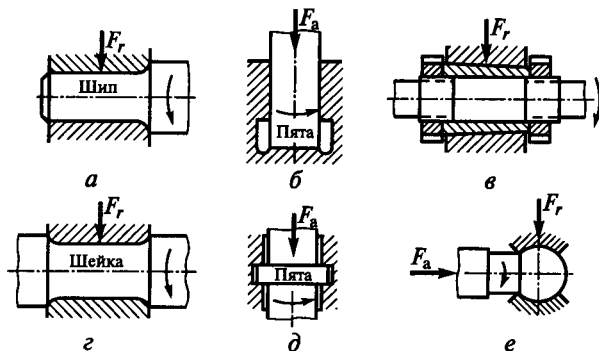


Рис. 16.1

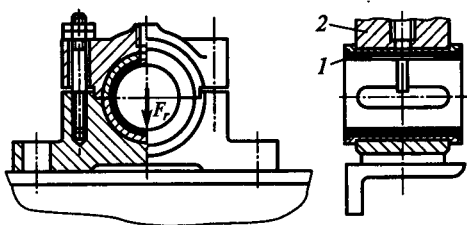


Рис. 16.2

Пример конструктивного оформления подшипника изображен на рис. 16.2. Основным элементом подшипника является вкладыш 1 с тонким слоем антифрикционного материала на опорной поверхности. Вкладыш устанавливают в специальном корпусе подшипника 2 или непосредственно в корпусе машины

(станции, раме и т. д.). Подробнее о конструкции подшипников см. § 16.5.

Область применения подшипников скольжения в современном машиностроении сократилась в связи с распространением подшипников качения. Однако значение подшипников скольжения в современной технике не снизилось. Их применяют очень широко, и в целом ряде конструкций они незаменимы. К таким подшипникам относятся: 1) *разъемные подшипники*, необходимые по условиям сборки, например для коленчатых валов; 2) высокоскоростные подшипники ($v > 30$ м/с), в условиях работы которых долговечность подшипников качения резко сокращается (вибрации, шум, большие инерционные нагрузки на тела качения); 3) подшипники прецизионных машин, от которых требуется особо точное направление валов и возможность регулировки зазоров; 4) подшипники, работающие в особых условиях (воде, агрессивных средах и т. п.), в которых подшипники качения неработоспособны из-за коррозии; 5) подшипники дешевых тихоходных механизмов и некоторые другие.

§ 16.2. Условия работы и виды разрушения подшипников скольжения

Вращению цапфы в подшипнике противодействует момент сил трения. Работа трения нагревает подшипник и цапфу. От поверхности трения теплота отводится через корпус подшипника и вал, а также уносится смазывающей жидкостью. Для любого установившегося режима работы подшипника существует тепловое равновесие: теплоотдача равна тепловыделению. При этом устанавливается определенная температура. Чем больше тепловыделение и хуже условия теплоотдачи, тем выше температура теплового равновесия. Эта температура не должна превышать некоторой предельной величины, допускаемой для данного материала подшипника и сорта масла. С повышением температуры уменьшается вязкость масла и увеличивается вероятность заедания цапфы в подшипнике. В конечном результате заедание приводит к выплавлению вкла-

дыша. Перегрев подшипника является основной причиной его разрушения.

Работа подшипника сопровождается износом вкладыша и цапфы, что нарушает правильную работу механизма и самого подшипника. Если износ превышает норму, то подшипник бракуют. *Интенсивность износа*, связанная также с работой трения, *определяет долговечность подшипника*.

При действии переменных нагрузок (например, в поршневых двигателях) поверхность вкладыша может выкрашиваться вследствие усталости. Усталостное выкрашивание свойственно подшипникам с малым износом и наблюдается сравнительно редко. В случае действия больших кратковременных перегрузок ударного характера вкладыши подшипников могут хрупко разрушаться. Хрупкому разрушению подвержены малопрочные антифрикционные материалы, такие, как баббиты и некоторые пластмассы.

§ 16.3. Трение и смазка подшипников скольжения

Режимы трения и критерии расчета. Выше отмечено, что работа трения является основным показателем работоспособности подшипника. Трение определяет износ и нагрев подшипника, а также его КПД. Для уменьшения трения подшипники скольжения смазывают. В зависимости от режима работы подшипника в нем может быть *полужидкостное или жидкостное трение*. Схематизированное представление об этих режимах дает рис. 16.3.

При жидкостном трении рабочие поверхности вала и вкладыша разделены слоем масла, толщина h которого больше суммы высот R_z шероховатостей поверхностей (на рис. 16.3 разделяющий слой масла изображен толстой линией):

$$h > R_{z1} + R_{z2}. \quad (16.1)$$

При этом условии масло воспринимает внешнюю нагрузку, предотвращая непосредственное соприкосновение рабочих поверхностей, т. е. их износ. Сопротивление движению в этом случае определяется только внутренним трением в слое масла. Коэффициент жидкостного трения находится в пределах 0,001...0,005 (что может быть меньше коэффициента трения качения).

При полужидкостном трении условие (16.1) не соблюдается, в подшипнике будет смешанное трение — одновременно жидкостное и граничное. Граничным называют трение, при котором трущиеся поверхности покрыты тончайшей пленкой масла, образовавшейся в результате действия молекулярных сил и химических реакций активных молекул масла и материала вкладыша. Способность масла к образованию граничных пленок (адсорбции) называют мас-

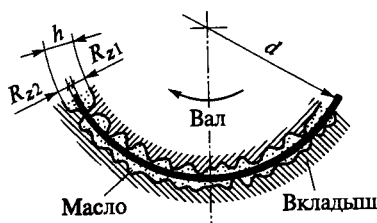


Рис. 16.3

лянистостью (липкостью, смачиваемостью). Граничные пленки устойчивы и выдерживают большие давления. Однако в местах сосредоточенного давления они разрушаются, происходит соприкосновение чистых поверхностей металлов, их схватывание и отрыв частиц материала при относительном движении. *Полужидкостное трение сопровождается износом трущихся поверхностей* даже

без попадания внешних абразивных частиц. Коэффициент полужидкостного трения зависит не только от качества масла, но также и от материала трущихся поверхностей. Для распространенных антифрикционных материалов коэффициент полужидкостного трения равен $0,008...0,1$.

Для работы подшипника самым благоприятным режимом является режим жидкостного трения. *Образование режима жидкостного трения является основным критерием расчета большинства подшипников скольжения.* При этом одновременно обеспечивается работоспособность по критериям износа и заедания.

Основы теории жидкостного трения. Исследование режима жидкостного трения в подшипниках основано на гидродинамической теории смазки*. Эта теория базируется на решениях дифференциальных уравнений гидродинамики вязкой жидкости, которые связывают давление, скорость и сопротивление вязкому сдвигу.

На рис. 16.4 показаны две пластины *A* и *B*, залитые маслом и нагруженные силой *F*. Пластина *A* движется относительно пластины *B* со скоростью v_A . Если скорость v_A мала (рис. 16.4, а), то пластина *A* выжимает масло с пластины *B*. Поверхности пластин непосредственно соприкасаются. При этом образуется полужидкостное трение.

При достаточно большой скорости v_A (рис. 16.4, б) пластина *A* поднимается в масляном слое и принимает наклонное положение, подобно тому, как поднимаются глиссер или водные лыжи, скользящие по воде.

Между пластинами образуется сужающийся зазор, заполненный маслом, а движение происходит в условиях жидкостного трения. Переход к режиму жидкостного трения происходит при некоторой скорости, называемой критической $v_{кр}$. Рассмотрим физику этого явления.

*Основоположителем этой теории является Н. П. Петров (1883). В дальнейшем эта теория получила развитие в трудах О. Рейнольдса, Н. Е. Жуковского, С. А. Чаплыгина, А. Зоммерфельда, А. Мичеля и ряда других ученых.

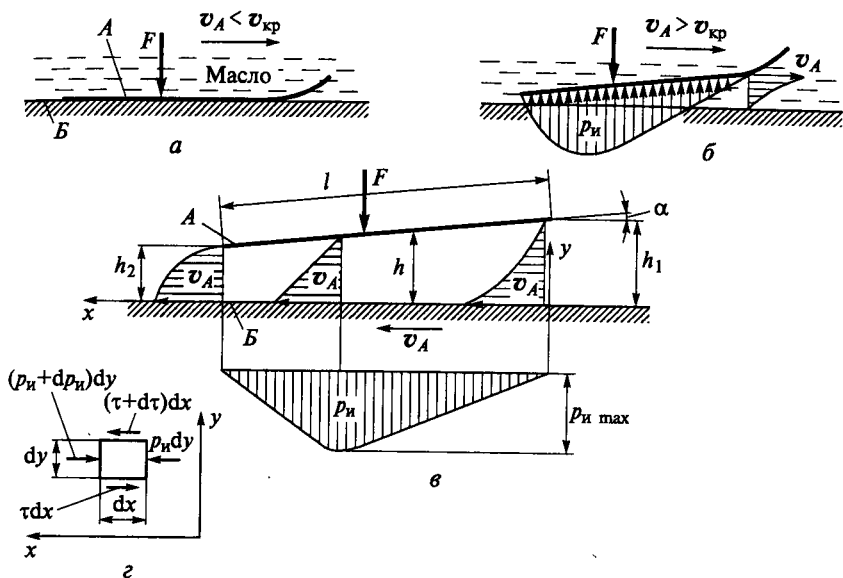


Рис. 16.4

На рис. 16.4, б в одном из сечений слоя жидкости в зазоре изображена эпюра скоростей жидкости. В граничных точках слоя скорости равны скоростям пластин А и Б. Во всех промежуточных точках скорости меньше скорости v_A пластины А. Пластина А набегает на жидкость и прогоняет ее через сужающийся зазор. Этот процесс будет еще яснее, если рассмотреть обратное движение пластин. Для этого сообщим всей системе обратное движение со скоростью v_A . Интересующее нас относительное движение пластин при этом не изменится, но в обратном движении пластина А остановится, а пластина Б будет двигаться со скоростью v_A в обратном направлении (рис. 16.4, в). Эпюры скоростей в обратном движении изображены на рис. 16.4, в для нескольких сечений. Форма этих эпюр будет обоснована в дальнейшем с помощью соответствующих уравнений. Здесь по направлению скоростей ясно, как жидкость запрессовывается под пластину А и прогоняется через зазор.

Положим далее, что ширина пластины А существенно больше ее длины l и в пределе стремится к бесконечности. Это позволяет пренебречь боковым течением жидкости в зазоре и свести более сложную пространственную задачу к плоской с осями x и y , сохраняя интересующую нас физику явления.

Основополагающим является закон Ньютона

$$\tau = \mu dv/dy;$$

где τ — напряжение сдвига от внутреннего трения при сдвиге слоев жидкости; μ — динамическая вязкость жидкости, Па·с; v — скорость течения, м/с.

Закон Ньютона можно рассматривать как аксиому, подобно первому и второму его законам механики. Физический смысл закона можно объяснить так. Два тонких соседних слоя имеют некоторую разность скоростей. На общей границе слоев происходит сдвиг. Сопrotивление сдвигу пропорционально интенсивности изменения скоростей в поперечном направлении или производной dv/dy . Коэффициент пропорциональности μ зависит от свойств жидкости и определяется экспериментально. Используя этот закон, можно найти все другие характеристики потока жидкости.

Продифференцировав уравнение Ньютона, получим

$$d\tau/dy = \mu d^2v/dy^2.$$

На рис. 16.4, *г* изображен элементарный объем жидкости со сторонами dx , dy и $dz=1$, а также действующие на него силы в плоскости xy . Из условия равновесия получаем $dp_n dy = d\tau dx$ или $d\tau/dy = dp_n/dx$. Далее обозначаем $dp_n/dx = -G$ — градиент избыточного давления в зазоре.

После подстановки получим основное уравнение гидродинамики для установившегося двухмерного течения жидкости

$$d^2v/dy^2 = -G/\mu. \quad (16.2)$$

Интегрируя дважды, получим* $v = -Gy^2/(2\mu) + C_1y + C_2$. Постоянные интегрирования C_1 и C_2 найдем по граничным условиям: при $y=0$ $v=v_A$, при $y=h$ $v=0$. Опуская промежуточные операции, запишем

$$v = \frac{G}{2\mu}y(h-y) + v_A\left(\frac{h-y}{h}\right), \quad (16.3)$$

где h — текущая толщина слоя масла в зазоре.

Объемный расход на единицу ширины пластины равен

$$Q = \int_0^h v dy = Gh^3/(12\mu) + v_A h/2. \quad (16.4)$$

По условию неразрывности потока жидкости величина Q не должна зависеть от x (во всех сечениях зазора Q постоянно). При этом из уравнения (16.4) следует, что градиент давления G должен изменяться с изменением толщины слоя h в соответствии с соотношением

*Далее используется решение, опубликованное в [6].

$$dp_n/dx = -G = 6\mu(v_A/h^2 - 2Q/h^3).$$

Учитывая $h = h_1 - \alpha x$, где α — угол наклона пластины A , после интегрирования в пределах от h_1 до h и граничном условии — при $h = h_1$ $p_n = 0$ — найдем

$$p_n = \frac{6\mu}{\alpha} \left\{ v_A \left(\frac{1}{h} - \frac{1}{h_1} \right) - Q \left(\frac{1}{h^2} - \frac{1}{h_1^2} \right) \right\}. \quad (16.5)$$

Уравнения (16.4) и (16.5) можно упростить, имея в виду, что на выходе из пластины, где $h = h_2$, избыточное давление $p_n = 0$. Так как постоянный сомножитель в уравнении (16.5) не равен нулю, приравниваем к нулю член в фигурных скобках при $h = h_2$ и получаем

$$Q = v_A \frac{h_1 h_2}{h_1 + h_2}. \quad (16.6)$$

Подставляем (16.6) в уравнение (16.5) и находим

$$p_n = \frac{6\mu v_A}{\alpha} \cdot \frac{(h_1 - h)(h - h_2)}{h^2 (h_1 + h_2)}. \quad (16.7)$$

Это давление масла в зазоре и уравновешивает внешнюю нагрузку F , а движение пластины A происходит при жидкостном трении. Уравнение (16.7) позволяет построить график давления (рис. 16.4, *в*). Максимум давления смещен к узкой стороне зазора.

Используя полученные решения, можно сделать следующие выводы.

1. Так как расход Q жидкости одинаков во всех сечениях сужающегося зазора, то средняя скорость течения должна увеличиваться справа налево (рис. 16.4, *в*). В то же время на границах с пластинами скорости жидкости постоянны и равны скоростям пластин. В сечении, совпадающем с максимумом давлений, $dp_n/dx = -G = 0$. При этом, согласно уравнению (16.3), скорость v в этом сечении изменяется по линейному закону пропорционально y . Теперь нетрудно понять, что, по условию увеличения средней скорости справа налево, эпюра в сечении h_1 будет вогнутой, а в сечении h_2 — выпуклой. Величины скоростей в любом слое и в любом сечении можно рассчитать по уравнению (6.3).

2. Установим зависимость давления от толщины масляного слоя. В среднем сечении $h = (h_1 + h_2)/2$. При этом после подстановки в (16.7) получим

$$(p_{\pi})_{\text{ср}} = \frac{6\mu v_A}{\alpha} \cdot \frac{(h_1 - h_2)^2}{(h_1 + h_2)^3}. \quad (16.7a)$$

Учитывая малые величины зазоров (несколько мкм) и угла α , приближенно принимаем $h_2 = 0$ [6]. Тогда

$$(p_{\pi})_{\text{ср}} \approx \frac{6\mu v_A}{\alpha} \cdot \frac{1}{h_1}. \quad (16.7б)$$

Следовательно, давление обратно пропорционально толщине масляного слоя. В подшипниках эта толщина имеет порядок десятых и сотых долей миллиметра и поэтому давление может достигать очень больших величин.

3. Если угол α наклона пластины A стремится к нулю, то в пределе будет $h_1 = h = h_2$ и в уравнении (16.7) получим $p_{\pi} = (0 \cdot 0)/0 = 0$. Из этого следует важный вывод о том, что одним из условий образования режима жидкостного трения является наличие сужающегося зазора, который принято называть клиновым.

В нашем примере начальный клиновой зазор образуется с помощью скошенной кромки пластины A . Если конструкция подшипника не имеет клинового зазора, то в подшипнике не может образоваться жидкостное трение. Например, простой плоский подпятник (см. рис. 16.1, б) не имеет клинового зазора и не может работать при жидкостном трении. Для образования клинового зазора, а следовательно, и условий жидкостного трения опорной поверхности подпятника придают специальную форму (см. рис. 16.11).

В радиальных подшипниках клиновая форма зазора свойственна самой конструкции подшипника. Она образуется за счет смещения центров цапфы вала и вкладыша (рис. 16.5, а).

При угловой скорости $\omega > \omega_{\text{кр}}$ цапфа всплывает в масле и несколько смещается в сторону вращения по траектории, указанной на рис. 16.5, б. На рис. 16.5, а, б: 1 — клиновой зазор; 2 — путь центра цапфы при увеличении скорости вращения; 3 — эпюра давления в масляном слое; 4 — линия центров. С увеличением угловой скорости увеличивается толщина разделяющего масляного слоя $h_{\text{мин}}$, а центр цапфы сближается с центром вкладыша. При $\omega \rightarrow \infty$ расстояние между центрами $e \rightarrow 0$. Полного совпадения центров быть не может, так как при этом нарушается клиновая форма зазора, как одно из условий режима жидкостного трения.

Исследования показывают, что для подшипников с определенными геометрическими параметрами толщина масляного слоя является некоторой функцией характеристики рабочего режима подшипника

$$h_{\min} = \Phi(\mu\omega/p), \quad (16.8)$$

где $\mu\omega/p$ — характеристика рабочего режима подшипника; $p = F_r/(ld)$ — условное среднее давление в подшипнике, характеризующее нагрузку; l и d — длина и диаметр подшипника.

Характер зависимости (16.8) следует из полученного ранее уравнения (16.7б). Здесь отметим только, что *толщина масляного слоя возрастает с увеличением вязкости масла и угловой скорости цапфы. С увеличением нагрузки толщина масляного слоя уменьшается.*

Таким образом, для образования режима жидкостного трения необходимо соблюдать следующие *основные условия*: 1) между скользящими поверхностями должен быть зазор клиновидной формы; 2) *масло соответствующей вязкости* должно непрерывно заполнять зазор; 3) *скорость относительного движения поверхностей* должна быть достаточной для того, чтобы в масляном слое создавалось давление, способное уравновесить внешнюю нагрузку.

Известно, что все жидкости и газы обладают вязкостью. Это значит, что при определенных

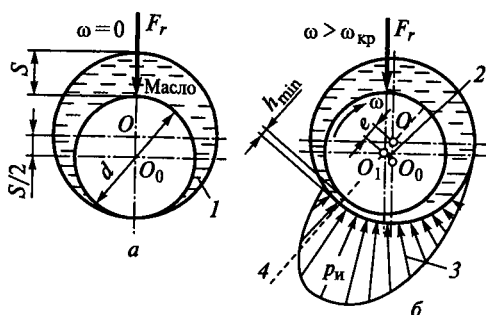


Рис. 16.5

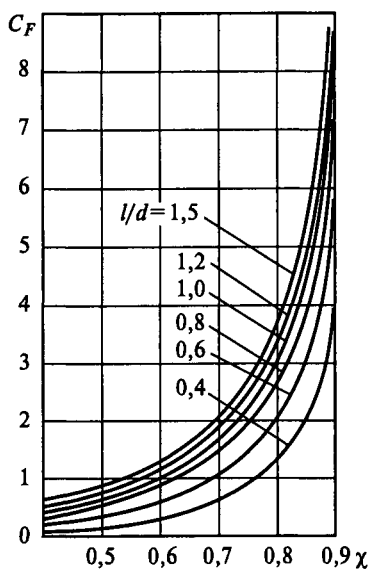


Рис. 16.6

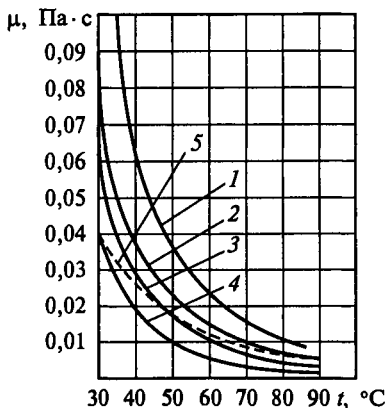


Рис. 16.7

условиях в качестве смазывающей жидкости можно применять воду и даже воздух, что и используют на практике.

Режим жидкостного трения нарушается, если величины ω и p выходят за допускаемые пределы (например, в периоды пусков и остановов). При переменных режимах нагрузки меняется h_{\min} , а следовательно, и положение оси вала. Это может служить причиной вибраций. Достоинства подшипников скольжения по сравнению с подшипниками качения снижаются при переменных режимах нагрузки, частых пусках и остановах.

§ 16.4. Практический расчет подшипников скольжения

Расчет подшипников, работающих при полужидкостном трении. К таким подшипникам относятся подшипники грубых тихоходных механизмов, машин с частыми пусками и остановками, неустановившимся режимом нагрузки, плохими условиями подвода масла и т. п. Эти подшипники рассчитывают:

а) *по условному давлению* — подшипники тихоходные, работающие кратковременно с перерывами:

$$p = F_r / (ld) \leq [p]; \quad (16.9)$$

б) *по произведению давления на скорость* — подшипники средней быстроходности:

$$pv \leq [pv], \quad (16.10)$$

где F_r — радиальная нагрузка на подшипник; d — диаметр цапфы (вала); l — длина подшипника; v — окружная скорость цапфы.

Расчет по $[pv]$ в приближенной форме предупреждает интенсивный износ, перегрев и заедание. Допускаемые величины $[p]$ и $[pv]$, определенные из опыта эксплуатации подобных конструкций, приведены в табл. 16.1.

Расчет радиальных подшипников жидкостного трения*. Решение уравнений гидродинамики в приложении к радиальным подшипникам усложняется наличием течения масла через зазоры по краям подшипника. Приходится решать трехмерную, а не двухмерную задачу. Учитывая, что физика образования режима жидкостного трения нами уже выяснена, в дальнейшем используем готовые решения (см., например, [39]).

Для нагрузки подшипника имеем зависимость

$$F_r = (\mu\omega/\psi^2) ldC_F, \quad (16.11)$$

*Расчет подпятников жидкостного трения см. [39].

где ω — угловая скорость цапфы; $\psi = S/d$ — относительный зазор в подшипнике (см. рис. 16.5); C_F — безразмерный коэффициент нагруженности подшипника. Из формулы (16.11) имеем

$$C_F = F \cdot \psi^2 / (\mu \omega l d) = p \psi^2 / (\mu \omega). \quad (16.12)$$

Таблица 16.1

Материал вкладыша	$\leq v$, м/с	$[p]$, МПа	$[pv]$, МПа·м/с
Чугун серый СЧ-36	0,5 1,0	4 2	— —
Чугун антифрикционный:			
АЧК-1	5	0,5	2,5
АЧВ-2	1	12	12
Бронза:			
БрО10Ф1	10	15	15
БрА9Ж4	4	15	12
Латунь ЛЦ14КЗС3	2	12	10
Баббит:			
Б16	12	15	10
БС6	6	5	5
Металлокерамика:			
бронзографит	2	4	—
железографит	2	5,5	—
Полиамидные пластмассы — капрон АК-7	4	15	15
Пластифицированная древесина (смазка водой)	1	10	—
Резина (смазка водой)	—	2...6	—

Примечание. Величины v , указанные в таблице, следует рассматривать как максимально допускаемые.

Величина C_F зависит от относительного эксцентриситета χ (см. ниже) и относительной длины подшипника l/d . Функциональная зависимость представлена графиком рис. 16.6.

Относительный эксцентриситет $\chi = e/(0,5S)$ (см. рис. 16.5, б) определяет положение цапфы в подшипнике при режиме жидкостного трения. Нетрудно установить, что толщина масляного слоя связана с относительным эксцентриситетом следующей зависимостью:

$$h_{\min} = (0,5S - e) = 0,5S(1 - \chi). \quad (16.13)$$

При расчете подшипника обычно известны диаметр цапфы d , нагрузка F , и частота вращения n (или ω). Определяют длину подшипника l , зазор S , сорт масла (μ). Большинство из неизвестных параметров задаются, основываясь на рекомендациях, выработанных практикой, и затем проверяют запас надежности подшипника по режиму жидкостного трения. В таком случае можно предложить следующий порядок расчета.

1. Задаются отношением l/d . Обычно принимают $l/d=0,5\dots 1$. Короткие подшипники ($l/d < 0,4$) обладают малой грузоподъемностью (рис. 16.6). Длинные подшипники ($l/d > 1$) требуют повышенной точности и жестких валов. В противном случае увеличение вредного влияния монтажных перекосов и деформаций не может компенсироваться уменьшением условного давления в подшипнике [$p = F_r/(ld)$]. При выборе l/d учитывают также и конструктивные особенности (габариты, массу и пр.). Выбранное отношение l/d проверяют по допускаемым $[p]$ и $[pv]$ [см. формулы (16.9) и (16.10)]. Эта проверка предупреждает возможность заедания и повышенного износа в случаях кратковременных нарушений жидкостного трения (пуски, перебои в нагрузке, подаче масла и т. п.).

2. Выбирают относительный зазор. При этом используют частные рекомендации для аналогичных конструкций или эмпирическую формулу, по которой средняя величина относительного зазора

$$\psi \approx 0,8 \cdot 10^{-3} v^{0,25}, \quad (16.14)$$

где v — окружная скорость цапфы.

Для валов сравнительно малых диаметров (до 250 мм) зазор желательно согласовать с одной из стандартных посадок (обычно $H7/f7$, $H9/e8$, $H7/e8$, $H9/d9$). По формулам (16.11) и (16.12) можно судить, что величина относительного зазора ψ существенно влияет на нагрузочную способность подшипника.

3. Выбирают сорт масла и его среднюю рабочую температуру. Вязкость масел и области их применения установлены ГОСТом. При этом учитывают практику эксплуатации подобных машин. График зависимости вязкости масла от температуры для наиболее распространенных сортов масел, применяемых в подшипниках скольжения, изображен на рис. 16.7 (1, 2, 3 и 4 — индустриальные масла марок 40, 30, 20 и 12; 5 — турбинное масло марки 22).

Среднюю рабочую температуру масла обычно выбирают в пределах $t_{cp} = 45\dots 75$ °С. По t_{cp} и графику рис. 16.7 определяют среднюю расчетную вязкость масла μ .

4. Подсчитывают коэффициент нагруженности подшипника по формуле (16.12) и по графику (см. рис. 16.6) определяют χ . Затем по формуле (16.13) определяют h_{min} .

5. Определяют критическую толщину масляного слоя, при которой нарушается режим жидкостного трения [см. условие (16.1)]:

$$h_{кр} = R_{z1} + R_{z2}. \quad (16.15)$$

Шероховатости поверхностей R_{z1} и R_{z2} [см. рис. (16.3) и условие (16.1)] принимают по ГОСТ 2789 — 73 в пределах 6,3...0,2 мкм. Рекомендуют для цапф $R_z \leq 3,2$ мкм, для вкладышей — $R_z \leq 6,3$ мкм.

6. Определяют коэффициент запаса надежности подшипника по толщине масляного слоя:

$$s_h = h_{\min}/h_{\text{сп}} \geq [s_h] \approx 2. \quad (16.16)$$

Коэффициент запаса надежности учитывает возможные отклонения расчетных условий от эксплуатационных (по точности изготовления, нагрузке, температурному режиму и т. д.).

На этом заканчивается приближенный расчет подшипника. В этом расчете температура масла выбрана ориентировочно. Фактически температура может быть другой, другой будет и вязкость масла, а следовательно, и грузоподъемность подшипника или толщина масляного слоя h_{\min} [см. рис. 16.5 и формулу (16.13)]. Неточности приближенного расчета компенсируют увеличением коэффициента запаса, принятого в формуле (16.16), и выбором способа смазки на основе следующих опытных рекомендаций:

при $\sqrt{pv^3} < 16 \cdot 10^3$ достаточна кольцевая смазка без охлаждения подшипника; при $\sqrt{pv^3} \approx (16...32) \cdot 10^3$ допустима кольцевая смазка, но при условии охлаждения корпуса или масла в корпусе; при $\sqrt{pv^3} > 32 \cdot 10^3$ необходима циркуляционная смазка под давлением. В наиболее ответственных случаях расчет режима жидкостного трения дополняют тепловым расчетом режима смазки (см., например, [39]).

§ 16.5. Конструкции и материалы подшипников скольжения

Конструкции подшипников скольжения весьма разнообразны. Во многом они зависят от конструкции машины, в которой устанавливается подшипник. Рассмотрим принципиальные конструктивные различия подшипников скольжения.

Очень часто подшипники не имеют специального корпуса. При этом вкладыши размещают непосредственно в станине (рис. 16.8, а) или раме (рис. 16.8, б) машины. Таково, например, большинство подшипников двигателей, турбин, станков, редукторов и т. д. Подшипники с отдельными корпусами (см. рис. 16.2 и 16.9) устанавливают главным образом в таких устройствах, как конвейеры, грузоподъемные машины, трансмиссии и т. д. В этих случаях подшипники крепят на фермах, стенах, колоннах.

Корпус и вкладыш могут быть неразъемными (рис. 16.9) или разъемными (см. рис. 16.2). Разъемный подшипник позволяет легко укладывать вал и ремонтировать подшипник путем повторных расточек вкладыша при его износе. Неразъемные подшипники дешевле. Вкладыши в этих подшипниках обычно запрессовывают в корпус.

Разъем вкладыша рекомендуют выполнять перпендикулярно нагрузке F , или близко к этому положению (рис. 16.10, а). При этом

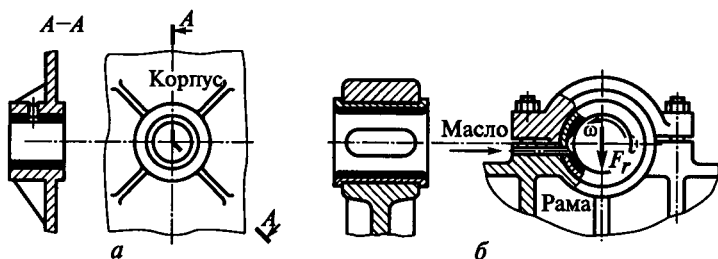


Рис. 16.8

не нарушается непрерывность несущего масляного слоя (см. рис. 16.12).

В тех случаях, когда возможны большие деформации вала или монтаж выполняется неточно, рекомендуется применять самоустанавливающиеся подшипники (рис. 16.10, б). Сферическая поверхность этих подшипников позволяет им поворачиваться в направлении оси вала.

Как отмечалось выше, в подпятниках (рис. 16.11, а) жидкостного трения необходимо создавать условия для образования клинового зазора. Практически это достигается, например, выполнением клиновых смазочных канавок в форме сегмента (рис. 16.11, б). Вторым примером подпятника с клиновым зазором является подпятник с качающимися сегментами (рис. 16.11, в). Подпятник имеет несколько сегментов, расположенных по окружности. Опорой сегмента служит сфера, смещенная с оси симметрии сегмента так, чтобы он находился в равновесии при неравномерном давлении масла в зазоре. При вращении пяты под сегмент затягивается масло и он отклоняется на некоторый угол β , который увеличивается по мере увеличения частоты вращения. Этим достигается автоматическая регулировка клинового зазора, способствующая сохранению режима жидкостного трения.

Масло подводится в подшипник по ходу вращения цапфы в том месте, где отсутствует гидродинамическое давление p , чаще всего сверху (см. рис. 16.9) или сбоку (см. рис. 16.8). Подвод масла в зону давления значительно уменьшает несущую способность под-

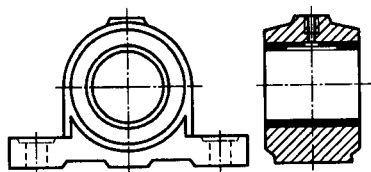


Рис. 16.9

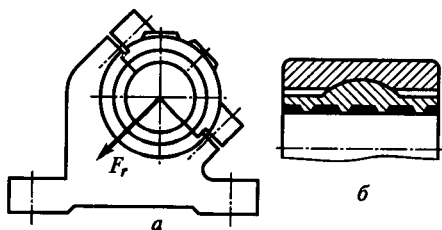


Рис. 16.10

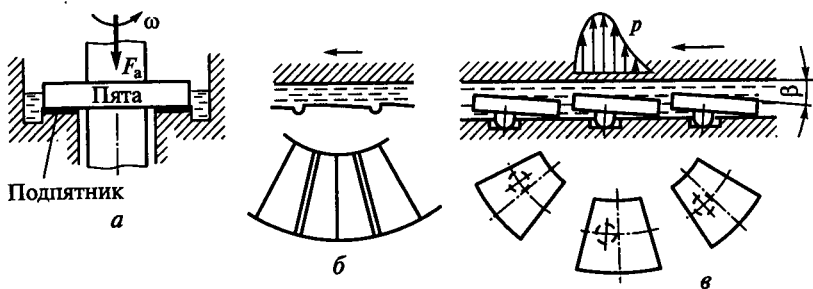


Рис. 16.11

шипника (рис. 16.12). На этом рисунке эпюра давления, характерная для подвода масла сверху и изображенная штриховой линией, разорвана в месте подвода масла, так как давление в подводящем канале всегда мало по сравнению с давлением в зазоре подшипника.

По длине цапфы масло распределяется с помощью смазочных канавок, сообщающихся с подводным каналом (см. рис. 16.8 и 16.9). Масло подают в подшипник самотеком с помощью специальных устройств (фитильные и капельные масленки, смазочные кольца и т. д.) или под давлением с помощью насосов (плунжерных, шестеренчатых и т. д.).

На практике наблюдаются случаи, когда работа подшипника в режиме жидкостного трения становится неустойчивой и сопровождается вибрацией цапфы. Вибрация свойственна главным образом быстроходным и легконагруженным подшипникам. Одним из признаков возможности образования вибраций является малая величина χ (порядка $\leq 0,5$). Разработано несколько способов устранения вибраций: эллиптическая расточка вкладышей, применение сегментных подшипников, изменение места подвода масла и т. д. [39].

Гидростатические подшипники. Для тихоходных тяжелых валов, от которых требуется малое сопротивление вращению, а режим гидродинамического трения обеспечить не удастся, применяют гидростатические подшипники. В этих подшипниках несущий масляный слой образуют путем подвода масла под цапфу от насоса. Давление насоса подбирают таким, чтобы цапфа всплывала в масле.

Гидростатические подшипники используют также для повышения точности центровки валов в прецизионных машинах, уменьшения износа тяжело нагруженных подшипников в периоды раз-

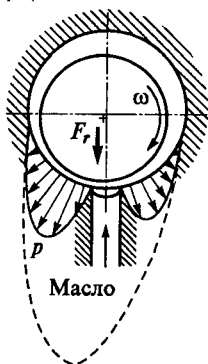


Рис. 16.12

гона до гидродинамического режима трения и в некоторых других случаях.

Подшипники с воздушной или газовой смазкой применяют для быстроходных валов ($n > 10\,000$ мин⁻¹) при относительно малых нагрузках, а также при работе в условиях высоких температур.

Эти подшипники могут быть *аэростатическими* и *аэродинамическими*. В аэростатических подшипниках, так же как и в гидростатических, цапфа поддерживается воздушной подушкой в результате непрерывного поддува сжатого воздуха; в аэродинамических воздушная подушка образуется вследствие самозатягивания воздуха в клиновой зазор, так же как и в гидродинамических.

Материал вкладыша (основной детали подшипника) должен иметь:

1) малый коэффициент трения и высокую сопротивляемость заеданию в периоды отсутствия режима жидкостного трения (пуски, торможение и т. п.);

2) достаточную износостойкость наряду со способностью к приработке. Износостойкость вкладыша должна быть ниже износостойкости цапфы, так как замена вала обходится значительно дороже, чем замена вкладыша;

3) достаточно высокие механические характеристики и особенно высокую сопротивляемость хрупкому разрушению при действии ударных нагрузок.

Вкладыши изготовляют из самых разнообразных материалов (см. табл. 16.1).

Бронзы оловянные, свинцовые, кремниевые, алюминиевые и прочие обладают достаточно высокими механическими характеристиками, но сравнительно плохо прирабатываются и способствуют окислению масла. Бронзы широко применяют в крупносерийном и массовом производстве.

Чугун обладает хорошими антифрикционными свойствами благодаря включениям свободного графита, но прирабатывается хуже, чем бронзы. Его применяют в тихоходных и умеренно нагруженных подшипниках.

Баббит на оловянной, свинцовой и других основах является одним из лучших материалов для подшипников скольжения. Он хорошо прирабатывается, не окисляет масло, мало изнашивает вал, стоек против заедания. Отрицательными свойствами баббита являются сравнительно низкая температура плавления (применяют до 110 °С), хрупкость и высокая стоимость. Баббитом заливают только рабочую поверхность вкладышей на толщину 1...10 мм. При этом сам вкладыш изготовляют из бронзы, стали, алюминия и т. д.

В целях повышения прочности подшипников, в особенности при переменных и ударных нагрузках, применяют так называемые биметаллические вкладыши, у которых на стальную основу наплавляют тонкий слой антифрикционного материала — бронзы, сереб-

ра, сплава алюминия и т. д. Биметаллические подшипники обладают высокой нагрузочной способностью.

Пластмассы на древесной или хлопчатобумажной основе, а также дерево, резина и другие материалы могут работать при водяной смазке. Поэтому их применяют в гидротурбинах и насосах в химическом машиностроении и т. п. Благодаря высокой упругости пластмасс подшипники выдерживают ударные нагрузки и могут компенсировать перекося цапфы. Хорошо зарекомендовали себя пластмассы типа капрона и др. Тонкий слой этих пластмасс наносят на рабочую поверхность металлического вкладыша. Как показывают исследования, такие вкладыши менее чувствительны к нарушению смазки и выдерживают значительные нагрузки.

Металлокерамические вкладыши изготовляют прессованием при высоких температурах порошков бронзы или железа с добавлением графита, меди, олова или свинца. Большим преимуществом таких вкладышей является высокая пористость. Поры занимают до 20...30% объема вкладыша и используются как маслопроводящие каналы. Металлокерамический подшипник, пропитанный маслом, может в течение длительного времени работать без подвода масла. Пополнение масла производится периодической пропиткой или погружением вкладыша в масляный резервуар, образованный в корпусе подшипника. Расход масла при этом уменьшается до 10 раз.

Вопросы для самоподготовки

1. Как классифицируют подшипники по виду трения и воспринимаемой нагрузке?
2. Что такое жидкостное и полужидкостное трение в подшипниках скольжения?
3. Какие основные условия необходимы для образования жидкостного трения?
4. Какие параметры конструкции, кроме диаметра вала, определяют при расчете подшипников скольжения?
5. Какие материалы применяют для подшипников скольжения?

Пример расчета. Пример 16.1. Радиальный подшипник скольжения должен работать с жидкостным трением в период установившегося режима нагрузки: $d = 100$ мм, $F_r = 10000$ Н, $n = 1000$ мин⁻¹.

Решение. 1. По рекомендации к формуле (16.12) принимаем $l/d = 0,8$. Находим: $l = 80$ мм; $v = \pi d n / 60 = \pi \cdot 0,1 \cdot 1000 / 60 = 5,24$ м/с; $p = F_r / dl = 10000 / (100 \cdot 80) = 1,25$ МПа; $p v = 1,25 \cdot 5,24 = 6,5$ МПа · м/с.

По табл. 6.1 назначаем материал вкладыша — сталь с заливкой баббитом Б16. При этом величины v , p и $p v$ находятся в допускаемых пределах, что позволяет работать без жидкостного трения в периоды пусков и кратковременных нарушений режима смазки.

2. По рекомендации (16.14) находим $\psi = 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 5,24^{0,25} = 0,00121$. При этом зазор $S = \psi d = 0,00121 \cdot 100 = 0,121$ мм.

Подбираем посадку, для которой S приблизительно соответствует среднему зазору \bar{Z} . Принимаем $H8/e8$: вал $d = 100_{-0,072}^{+0,072}$, отверстие $D = 100_{+0,0}^{+0,054}$, зазоры $Z_{\min} = 0,072$ м, $Z_{\max} = 0,180$, средний $Z = 0,126$ мм.

3. Определяя расчетные зазоры, целесообразно исключить их маловероятные величины с помощью уравнения теории вероятности (0.1):

$$Z_{P_{\max}}^{\min} = \bar{Z} \mp C \sqrt{(TD)^2 + (Td)^2},$$

где $TD = 0,054 - 0 = 0,054$ мм; $Td = -0,072 + 0,126 = 0,054$ мм; C — коэффициент, зависящий от вероятности $P(t)$ попадания расчетных зазоров в фактически допускаемое поле рассеивания [см. примечание к формуле (0.1)]; $Z_{P_{\max}}^{\min}$ — минимальный и максимальный расчетные зазоры, соответствующие принятой вероятности $P(t)$. В формуле верхний и нижний знаки относятся соответственно к $Z_{P_{\max}}$ и $Z_{P_{\min}}$.

Принимаем $P(t) = 0,98$, находим $C = 0,34$, $Z_{P_{\min}} = 0,126 - 0,34 \sqrt{0,054^2 + 0,054^2} = 0,10$ мм; аналогично, $Z_{P_{\max}} = 0,152$ мм.

Предельные вероятностные величины относительного зазора $\psi_{P_{\min}} = Z_{P_{\min}}/d = 0,001$; $\psi_{P_{\max}} = 0,00152$.

4. Назначаем масло индустриальное 30 (И-30А) и среднюю температуру $t = 60^\circ\text{C}$. По графику рис. 16.7 находим вязкость $\mu = 0,014$ Па·с $= 0,014 \cdot 10^{-6}$ МПа·с.

5. Подсчитываем $C_F = \rho \psi_{P_{\max}}^2 / (\mu \omega) = 1,25 \cdot 0,001^2 / (0,014 \cdot 10^{-6} \cdot 105) = 0,85$, где $\omega = \pi n / 30 = \pi \cdot 1000 / 30 = 105$ с $^{-1}$.

По графику рис. 16.6 находим $\chi \approx 0,6$. По формуле (16.13) имеем $h_{\min} = 0,5 \cdot 0,1(1 - 0,6) = 0,02$ мм.

По формуле (16.15), принимая для вала $R_{z_1} = 0,003$ мм и для вкладыша $R_{z_2} = 0,006$ мм, находим $h_{\text{зр}} = 0,003 + 0,006 = 0,009$ мм.

По формуле (16.16), $s_h = 0,02/0,009 = 2,22 \geq [s_h] = 2$. Аналогично выполняем расчет при $\psi_{P_{\max}}$ и находим $s_h = 2,11 > [s_h]$.

Жидкостное трение обеспечено во всем расчетном диапазоне зазоров.

6. Выбираем способ смазки и охлаждения [см. рекомендации на с. 343]: $\sqrt{\rho v^3} = \sqrt{1,25 \cdot 10^6 \cdot 5,24^3} = 13,4 \cdot 10^3$ — достаточна кольцевая смазка без охлаждения подшипника.

§ 16.6. Подшипники качения. Общие сведения и классификация

Применение подшипников качения позволило заменить трение скольжения трением качения. Трение качения существенно меньше зависит от смазки. Условный коэффициент трения качения мал и близок к коэффициенту жидкостного трения в подшипниках скольжения ($f \approx 0,0015 \dots 0,006$). При этом упрощаются система смазки и обслуживания подшипника, уменьшается возможность разрушения при кратковременных перебоях в смазке (например, в периоды пусков, резких изменений нагрузок и скоростей). Конструкция подшипников качения позволяет изготавливать их в массовых количествах как стандартную продукцию, что значительно снижает стоимость производства. Отмеченные основные качества подшипников качения обеспечили им широкое распространение. Производство подшипников качения ведущими промышленными странами исчисляется сотнями миллионов штук в год.

К недостаткам подшипников качения следует отнести отсутствие разъемных конструкций, сравнительно большие радиальные габариты, ограниченную быстроходность, связанную с кинематикой и динамикой тел качения (центробежные силы, гироскопические моменты и пр.), низкую работоспособность при вибрационных

и ударных нагрузках и при работе в агрессивных средах (например, в воде).

На рис. 16.13 изображены основные типы подшипников качения. По форме тел качения они разделяются на шариковые и роликовые, по направлению воспринимаемой нагрузки — на радиальные, упорные, радиально-упорные и упорно-радиальные.

Радиальные шариковые подшипники (1, рис. 16.13) — наиболее простые и дешевые. Они допускают небольшие перекосы вала (до $1/4^\circ$) и могут воспринимать осевые нагрузки, но меньшие радиальных. Эти подшипники широко распространены в машиностроении.

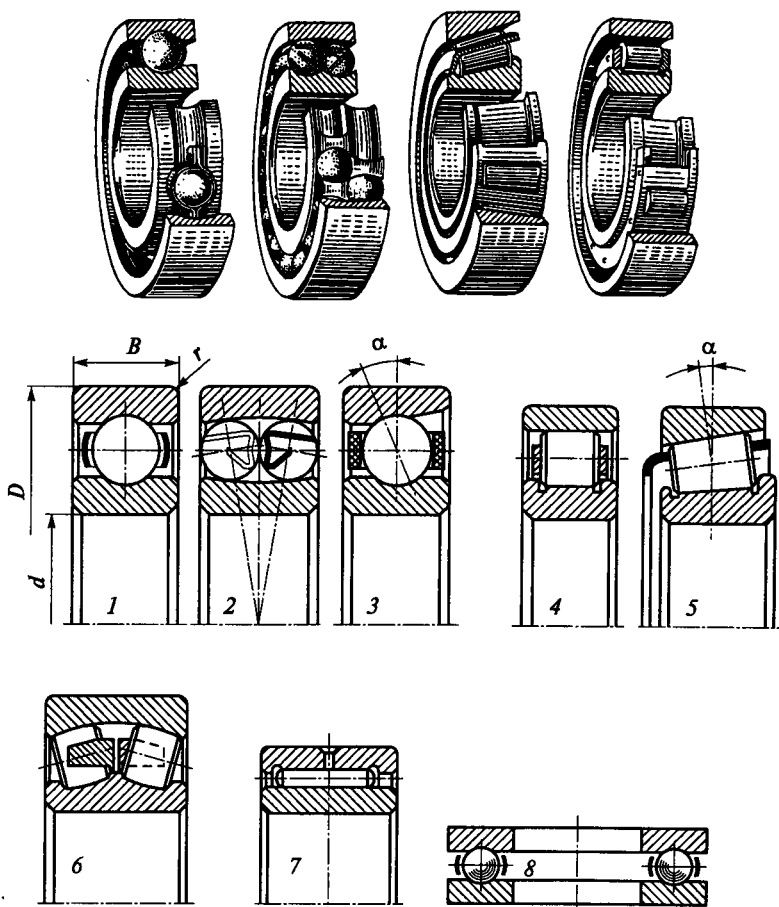


Рис. 16.13

Радиальные роликовые подшипники (4, рис. 16.13) благодаря увеличенной контактной поверхности допускают значительно большие нагрузки, чем шариковые. Однако они не воспринимают осевые нагрузки и плохо работают при перекосах вала. В роликовых цилиндрических и конических подшипниках с бочкообразными роликами концентрация нагрузки от неизбежного перекоса вала существенно снижается. Аналогичное сравнение можно провести и между радиально-упорными шариковыми 3 и роликовыми 5 подшипниками.

Сферические шариковые 2 и роликовые 6 подшипники применяют в тех случаях, когда допускают значительный перекося вала (до 2...3°). Они имеют сферическую рабочую поверхность наружного кольца и ролики бочкообразной формы. Эти подшипники допускают небольшие осевые нагрузки.

Применение игольчатых подшипников 7 позволяет уменьшить габариты (диаметр) при значительных нагрузках. Упорный подшипник 8 воспринимает только осевые нагрузки и плохо работает при перекосе оси.

По нагрузочной способности (или по габаритам) подшипники разделяют на размерные серии. Стандартом предусматривается семь серий диаметров: сверхлегкая (2 серии), особолегкая (2 серии), легкая, средняя, тяжелая и пять серий ширин: особоузкая, узкая, нормальная, широкая и особоширокая. Функциональные возможности и ресурс подшипника зависят от точности его изготовления. Согласно ГОСТ 520 — 2002 установлены следующие основные классы точности в порядке повышения точности: 8, 7, нормальный, 6, 5, 4, Т, 2* — для шариковых радиальных и радиально-упорных, а также роликовых радиальных; 8, 7, нормальный, 6, 5, 4, 2 — для упорных и упорно-радиальных; 8, 7, 0, нормальный, 6X, 6, 5, 4, 2 — для роликовых конических. Подшипники классов точности 8 и 7 могут изготавливаться по заказу потребителя для применения в неотвественных узлах. Класс точности регламентирует величины предельных отклонений размеров, формы и расположения поверхностей деталей подшипника. В зависимости от наличия требований к уровню вибраций, величине момента трения и других дополнительных технических требований подшипники разделяют на три категории — А, В и С.

Категория	А	В	С
Класс точности	5, 4, Т, 2	0, нормальный, 6X, 6, 5	8, 7, 0, нормальный, 6

*Все подшипники нормального класса точности (кроме конических) маркируют знаком 0. Конические подшипники классов точности «нормальный» и 6X маркируют знаками N и X соответственно.

Обычно к подшипникам категории С не предъявляется никаких специальных требований. Следует отметить, что с повышением точности подшипника возрастает его стоимость.

Класс точности	0	6	5	4	2
Относительная стоимость (приближенно)	1	1,3	2	4	10

Все подшипники качения изготавливают из высокопрочных подшипниковых сталей с термической обработкой, обеспечивающей высокую твердость.

Большое влияние на работоспособность подшипника оказывает качество сепаратора. Сепараторы разделяют и направляют тела качения. В подшипниках без сепаратора тела качения набегают друг на друга. При этом кроме трения качения возникает трение скольжения, увеличиваются потери и износ подшипника. Установка сепаратора значительно уменьшает потери на трение, так как сепаратор является свободно плавающим и вращающимся элементом. Большинство сепараторов выполняют штампованными из стальной ленты. При повышенных окружных скоростях (более 10...15 м/с) применяют массивные сепараторы из латуни, бронзы, дюралюминия или пластмассы (3, рис. 16.13).

§ 16.7. Условия работы подшипника качения, влияющие на его работоспособность

Распределение нагрузки между телами качения. По условию равновесия (рис. 16.14),

$$F_r = F_0 + 2F_1 \cos \gamma + 2F_2 \cos (2\gamma) + \dots + 2F_n \cos (n\gamma), \quad (16.17)$$

где $\gamma = 360^\circ/z$; z — число шариков.

В уравнение (16.17) входят только те члены, для которых угол $n\gamma$ меньше 90° , так как верхняя половина подшипника не нагружена.

Исследование зависимости между силами $F_0, F_1, F_2, \dots, F_n$ с учетом контактных деформаций при условии абсолютной точности размеров шариков и колец и отсутствии радиального зазора позволило установить

$$F_1 = F_0 \cos^{3/2} \gamma, \dots, F_n = F_0 \cos^{3/2} (n\gamma). \quad (16.17a)$$

Решая (16.17) относительно F_0 с учетом (16.17a), получаем

$$F_0 = F_r / [1 + 2 \cos^{5/2} \gamma + 2 \cos^{5/2} (2\gamma) + \dots + 2 \cos^{5/2} (n\gamma)]. \quad (16.18)$$

Подсчитано, что отношение $z/[1 + 2 \cos^{5/2} \gamma + 2 \cos^{5/2} (2\gamma) + \dots + 2 \cos^{5/2} (n\gamma)] \approx 4,37$ практически для любого числа ($z = 8 \dots 20$) шариков, встречающегося в подшипнике. При этом

$$F_0 = 4,37F_r/z.$$

Вводя поправку на влияние радиального зазора и неточности размеров деталей, практически принимают

$$F_0 = 5F_r/z, F_n = [5F_r \cos^{3/2} (n\gamma)]/z. \quad (16.19)$$

Нетрудно понять, что распределение нагрузки в значительной степени зависит от размера зазора в подшипнике и точности геометрической формы его деталей. Поэтому к точности изготовления подшипников качества предъявляют высокие требования. Зазоры увеличиваются от износа подшипника в эксплуатации. При этом прогрессивно ухудшаются условия работы вплоть до разрушения подшипника.

Контактные напряжения в деталях подшипников. При известных F_0, F_1, \dots, F_n можно определить контактные напряжения в подшипнике. Расчетные формулы для соответствующих случаев контакта можно найти в справочниках [26]. Эти формулы здесь не рассматриваются, так как на практике расчет (подбор) подшипников выполняют не по напряжениям, а по нагрузкам (см. § 16.8).

В каждой точке поверхности контакта колец или шариков контактные напряжения изменяются по отнулевому циклу (рис. 16.15), где изображены напряжения в точках a и b (см. рис. 16.14) при вращении внутреннего кольца. Период цикла напряжений в каждой точке беговых дорожек колец равен времени перемещения очередного шарика в данную точку.

С переменными контактными напряжениями связан усталостный характер разрушения рабочих поверхностей деталей подшипника (выкрашивание). Следует отметить, что сопротивление усталости подшипника зависит от того, какое из колец вращается — внутреннее или наружное. Благоприятным является случай вра-

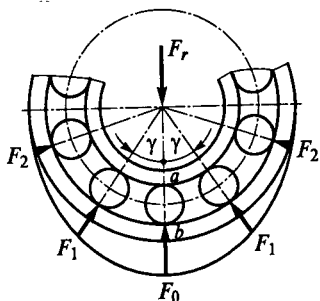


Рис. 16.14

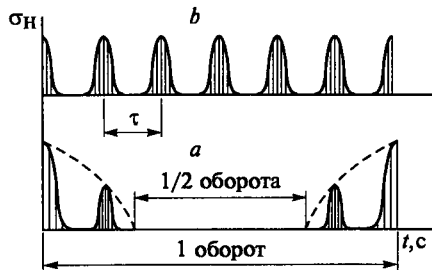


Рис. 16.15

щения внутреннего кольца (при этом наружное кольцо неподвижно)*. Действительно, при нагрузке F_0 напряжения в точке a кольца (см. рис. 16.14) больше, чем напряжения в точке b , так как в точке a шарик соприкасается с выпуклой, а в точке b — с вогнутой поверхностью. В этих условиях равное число циклов напряжений вызовет усталостное разрушение прежде всего в точке a . Для того чтобы уравнивать условия работы колец, необходимо уменьшить число циклов напряжений в точке a по сравнению с точкой b . Такое уменьшение и достигается при вращении внутреннего кольца, так как на половине оборота точка a разгружается совершенно, а в большей части другой половины нагружена не полностью (см. рис. 16.15).

Кинематика подшипника. Шарик в подшипнике совершает планетарное движение. На рис. 16.16 изображен план скоростей для случая вращения внутреннего кольца. Здесь

$$v_1 = \omega D_1/2; v_0 = v_1/2.$$

Угловая скорость шарика вокруг своей оси

$$\omega_{ш} = 2(v_1 - v_0)/D_w = 0,5\omega D_1/D_w. \quad (16.20)$$

Угловая скорость шарика вокруг оси вала, или угловая скорость сепаратора,

$$\omega_c = 2v_0/D_m = 0,5\omega D_1/(D_1 + D_w) \approx 0,5\omega. \quad (16.21)$$

Итак, сепаратор вращается в ту же сторону, что и вал, с угловой скоростью, равной примерно половине угловой скорости вала.

Формула (16.21) позволяет отметить, что угловая скорость сепаратора зависит от размеров шарика. Чем больше D_w при постоянном D_1 , тем меньше ω_c . При неточном изготовлении шариков большие из них тормозят, а меньшие ускоряют сепаратор. Между сепаратором и шариками могут возникать значительные давления и силы трения. С этим связаны износ шариков и сепараторов, увеличение потерь в подшипнике и случаи поломки сепараторов. Это обуславливает также высокие требования к точности изготовления деталей подшипника и ответственность сепаратора как одной из этих деталей.

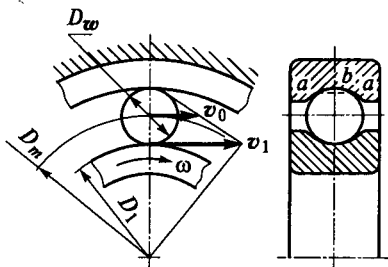


Рис. 16.16

*Этот случай наиболее распространен на практике (вал вращается при неподвижном корпусе).

Контакт шарика с кольцами осуществляется по некоторой дуге aba (рис. 16.16). Скорости точек a и b при качении шарика различны. Если допустить, что в точке b нет скольжения, то оно будет в точке a . Таким образом, в шариковых подшипниках наряду с трением качения наблюдается трение скольжения. Это создает дополнительный износ и потери в шариковых подшипниках. В роликовых подшипниках все точки контакта одинаково удалены от оси роликов. Здесь наблюдается чистое качение. Потери и износ в роликовых подшипниках меньше, чем в шариковых.

Динамика подшипника. Каждый шарик или ролик подшипника (рис. 16.17, a) прижат к наружному кольцу центробежной силой

$$F_{цб} = m\omega_c^2 D_m/2, \quad (16.22)$$

где m — масса шарика или ролика.

Ранее отмечалось, что контактные напряжения у наружного кольца меньше, чем у внутреннего, поэтому дополнительная нагрузка центробежными силами наружного кольца практически не влияет на работоспособность подшипника. Это положение остается справедливым только до некоторых частот вращения, которые считаются нормальными для данного подшипника (см. примеры в табл. 16.2). У высокоскоростных подшипников влияние центробежных сил возрастает. Центробежные силы особенно неблагоприятны для упорных подшипников (рис. 16.17, b). Здесь они расклинивают кольца и могут давить на сепаратор — повышаются трение и износ.

Кроме центробежных сил на шарики упорного подшипника действует гироскопический момент, связанный с изменением направления оси вращения шарика в пространстве (рис. 16.17, b):

$$M_r = J\omega_{ш}\omega_c, \quad (16.23)$$

где J — момент инерции шарика относительно своей оси. Под действием гироскопического момента шарик стремится повернуться в направлении, перпендикулярном направлению качения. Вращение возможно, если

$$M_r > M_T = FfD_w, \quad (16.24)$$

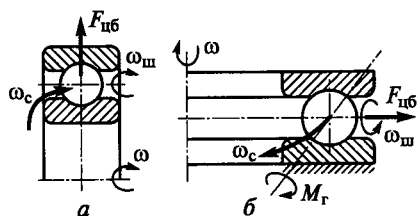


Рис. 16.17

где M_T — момент сил трения между шариком и кольцами; F — нагрузка на шарик. Вращение шариков под действием M_r сопровождается дополнительными потерями и износом.

В радиальных подшипниках направление оси вращения ша-

риков или роликов в пространстве не изменяется. Поэтому на них не действуют гироскопические моменты. Радиально-упорные подшипники занимают промежуточное положение. Для них

$$M_r = J\omega_m \omega_c \sin \alpha, \quad (16.25)$$

где α — угол контакта (см. рис. 16.13).

Таким образом, вредное влияние динамических факторов больше всего проявляется в упорных подшипниках. Поэтому допускаемые частоты вращения для упорных подшипников значительно ниже, чем для радиальных и радиально-упорных. При высоких частотах вращения упорные подшипники рекомендуют заменять упорно-радиальными.

Смазка подшипников. Смазка существенно влияет на долговечность подшипников. Она уменьшает трение, снижает контактные напряжения, защищает от коррозии, способствует охлаждению подшипника. Для смазки подшипников качения применяют пластичные (густые) мази и жидкие масла. Последние более эффективны для охлаждения и уменьшения потерь. Необходимое количество масла для подшипников качения очень невелико. Излишнее количество масла только ухудшает работу подшипника. Например, если сепаратор погрузить в масло, то оно будет препятствовать его свободному вращению, увеличиваются потери и нагрев подшипника. Подшипниковые узлы необходимо тщательно защищать от попадания пыли и грязи. В противном случае их ресурс резко снижается.

§ 16.8. Практический расчет (подбор) подшипников качения

Основные критерии работоспособности и расчета. Можно отметить следующие основные причины потери работоспособности подшипников качения.

Усталостное выкрашивание наблюдается у подшипников после длительного времени их работы в нормальных условиях.

Износ наблюдается при недостаточной защите от абразивных частиц (пыли и грязи). Износ является основным видом разрушения подшипников автомобильных, тракторных, горных, строительных и многих подобных машин.

Разрушение сепараторов дает значительный процент выхода из строя подшипников качения, особенно быстроходных.

Раскалывание колец и тел качения связано с ударными и вибрационными перегрузками, неправильным монтажом, вызывающим перекосы колец, заклинивание и т. п. При нормальной эксплуатации этот вид разрушения не наблюдается.

Остаточные деформации на беговых дорожках в виде лунок и вмятин наблюдаются у тяжело нагруженных тихоходных подшипников.

Современный расчет подшипников качения базируют только на двух критериях:

1) *расчет на статическую грузоподъемность* по остаточным деформациям;

2) *расчет на ресурс* (долговечность) по усталостному выкрашиванию. Расчеты по другим критериям не разработаны, так как эти критерии связаны с целым рядом случайных факторов, трудно поддающихся учету.

Стандартом ограничены число типов и размеров подшипников. Это позволило рассчитать и экспериментально установить грузоподъемность (работоспособность) каждого типоразмера подшипников.

При проектировании машин подшипники качения не конструируют и не рассчитывают, а подбирают из числа стандартных по условным формулам. Методика подбора стандартных подшипников также стандартизована.

Ниже излагается методика выбора подшипников, принятая отечественными стандартами и международной организацией по стандартизации ИСО (см. каталог-справочник [28]).

Различают подбор подшипников по динамической грузоподъемности для предупреждения усталостного разрушения (выкрашивание), по статической грузоподъемности для предупреждения остаточных деформаций.

Выбор подшипников по динамической грузоподъемности C (по заданному ресурсу или долговечности) выполняют при частоте вращения $n \geq 10 \text{ мин}^{-1}$. При n от 1 до 10 мин^{-1} в расчет принимают $n = 10 \text{ мин}^{-1}$.

Условие подбора:

$$C (\text{потребная}) \leq C (\text{базовая}). \quad (16.26)$$

Базовая динамическая грузоподъемность C — это такая постоянная стационарная сила, которую подшипник может теоретически воспринимать в течение 1 млн оборотов без появления признаков усталости не менее чем у 90% из определенного числа подшипников, подвергающихся испытаниям. Величина C для каждого подшипника приводится в каталогах, примеры см. в табл. 16.2 (для шариковых радиальных однорядных подшипников средней серии 300, ГОСТ 8338 — 75). При этом под C понимают радиальную силу C_r для радиальных и радиально-упорных подшипников (с невращающимся наружным кольцом), осевую силу C_a для упорных и упорно-радиальных (при вращении одного из колец).

Динамическая грузоподъемность и ресурс связаны эмпирической зависимостью

$$L = a_1 a_{23} (C/P)^p \text{ или } C = P \sqrt[p]{L/(a_1 a_{23})}, \quad (16.27)$$

где L — ресурс, млн оборотов; P — эквивалентная динамическая нагрузка (см. ниже); $p=3$ для шариковых и $p=10/3 \approx 3,33$ для роликовых подшипников; a_1 — коэффициент долговечности (см. ниже); a_{23} — обобщенный коэффициент совместного влияния качества металла, особенностей технологии производства, конструкции и условий эксплуатации (табл. 16.3).

Таблица 16.2

Размеры, мм (см. рис. 16.13)				Динамическая грузоподъемность C , Н	Статическая грузоподъемность C_0 , Н	Предельная частота вращения, мин ⁻¹	
d	D	B	r			Смазка	
						пластичная	жидкая
12	37	12	1,5	9750	4 650	19 000	24 000
60	130	31	3,5	81 900	48 000	5 000	6 000
100	215	47	4	174 000	132 000	3 000	3 600

Таблица 16.3

Тип подшипника	a_{23} при условиях (см. примечания)		
	1	2	3
Для шарикоподшипников (кроме сферических)	0,7...0,8	1,0	1,2...1,4
Для роликоподшипников цилиндрических, шарикоподшипников сферических двухрядных	0,5...0,6	0,8	1,0...1,2
Для роликоподшипников конических	0,6...0,7	0,9	1,1...1,3
Для роликоподшипников сферических двухрядных	0,3...0,4	0,6	0,8...1,0

Примечания: 1. Обычные условия применения. 2. Условия, характеризующиеся наличием гидродинамической пленки масла между контактирующими поверхностями колец и тел качения ($\Lambda \geq 2,5$) и пониженных перекосов в узле. 3. Когда кольца и тела качения изготовлены из сталей повышенного качества (электрошлаковой или вакуумной) и подшипники работают в условиях наличия гидродинамической пленки масла и пониженных перекосов в узле. 4. Решение задачи гидродинамической теории смазки для подшипников качения сложнее, чем для подшипников скольжения, и здесь не рассматривается. Формула для расчета параметра режима смазки Λ приведена в [28].

В каталогах указаны C с коэффициентом надежности $P(t) = 0,9$. В тех случаях, когда необходимо повысить надежность, величину a_1 уменьшают:

$P(t)$	0,9	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99
a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Для подшипников большинства изделий принимают $P(t) = 0,9^*$.

*Повышенные $P(t)$ допускают для подшипников повышенных классов точности при высокой точности сопряженных с подшипником деталей, надежном смазывании и строго регламентированных режимах нагрузки и частоты вращения [28].

При малых ресурсах ограничивают $P \leq 0,5C$, иначе возможно неусталостное разрушение.

Формула (16.27) получена в результате испытаний на усталость подшипников качения (как узла, а не материала). На основании испытаний строят кривую усталости с заданной вероятностью разрушения. Эта кривая подобна кривой на рис. 8.39, но отличается тем, что практически не имеет горизонтального участка, а за координаты приняты: по оси абсцисс — L (млн оборотов) вместо числа циклов N_n ; по оси ординат — нагрузка P вместо напряжений σ_n . Кривая аппроксимируется зависимостью $P^p L = \text{const}$. Константу определяют, приняв $L = 1$, и обозначают C^p . Тогда $P^p L = C^p$ и далее записывают в виде формулы (16.27). Величина C зависит не только от прочности материала, но также от конструктивных и технологических характеристик подшипника.

Если частота вращения n постоянна, номинальную долговечность (ресурс) удобнее считать в часах:

$$\left. \begin{aligned} L_n &= a_1 a_{23} (C/P)^p [10^6 / (60n)], \text{ или} \\ L_n &= L \cdot 10^6 / (60n). \end{aligned} \right\} \quad (16.28)$$

Рекомендуемые L_n приведены в табл. 16.4.

Эквивалентная динамическая нагрузка P для радиальных и радиально-упорных подшипников есть такая условная постоянная стационарная радиальная сила P_r , которая при приложении ее к подшипнику с вращающимся внутренним кольцом и с неподвижным наружным обеспечивает такую же долговечность, какую подшипник имеет при действительных условиях нагружения и вращения. Для упорных и упорно-радиальных подшипников соответственно будет P_a — постоянная центральная осевая сила при вращении одного из колец:

$$\left. \begin{aligned} P_r &= (XV F_r + Y F_a) K_B K_T, \\ P_a &= (X F_r + Y F_a) K_B K_T, \end{aligned} \right\} \quad (16.29)$$

где F_r, F_a — радиальная и осевая силы; X, Y — коэффициенты радиальной и осевой сил (указываются в каталоге, см. выдержки в табл. 16.5); V — коэффициент вращения, зависящий от того, какое кольцо подшипника вращается относительно внешней нагрузки (при вращении внутреннего кольца $V = 1$, наружного $V = 1,2$); K_B — коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки: спокойная $K_B = 1$, умеренные толчки $K_B = 1,3 \dots 1,5$, с сильными толчками (ударами) $K_B = 2,5 \dots 3$; K_T — температурный коэффициент (для стали ШХ15 при t до 100°C $K_T = 1$, при $t = 125 \dots 250^\circ\text{C}$ $K_T = 1,05 \dots 1,4$ соответственно).

Машины и оборудование	$L_h, \text{ч}$
1. Приборы и аппараты, используемые периодически (демонстрационная аппаратура, механизмы для закрывания дверей, бытовые приборы)	500
2. Механизмы, используемые в течение коротких периодов времени (механизм с ручным приводом, сельхозмашины, подъемные краны в сборочных цехах, легкие конвейеры)	≥ 4000
3. Ответственные механизмы, работающие с перерывами (вспомогательные механизмы на силовых станциях, конвейеры поточного производства, лифты, нечасто используемые металлообрабатывающие станки)	≥ 8000
4. Машины:	
а) для односменной работы с неполной нагрузкой (стационарные электродвигатели, редукторы общего назначения);	≥ 12000
б) работающие с полной нагрузкой одну смену (машины общего машиностроения, подъемные краны, вентиляторы, распределительные валы);	~ 20000
в) для круглосуточного использования (компрессоры, насосы, шахтные подъемники, стационарные электромашины, судовые приводы);	≥ 40000
г) непрерывно работающие с высокой нагрузкой (оборудование бумагоделательных фабрик, энергетические установки, шахтные насосы, оборудование торговых морских судов)	≥ 100000

В табл. 16.5 величины X и Y различны в зависимости от отношения $F_a/(VF_r)$. Объясняется это тем, что до некоторых пределов, равных коэффициенту e этого отношения, дополнительная осевая нагрузка не ухудшает условия работы подшипника. Она уменьшает радиальный зазор в подшипнике и выравнивает распределение нагрузки (в том числе радиальной) по телам качения.

При переменном режиме нагрузки в формулах (16.29) вместо F_r и F_a подставляют их средние величины F_{mr} и F_{ma} , каждая из которых определяется по зависимости:

$$F_m = \sqrt[p]{\Sigma(F_i^p L_i) / \Sigma L_i}, \quad (16.30)^*$$

где F_i — радиальная или осевая сила соответственно, действующая на подшипник при i -том режиме нагрузки; L_i — число млн об. на i -том режиме.

*Здесь: $p=3$, для более точного расчета рекомендуется $p=10/3$.

Тип подшипника	α°	F_d/C_0	$F_d(VF_r) \leq e$		$F_d(VF_r) > e$		e
			X	Y	X	Y	
			Радиальный шариковый однорядный				
0	0,014	1	0	0,56	2,30	0,19	
	0,028				1,99	0,22	
	0,056				1,71	0,26	
	0,084				1,55	0,28	
	0,11				1,45	1,30	
	0,17				1,31	0,34	
	0,28				1,15	0,38	
	0,42				1,04	0,42	
	0,56				1,00	0,44	
	Радиально-упорный шариковый однорядный						
12	0,014	1	0	0,45	1,81	0,30	
	0,029				1,62	0,34	
	0,057				1,46	0,37	
	0,086				1,34	0,41	
	0,11				1,22	0,45	
	0,17				1,13	0,48	
	0,29				1,14	0,52	
	0,43				1,01	0,54	
	0,57				1,00	0,54	
	26				—	1	0
36	—	1	0	0,37	0,66	0,95	
Подшипники роликовые конические однорядные							
—	—	1	0	0,4	0,4 ctg α	1,5 tg α (можно по каталогу)	

Для расчетов по формуле (16.30) необходимо знать циклограмму нагружения. Расчет величин F_m упрощается, если воспользоваться графиками типовых режимов (см. рис. 8.42). В этом случае $F_{mr} = K_E F_r$, и $F_{ma} = K_E \cdot F_a$, где величины F_r и F_a определяют по максимальной из длительно действующих нагрузок, а величину коэффициента эквивалентности K_E — в зависимости от режима нагрузки:

Режим нагрузки	0	I	II	III	IV	V
K_E	1	0,8	0,63	0,56	0,5	0,4

Проверка и подбор подшипников по статической грузоподъемности. По уравнению (16.27) нагрузка P растет с уменьшением ресурса L и теоретически не имеет ограничения. Практически нагрузка ограничена потерей статической прочности, или так называемой статической грузоподъемностью. Статическую грузоподъемность используют для подбора подшипников при малых частотах вращения $n < 1 \text{ мин}^{-1}$, когда число циклов нагружений мало и не вызывает усталостных разрушений, а также для проверки подшипников, рассчитанных по динамической грузоподъемности. Условие проверки и подбора

$$P_0 \leq C_0,$$

где P_0 — эквивалентная статическая нагрузка; C_0 — статическая грузоподъемность.

Под статической грузоподъемностью понимают такую статическую силу, которой соответствует общая остаточная деформация тел качения и колец в наиболее нагруженной точке контакта, равная 0,0001 диаметра тела качения. При этом под C_0 понимают радиальную силу для радиальных и радиально-упорных подшипников, осевую силу для упорных и упорно-радиальных. Величины C_0 указаны в каталогах для каждого типоразмера подшипника (см. табл. 16.2).

Эквивалентная статическая нагрузка

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a, \text{ но не меньше чем } P_0 = F_r, \quad (16.31)$$

где F_r и F_a — радиальная и осевая силы; X_0 и Y_0 — коэффициенты радиальной и осевой статических сил (см. каталог). $P_0 = F_a$ для упорных подшипников. Например:

- 1) $X_0 = 0,6$ и $Y_0 = 0,5$ — радиальные шарикоподшипники однорядные и двухрядные;
- 2) $X_0 = 0,5$ и $Y_0 = 0,47 \dots 0,28$ (при $\alpha = 12 \dots 36^\circ$ соответственно) — радиально-упорные шарикоподшипники;
- 3) $X_0 = 0,5$ и $Y_0 = 0,22 \operatorname{ctg} \alpha$ — конические и самоустанавливающиеся шарико- и роликоподшипники.

Предельная быстроходность подшипника. Ограничивается указанной в каталоге предельной частотой вращения $n_{\text{пр}}$. Это наибольшая частота вращения, за пределами которой расчетная долговечность не гарантируется. Исследованиями установлено, что интенсивность износа и потери на трение в подшипниках качения связаны с окружной скоростью. Поэтому для оценки предельной быстроходности принят условный скоростной параметр (пропорциональный окружной скорости)

$$[D_m n] = \text{const},$$

где D_m — диаметр окружности центров тел качения, мм; n — частота вращения, мин^{-1} .

Допускаемая величина $[D_m n]$ зависит от конструктивных и эксплуатационных параметров: типа подшипника, типа сепаратора, класса точности, типа смазки и др.

Например, подшипник шариковый радиальный однорядный со стальным штампованным сепаратором классов точности нормальный и 6 $[D_m n] = 5,5 \cdot 10^5$ при жидкой и $4,5 \cdot 10^5$ при пластичной смазках; шариковый упорный однорядный и при тех же параметрах $[D_m n] = 1,8 \cdot 10^5$ и $1,3 \cdot 10^5$.

При известном $[D_m]n$ определяют n_{np} для каждого типоразмера подшипника, который указан в каталогах.

Особенности расчета нагрузки радиально-упорных подшипников связаны с наклоном контактных линий на угол α к торцовой плоскости подшипника (см. рис. 16.13 и 16.18). На рис. 16.18 в качестве примера изображены конструктивная *a* и расчетная *б* схемы для подшипников вала конической шестерни (см. рис. 8.30). Нагрузки в зацеплении приведены к оси вала: $F_{r\Sigma} = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}$, $M = F_a d_{m1}/2$, где F_t , F_r и F_a — по формулам (8.37) или (8.46)...(8.48)

Нагрузка на конец вала — F_M .

Радиальные нагрузки подшипников F_{r1} и F_{r2} определяют обычным способом по двум уравнениям равновесия: $\Sigma F = 0$ и $\Sigma M = 0$. Здесь отметим только, что F_{r1} и F_{r2} приложены в точках пересечения контактных нормалей с осью вала. Расстояние между этими точками зависит от схемы расположения подшипников и величины угла α . Если каждый подшипник на рис. 16.18 развернуть в плоскости чертежа на 180° с соответствующим изменением положения упорных буртиков, то точки приложения сил F_{r1} и F_{r2} сместятся внутрь, расстояние между ними (как плечо действия сил) уменьшится, а силы F_{r1} и F_{r2} возрастут — неблагоприятный вариант.

Для определения двух осевых нагрузок F_{a1} и F_{a2} имеем только одно уравнение $\Sigma F_x = 0$, или

$$F_a - F_{a1} + F_{a2} = 0, \quad (16.32)$$

где за ось x принята ось вала.

В общем случае F_{a1} не равна F_{a2} , поэтому для решения нужны дополнительные условия. Рассмотрим эти условия. Наклон контактных линий в радиально-упорных подшипниках приводит к то-

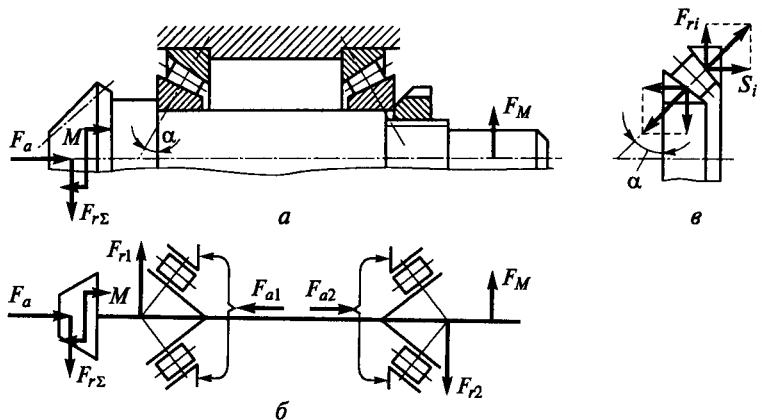


Рис. 16.18

му, что радиальные нагрузки F , сопровождаются внутренними осевыми силами S , которые стремятся раздвинуть кольца подшипника в осевом направлении (рис. 16.18, θ). Этому препятствуют упорные буртики вала и корпуса с соответствующими реакциями F_{a1} и F_{a2} . Очевидно, должно быть

$$F_{a1} \geq S_1 \text{ и } F_{a2} \geq S_2, \quad (16.33)$$

иначе кольца раздвинутся (расчет сил S см. ниже).

Кроме того, для решения задачи принимают*, что в одном из подшипников осевая сила равна минимально возможной по условию нераздвижения колец, т. е. $F_{ai} = S_i$. Приняв, например $F_{a1} = S_1$, получим

$$F_{a2} = S_1 - F_a, \quad (16.34)$$

и если при этом $F_{a2} \geq S_2$, то осевые силы определены правильно. Если $F_{a2} < S_2$, то принимают $F_{a2} = S_2$ и находят

$$F_{a1} = S_2 + F_a. \quad (16.35)$$

При этом обязательно выполняется условие $F_{a1} \geq S_1$, так как при $F_{a1} = S_1$ было $F_{a2} < S_2$, а при увеличении F_{a2} должна увеличиваться и F_{a1} [см. уравнение (16.32)].

Величины сил S зависят от типа подшипника, угла α и условий сборки или регулировки подшипников. Если подшипники собраны с большим зазором, то всю нагрузку воспринимают только один или два ролика. При этом (рис. 16.18, θ) $S_i = F_{ri} \operatorname{tg} \alpha$, где i — в общем случае номер опоры.

Большие зазоры приводят к быстрому разрушению подшипников и поэтому недопустимы. Обычно устанавливают зазоры, близкие к нулю. В этом случае под нагрузкой находится примерно половина тел качения, а суммарная осевая составляющая

$$S_i = e' F_{ri}, \quad (16.36)$$

где e' — коэффициент минимальной осевой силы.

Для радиально-упорных шарикоподшипников с номинальным углом контакта $\alpha < 18^\circ$ величина e' является функцией отношения $(F_r/C_0)^*$ (см. [15,22]). При $\alpha \geq 18^\circ$ $e' = e$. Для конических роликподшипников $e' = 0,83 e$, где e — параметр осевой нагрузки (см. табл. 16.5).

*См.: Иванов В. Н., Баринаева В. С. Выбор и расчет подшипников качения. М.: МВТУ, 1988; Фомин М. В. Расчеты опор с подшипниками качения. М.: МГТУ, 2001.

1. Почему подшипники качения получили преимущественное распространение? Их преимущества и недостатки.
2. Основные типы подшипников качения.
3. Зачем нужен сепаратор в подшипнике?
4. Как распределяется радиальная нагрузка по телам качения подшипника?
5. Где больше контактные напряжения: на внутреннем или наружном кольцах радиального подшипника — и почему?
6. Почему выгоднее вращение внутреннего кольца?
7. Чему равна окружная скорость сепаратора в зависимости от окружной скорости вала?
8. К каким вредным последствиям приводит неравномерность диаметров тел качения?
9. С чем связаны ограничения частоты вращения подшипников в ГОСТе? Для каких типов подшипников допускаемые частоты вращения меньше?
10. Какие виды разрушения наблюдаются у подшипников качения и по каким критериям работоспособности их рассчитывают?
11. Что такое динамическая C и статическая C_0 грузоподъемности подшипника?
12. Что такое эквивалентная динамическая нагрузка P подшипника?
13. Какой зависимостью связаны C и P с ресурсом L подшипника?
14. Как учитывают надежность, качество материала и условия эксплуатации при определении ресурса L подшипника?
15. Условие подбора подшипника по динамической грузоподъемности.
16. Как учитывают переменность режима нагрузки?
17. При каких условиях эксплуатации подшипники подбирают по статической грузоподъемности?
18. Условие подбора подшипников по статической грузоподъемности.
19. Каковы особенности расчета осевой нагрузки пары радиально-упорных подшипников?

Пример 16.2. Подобрать подшипники для вала редуктора (см. рис. 15.1), используя данные примера 15.1: диаметр в месте посадки подшипников $d=60$ мм, $n=200$ мин⁻¹, ресурс $L_h=20\,000$ ч, режим нагрузки II — по рис. 8.42 и табл. 16.4, допускаются двукратные кратковременные перегрузки, температура подшипника $t<100$ °С, реакции опор по рис. 15.3: $F_{R1}=10\,417$ Н, $F_{R2}=16\,381$ Н, $F_a=906$ Н и направлена в сторону левой опоры.

Решение. Учитывая сравнительно небольшую осевую силу F_a , предварительно назначаем шариковые радиальные подшипники средней узкой серии, условное обозначение 312, для которых по каталогу $C=81\,900$ Н, $C_0=48\,000$ Н, $n_{пр}=6000$ мин⁻¹. Определяем эквивалентную динамическую нагрузку на подшипник по формуле (16.29) с учетом переменного режима нагружения, предварительно определив: $F_{mr1}=0,63 \cdot 10\,417=6562,7$ Н; $F_{ma1}=0,63 \cdot 906=570,8$ Н; $F_{mr2}=0,63 \cdot 16\,381=10\,320$ Н. Здесь $K_E=0,63$ — см. табл. на с. 360. $F_{ma1}/C_0=570,8/48\,000=0,012$.

Отметим, что в случаях получения величин этого отношения, отличающихся от приведенных в табл. 16.5, поиск Y и e осуществляют линейной интерполяцией или по формулам, приведенным в [22]. В нашем случае для назначенных подшипников $e=0,528 (F_a/C_0)^{0,24}=0,528 (570,8/48\,000)^{0,24}=0,182$, где $F_a=F_{ma1}$.

При $V=1$ [см. примечания к формуле (16.29)] $F_{ma1}/(VF_{mr1})=570,8/6562,7=0,087 < e$. При этом $X=1$: $Y=0$. По рекомендациям к формуле (16.29) принимаем $K_B=1,3$, $K_T=1$.

По формуле (16.29): $P_{r1}=6562,7 \cdot 1,3=8531,5$ Н; $P_{r2}=10\,320 \cdot 1,3=13\,416$ Н. Так как $P_{r2} > P_{r1}$, то подбор подшипников проводим для правой опоры, как более нагруженной.

Согласно (16.27), определяем требуемую динамическую грузоподъемность подшипника, приняв $a_1=1$ и $a_{23}=1$ (см. табл. 16.3): $C=13\,416 \sqrt[3]{240}=83\,373$ Н, где $L=60nL_h/10^6=60 \cdot 200 \cdot 20\,000/10^6=240$ млн об.

Получен результат, когда потребная динамическая грузоподъемность превышает базовую ($C=81\,900\text{ Н}$) на 1,8%, следовательно, расчетный ресурс подшипника 312 будет меньше заданного и составит [см. (16.27) и (16.28)] $L_h = a_1 \cdot a_{23} \cdot (C/P)^P \cdot 10^6/60 = 1 \cdot (81\,900/13\,416)^3 \cdot 10^6/(60 \cdot 200) = 18\,958\text{ ч}$ (отклонение от заданного ресурса — 5,2%).

Отметим, что величина расчетного ресурса (при $a_1=1$) является минимальной или гарантированной для 90% подшипников определенной партии. Фактический же ресурс подшипников существенно больше расчетного. Проверим выполнение условия $P_{\max} \leq 0,5\text{ С}$ (см. с. 358). Находим параметр осевой нагрузки для подшипника левой опоры $e=0,528(F_{a1}/C_0)^{0,24} = 0,528(906/48000)^{0,24} = 0,2$. При этом $F_{a1}/(VF_{r1}) = 906/(1 \cdot 10417) = 0,087 < e$. По формуле (16.29), принимая $X=1$, а $Y=0$, определяем максимальную эквивалентную динамическую нагрузку, действующую на подшипник в левой опоре. $P_{r1\max} = VF_{r1} K_E K_T = 1 \cdot 10417 \cdot 1,3 \cdot 1 = 13542,1\text{ Н}$. В правой опоре $F_{a2}=0$, поэтому $P_{r2\max} = VF_{r2} K_E K_T = 1 \cdot 16381 \cdot 1,3 \cdot 1 = 21295,3\text{ Н}$. Получили, что $P_{r\max} = P_{r2\max} < 0,5C = 0,5 \cdot 81900 = 40950\text{ Н}$. Требуемое условие выполняется. С учетом двукратной перегрузки проверим подшипник 312 по статической грузоподъемности. По формуле (16.31): для левой опоры — $P_0 = 2(0,6 \cdot 10417 + 0,5 \cdot 906) = 13\,406\text{ Н} < C_0$; для правой опоры: $P_0 = 2 \cdot 16381 = 32\,762\text{ Н} < C_0$. Условие $P_0 \leq C_0$ выполняется.

Учитывая изложенное выше, а также то обстоятельство, что опорные реакции определялись как максимально возможные (наихудший случай) [см. пример расчета 15.1], следует признать подшипник 312 удовлетворяющим исходным данным примера 16.2 [см. также поз. 4а и б табл. 16.4].

Пример 16.3. Подобрать подшипники для вала конической шестерни, нагруженного по рис. 16.18: $n=960\text{ мин}^{-1}$, срок службы $L_h=10\,000\text{ ч}$, режим нагрузки I (по рис. 8.42 и по позиции 3, табл. 16.4), допускается двукратная перегрузка, температура подшипника $t < 100^\circ\text{С}$. Полагаем, что из предыдущего расчета вала известно: $F_{r1} = 2100\text{ Н}$, $F_{r2} = 645\text{ Н}$, $F_a = -1064\text{ Н}$, диаметр вала $d=30\text{ мм}$.

Решение. Предварительно назначаем конические подшипники легкой серии, условное обозначение 7206, для которых по справочнику [26] находим: $\alpha=14^\circ$; $C_0=22000\text{ Н}$; $n_{\text{нр}}=8500\text{ мин}^{-1}$ при жидком смазочном материале; $e=0,36$; при $F_a/(VF_r) > e$ $Y=1,65$.

Выполняем проверочный расчет. По формуле (16.36), где $e'=0,83e=0,83 \cdot 0,36 = 0,3$, находим минимальные осевые силы в опорах: $S_1 = 0,3 \cdot 2100 = 630\text{ Н}$; $S_2 = 0,3 \cdot 645 = 193,5\text{ Н}$. Принимаем $F_{a1} = S_1 = 630\text{ Н}$ и по формуле (16.34) определяем $F_{a2} = 630 - (-1064) = 1694\text{ Н} > S_2 = 193,5\text{ Н}$.

Условия (16.33) удовлетворяются. Следовательно, осевые силы, действующие на подшипники, найдены правильно.

Максимальная эквивалентная динамическая нагрузка — по формуле (16.29) при $V=1$; $K_T=1$; $K_B=1,3$: левая опора — $F_{a1}/(VF_{r1}) = 630/(1 \cdot 2100) = 0,3 < e=0,36$. Согласно табл. 16.5 $X=1$; $Y=0$ и $P_{r1\max} = VF_{r1} K_E K_T = 1 \cdot 2100 \cdot 1,3 \cdot 1 = 2730\text{ Н}$; правая опора — $F_{a2}/(VF_{r2}) = 1694/(1 \cdot 645) = 2,63 > e=0,36$, поэтому по табл. 16.5 или справочнику определяем $X=0,4$; $Y=1,65$. $P_{r2\max} = (XVF_{r2} + YF_{a2}) K_E K_T = (0,4 \cdot 1 \cdot 645 + 1,65 \cdot 1694) \cdot 1,3 \cdot 1 = 4548,2\text{ Н}$. Так как $P_{r2\max} > P_{r1\max}$, то подбор подшипников выполняем по правой опоре, как более нагруженной.

Для режима I переменной нагрузки эквивалентная динамическая нагрузка в правой опоре может быть определена как $P_{r2} = K_E P_{r2\max} = 0,8 \cdot 4548,2 = 3638,6\text{ Н}$, где $K_E=0,8$ — см. с. 360.

Отметим, что расчет средних величин нагрузок при переменном режиме нагружения и дальнейшем определении P_{r2} по формуле (16.29) даст тот же результат, который получен нами выше. Это связано с тем, что параметр осевой нагрузки конических подшипников не зависит от величины осевой силы.

Потребная динамическая грузоподъемность: по формуле (16.27) при $a_1=1$ (с. 357); $a_{23}=0,7$ (табл. 16.3) и заданном ресурсе $L=60\text{ млн}$ $L_h/10^6 = 60 \cdot 960 \cdot 10000/10^6 = 576\text{ млн. об.}$

$C = 3638,6^{3,33} \sqrt{576/(1 \cdot 0,7)} = 27265,8 \text{ Н} < C = 31000 \text{ Н}$. Проверим выполнение условия $P_{\max} \leq 0,5C$ (см. с. 358): $P_{r,\max} = P_{r2,\max} = 4548,2 \text{ Н} < 0,5 \cdot 31000 = 15500 \text{ Н}$. Условие выполняется.

Проверим этот подшипник по статической грузоподъемности с учетом действия кратковременной двукратной перегрузки. По формуле (16.31) при $X_0 = 0,5$ и $Y_0 = 0,91$ — см. [26], или приближенно $Y_0 = 0,22 \operatorname{ctg} 14^\circ \approx 0,9$ — см. с. 361, $P_{02} = 2(0,5 \cdot 645 + 0,91 \cdot 1694) = 3728,1 \text{ Н} < C_0 = 22000 \text{ Н}$.

Условие (с. 361) выполняется. Вывод: подшипник 7206 удовлетворяет исходным данным примера.

Глава 17

МУФТЫ

§ 17.1. Общие сведения, назначение и классификация

Муфтами в технике называют устройства, которые служат для соединения концов валов, стержней, труб, электрических проводов и т. д. Рассмотрим только муфты для соединения валов*. Потребность в соединении валов связана с тем, что большинство машин komponуют из ряда отдельных частей с входными и выходными валами, которые соединяют с помощью муфт (рис. 17.1). Соединение валов является общим, но не единственным назначением муфт. Так, например, муфты используют для включения и выключения исполнительного механизма при непрерывно работающем двигателе (управляемые муфты); предохранения машины от перегрузки (предохранительные муфты); компенсации вредного влияния несоосности валов (компенсирующие муфты); уменьшения динамических нагрузок (упругие муфты) и т. д.

В современном машиностроении применяют большое количество муфт, различающихся по принципу действия и управления, назначению и конструкции. Классификация муфт по этим признакам представлена ниже в виде схемы. В электрических и гидравлических муфтах, указанных на этой схеме, используют принципы сцепления за счет электромагнитных и гидродинамических сил. Эти муфты

изучают в специальных курсах. В курсе «Детали машин» изучают только механические муфты.

Широко применяемые муфты стандартизованы. Основной паспортной характеристикой муфты является величина вращающего момента, на передачу которого она рассчитана.

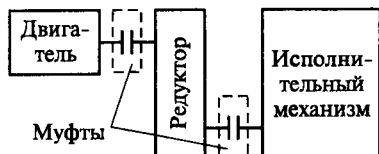


Рис. 17.1

*Подобные муфты используют также и для соединения валов с расположенными на них деталями (зубчатыми колесами, звездочками и т. п.).



§ 17.2. Муфты глухие

Глухие муфты образуют жесткое и неподвижное соединение валов (глухое соединение). Они не компенсируют ошибки изготовления и монтажа, требуют точной центровки валов.

Муфта втулочная — простейший представитель глухих муфт. Скрепление втулки с валами выполняют с помощью штифтов (рис. 17.2), шпонки (рис. 17.3) или зубьев (шлицев). Втулочные муфты применяют в легких машинах при диаметрах валов до 60...70 мм. Они отличаются простотой конструкции и малыми габаритами. Применение втулочных муфт в тяжелых машинах затруднено тем, что при монтаже и демонтаже требуется смещать валы (агрегаты) в осевом направлении. Прочность муфты определяется прочностью штифтового, шпоночного или шлицевого соединения, а также прочностью втулки. Методика соответствующих расчетов изложена в § 1.6; 6.1 и 6.5.

Муфта фланцевая. На рис. 17.4 сверху и снизу от осевой линии изображены различные варианты конструкции фланцевой муфты;

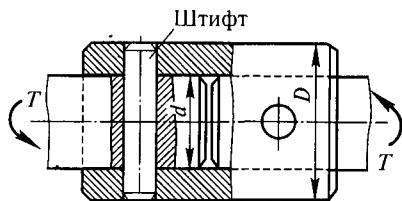


Рис. 17.2

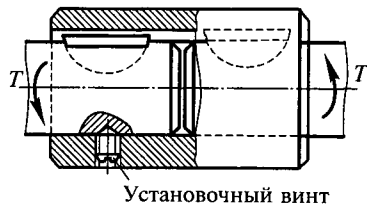


Рис. 17.3

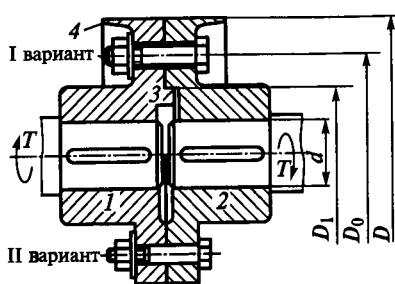


Рис. 17.4

полумуфты 1, 2 соединяют болтами, поставленными с зазором (I вариант) или без зазора (II вариант). В первом случае вращающий момент передается силами трения, возникающими в стыке полумуфт от затяжки болтов, во втором случае — непосредственно болтами, работающими на срез и смятие. Болты, поставленные без зазора, могут одновременно выполнять функцию центровки

валов. При постановке болтов с зазором центровка производится выступом S , который воспринимает также все поперечные нагрузки. Центрирующий выступ затрудняет монтаж и демонтаж соединения, так как при этом необходимо осевое смещение валов*. В целях соблюдения правил техники безопасности выступающие части болтов закрывают бортиками 4 (I вариант). В тех случаях, когда муфта имеет общее ограждение, бортики не делают (II вариант).

Расчет на прочность выполняют для шпоночных или шлицевых соединений и болтов. Методика этих расчетов изложена в гл. 1 и 6.

Установка болтов без зазора позволяет получить муфты меньших габаритов и поэтому более распространена.

Фланцевые муфты широко распространены в машиностроении. Их применяют для соединения валов диаметром до 200 мм и более. Достоинствами таких муфт являются простота конструкции и сравнительно небольшие габариты.

§ 17.3. Муфты компенсирующие жесткие

Виды несоосности валов. Вследствие погрешностей изготовления и монтажа всегда имеется некоторая неточность взаимного расположения геометрических осей соединяемых валов. Различают три вида отклонений от номинального расположения валов (рис. 17.5): *продольное смещение* Δ_a (может быть вызвано также температурным удлинением валов); *радиальное смещение* Δ_r , или *эксцентриситет*; *угловое смещение* Δ_α или *перекос*. На практике чаще всего встречается комбинация указанных отклонений, которую в дальнейшем будем называть общим термином «несоосность валов».

При соединении глухими муфтами несоосные валы в месте установки муфты приводят к одной общей оси путем деформирования валов и опор. Опоры и валы дополнительно нагружаются. Поэтому при соединении глухими муфтами требуется высокая точность расположения валов. *Для понижения этих требова-*

*В конструкциях, где только половину болтов (через один) устанавливают без зазора, центрирующий выступ не выполняют.

ний и уменьшения вредных нагрузок на валы и опоры применяют компенсирующие муфты. Компенсация вредного влияния несоосности валов достигается: вследствие подвижности практически жестких деталей — *компенсирующие жесткие муфты*; за счет деформации упругих деталей — *упругие муфты*. Так как упругие муфты выполняют еще и другие функции, то их выделяют в особую группу.

Наибольшее распространение в качестве компенсирующих жестких муфт получили кулачково-дисковая и зубчатая*.

Муфта кулачково-дисковая. Кулачково-дисковая муфта (рис. 17.6) состоит из двух полумуфт 1, 2 и промежуточного диска 3. На внутреннем торце каждой полумуфты образовано по одному диаметрально расположенному пазу. На обоих торцах диска выполнено по одному выступу, которые расположены по взаимно перпендикулярным диаметрам. У собранной муфты выступы диска располагаются в пазах полумуфт. Таким образом диск соединяет полумуфты.

Перпендикулярное расположение пазов позволяет муфте компенсировать эксцентриситет и перекос валов. При этом выступы скользят в пазах, а центр диска описывает окружность радиусом, равным эксцентриситету Δ_r . Зазоры δ между диском и полумуфтами позволяют компенсировать также и продольные смещения валов. Вследствие того что перекос валов вызывает неблагоприятное распределение давления в пазах, кулачково-дисковую муфту рекомендуют применять в основном для компенсации эксцентриситета: Δ_r до $0,04d$; Δ_α до $0^\circ 30'$.

Скольжение выступов в пазах сопровождается их износом. Интенсивность износа возрастает с увеличением несоосности и частоты вращения. Для уменьшения износа поверхности трения муфты периодически смазывают (отверстие 4 на рис. 17.6, а) и не допускают на них больших напряжений смятия. Последнее является основным условием расчета всех жестких муфт со скользящими деталями.

При расчете кулачково-дисковых муфт полагают, что натяг и зазор посадки выступов в пазы равны нулю**. В этом случае деформации и напряжения в различных точках поверхности

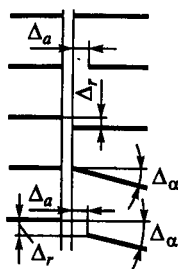


Рис. 17.5

*Широкое распространение имеют также крестово-шарнирные муфты (шарнир Гука). В отличие от муфт, компенсирующих ошибки монтажа, крестово-шарнирные муфты используют для соединения валов с большой угловой несоосностью (до $35...40^\circ$), предусмотренной конструкцией машины. Крестово-шарнирные муфты обладают своеобразной кинематикой, которую изучают в курсе теории механизмов и машин. Методика расчета прочности этих муфт сводится в основном к частным дополнениям методик расчета валов, подшипников и кривых брусьев.

**На практике применяют посадки, гарантирующие небольшой зазор, а поэтому действительные напряжения у муфт с неприработавшимися деталями несколько выше расчетных. Приработка деталей снижает максимальные напряжения и приближает их к расчетным.

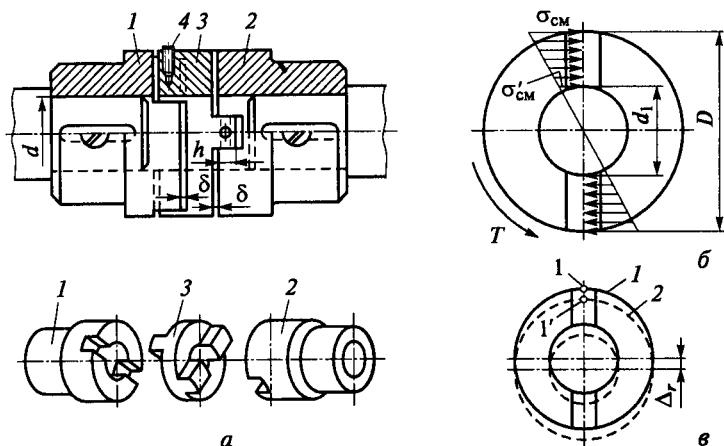


Рис. 17.6

соприкосновения пропорциональны расстояниям этих точек до оси муфты (рис. 17.6, б); здесь эшора напряжений смятия условно перенесена с боковых сторон паза на диаметр. Условия равновесия полушаровой муфты можно записать в виде

$$KT = \frac{\sigma_{\text{сж}}}{2} \frac{D}{2} h \frac{2}{3} D - \frac{\sigma'_{\text{сж}}}{2} \frac{d_1}{2} h \frac{2}{3} d_1. \quad (17.1)$$

Учитывая, что

$$\sigma_{\text{сж}} / \sigma'_{\text{сж}} = D / d_1, \quad (17.2)$$

после преобразования получаем

$$\sigma_{\text{сж}} = 6KTD / [h(D^3 - d_1^3)] \leq [\sigma_{\text{сж}}], \quad (17.3)$$

где K — коэффициент динамичности режима нагрузки; h — рабочая высота выступов (рис. 17.6, а). На практике принимают $D/d_1 \approx 2,5 \dots 3$.

Обычно детали кулачково-дисковых муфт изготавливают из сталей Ст5 (поковка) или 25Л1 (литье). Для тяжело нагруженных муфт применяют легированные стали типа 15Х, 20Х с цементацией рабочих поверхностей. При этом допускают

$$[\sigma_{\text{сж}}] = 15 \dots 20 \text{ МПа.}$$

Работа муфты с эксцентриситетом сопровождается потерями на трение и дополнительной нагрузкой валов. Дополнительная нагрузка валов от муфты $F_{\text{м}}$ равна силе трения в пазах:

$$F_m = \frac{\sigma_{cm} + \sigma'_{cm}}{2} (D - d_1) hf,$$

или после преобразования с учетом формул (17.2) и (17.3)

$$F_m = 3KT(D^2 + d_1^2)f / (D^3 - d_1^3) \approx F_t f. \quad (17.4)$$

В этой формуле отношение $(D^3 - d_1^3) / [3(D^2 - d_1^2)]$ принято за радиус приложения некоторой фиктивной окружной силы муфты $F_t = KT/R_{cp}$. Приближенно

$$(D^3 - d_1^3) / [3(D^2 - d_1^2)] \approx R_{cp} = (D + d_1) / 4.$$

Таким образом, применение компенсирующих муфт значительно уменьшает, но не устраняет полностью вредных нагрузок на валы и опоры, связанные с несоосностью.

Для определения потерь на трение в муфте воспользуемся рис. 17.6, в. Нетрудно установить, что при повороте полумуфты на каждые 90° кулачки перемещаются в пазах на эксцентриситет Δ . Например, после поворота на первые 90° центры полумуфты и диска совмещаются, так как паз полумуфты 1 займет горизонтальное положение, а полумуфты 2 — вертикальное (см. также рис. 17.6, а). Таким образом, в пазах каждой полумуфты силы трения совершают работу на пути, равном 4Δ , а в двух полумуфтах — 8Δ , за каждый оборот вала. Работа, потерянная на трение за один оборот, $W_{тр} = 8\Delta F_m$. Полезная работа в то же время $W_n = 2\pi T$, а коэффициент полезного действия муфты $\eta_m = 1 - (W_{тр} / W_n)$.

Принимая приближенно $F_m = T / [(D + d_1) / 4]$, получаем

$$\eta_m = 1 - \frac{8\Delta T f}{(D + d_1) 2\pi T} \approx 1 - \frac{5,3\Delta f}{D + d_1}. \quad (17.5)$$

Практически при расчетах приводов можно принимать

$$\eta_m \approx 0,985 \dots 0,995.$$

Муфта зубчатая. Состоит из полумуфт 1 и 2 с наружными зубьями и разъемной обоймы 3 с двумя рядами внутренних зубьев (рис. 17.7, а). Наиболее распространен эвольвентный профиль зубьев с $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 0,8$. Муфта компенсирует все виды несоосности валов. С этой целью выполняют радиальные зазоры c и увеличенные боковые зазоры в зацеплении (рис. 17.7, б), а зубчатые венцы полумуфт обрабатывают по сферам радиусами r , центры которых располагают на осях валов. Допускаемые зубчатой муфтой смещения валов (радиальные, угловые или их комбинация) определяют из

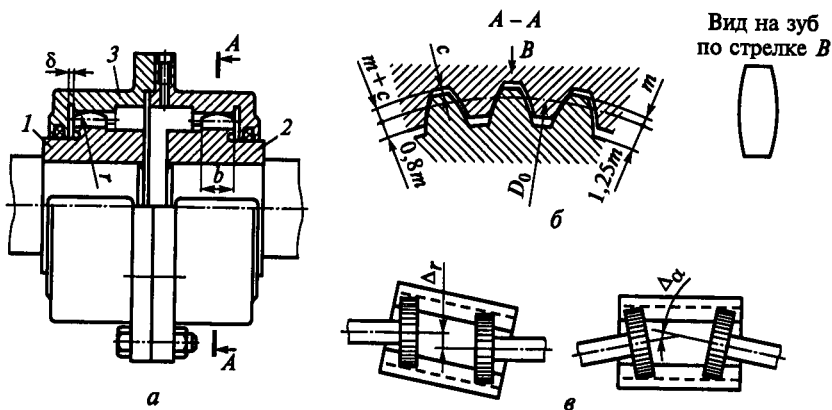


Рис. 17.7

условия, чтобы углы между осью обоймы и осью одного или другого вала были не больше $0^{\circ}30'$.

Компенсация несоосности валов при работе муфты сопровождается скольжением в местах соприкосновения зубьев и их износом. Практикой эксплуатации зубчатых муфт установлено, что износ является основным критерием работоспособности. Для уменьшения износа в обойму заливают масло.

Определение истинных контактных напряжений в муфте усложняется неопределенностью условий контакта зубьев. Эта неопределенность обусловлена, с одной стороны, рассеиванием ошибок изготовления муфты, а с другой — рассеиванием несоосности валов (ошибки монтажа). При несоосности нагрузка распределяется неравномерно между зубьями, а поверхности соприкосновения отдельных пар зубьев различны. Так, например, зубья обоймы и полумуфты, расположенные в плоскости перекоса валов, параллельны и имеют более благоприятные условия соприкосновения, а зубья, расположенные в перпендикулярной плоскости, наклонены друг к другу под углом, равным углу перекоса, и соприкасаются только кромкой. Остальные зубья также располагаются под углом, но угол их наклона меньше. Для ослабления вредного влияния кромочного контакта применяют зубья бочкообразной формы (рис. 17.7, б, вид B). Приработка зубьев выравнивает распределение нагрузки и улучшает условия контакта.

Отмеченное выше позволяет предложить лишь условный метод расчета зубчатых муфт, неточности которого компенсируют выбором допускаемых напряжений на основе практики. В условном расчете допускают, что нагрузка распределяется равномерно между всеми зубьями, а зубья соприкасаются по всей длине и высоте. При этом получаем

$$KT = \sigma_{\text{см}} Az (D_0/2), \quad (17.6)$$

где z — число зубьев полумуфты; $D_0 = zm$ — делительный диаметр; m — модуль зубьев; $A = bh$ — проекция рабочей поверхности зуба на его среднюю диаметральную плоскость; b — длина зуба; h — рабочая высота зуба.

Для наиболее распространенного в практике случая (рис. 17.7, б) можно принять $h \approx 1,8 m$. После подстановки в формулу (17.6) и преобразования найдем

$$\sigma_{\text{см}} = KT / (0,9 D_0^2 b) \leq [\sigma_{\text{см}}]. \quad (17.7)$$

Для стандартных муфт допускают $[\sigma_{\text{см}}] = 12 \dots 15$ МПа.

Детали зубчатых муфт изготавливают из углеродистых сталей типа 45, 40Х, 45Л коваными или литыми. Для повышения износостойкости зубья полумуфт подвергают термической обработке до твердости не ниже 40 НРС, а зубья обойм — не ниже 35 НРС. Тихоходные муфты ($v < 5$ м/с) можно изготавливать с твердостью зубьев < 35 НРС.

Для проектного расчета формулу (17.7) можно преобразовать, обозначив $\psi = b/D_0$, тогда

$$D_0 = \sqrt[3]{KT / (0,9 [\sigma_{\text{см}}] \psi)}. \quad (17.8)$$

Коэффициент ширины зубчатого венца в существующих конструкциях муфт находится в пределах $\psi = 0,12 \dots 0,16$. Увеличение ширины зубчатого венца b затрудняет приработку зубьев и увеличивает неравномерность распределения нагрузки между ними.

По диаметру муфты, задавшись числом зубьев, определяют модуль и согласуют его с ГОСТ (см. табл. 8.1). Практически выполняют $z = 30 \dots 80$ (большие величины — для тяжело нагруженных муфт). При этом обеспечивается достаточный запас прочности зубьев по напряжениям изгиба.

Зубчатые муфты обладают компактностью и хорошими компенсирующими свойствами. Их применяют для передачи больших вращающих моментов.

Аналитическое определение сил, действующих на валы, и потерь в зубчатой муфте при наличии несоосности значительно сложнее, чем в описанном выше случае. На основе опытов приближенно принимают

$$\eta_m = 0,985 \dots 0,995; F_m \approx (0,15 \dots 0,2) F_t,$$

где F_t определяют по диаметру D_0 .

§ 17.4. Муфты упругие

Назначение и динамические свойства муфт. Конструкция одной из упругих муфт изображена на рис. 17.8. Эту конструкцию можно рассматривать как принципиальную схему, общую для всех упругих муфт. Здесь полумуфты 1 и 2 связаны упругим элементом 3 (например, склеены или привулканизированы). Упругая связь полумуфт позволяет: компенсировать несоосность валов; изменить жесткость системы в целях устранения резонансных колебаний при периодически изменяющейся нагрузке; снизить ударные перегрузки.

Одной из основных характеристик упругой муфты является ее жесткость:

$$C_{\varphi} = dT/d\varphi, \quad (17.9)$$

где T — вращающий момент, передаваемый муфтой; φ — угол закручивания муфты моментом T . В зависимости от характеристики C_{φ} (рис. 17.9) различают упругие муфты постоянной 1 и переменной 2 жесткости. Для муфт постоянной жесткости

$$C_{\varphi} = T/\varphi = \text{const.}$$

Переменной жесткостью обладают муфты с неметаллическими упругими элементами, материалы которых (резина, кожа и т. д.) не подчиняются закону Гука, а также муфты с металлическими упругими элементами, условия деформирования которых задаются конструкцией. От характеристики жесткости упругой муфты в значительной степени зависит способность машины переносить резкие изменения нагрузки (удары) и работать без резонанса колебаний. Например, допустим, что работа в точке A муфты с переменной жесткостью (рис. 17.9) соответствует условиям резонанса. При этом возрастает амплитуда колебаний, а максимальные величины T и φ соответствуют точке B . Но в точке B муфта имеет другую жесткость, при которой резонанса нет. Система будет возвращаться к точке A и т. д. Следовательно, при муфте с переменной жесткостью не может быть резонанса в полном смысле этого понятия.

Важным свойством упругой муфты является ее демпфирующая способность, которая характеризуется энергией, необратимо поглощаемой муфтой за один цикл (рис. 17.10): нагрузка (OAI) и разгрузка (IBC). Как известно, эта энергия измеряется площадью петли гистерезиса $OAI BC$. Энергия в муфтах расходуется на внутреннее и внешнее трение при деформировании упругих элементов.

Демпфирующая способность упругих муфт способствует снижению динамических нагрузок и затуханию колебаний.

Каждая машина — это обычно сложная многомассовая система. Методы расчета колебаний таких систем изучают в специальных курсах. Для того чтобы выяснить, каким образом упругие муфты влияют на динамические свойства машины, рассмотрим простую модель, схема которой изображена на рис. 17.11, и ограничим решение задачи дополнительными условиями, перечисленными ниже. На рисунке приняты обозначения: J_1 — момент инерции масс привода (двигателя, передачи и т. п.), приведенный к валу 1; J_2 — момент инерции вращающихся масс исполнительного механизма, приведенный к валу 2; ω и T — угловые скорости и вращающие моменты на валах 1 и 2; C_φ — жесткость муфты.

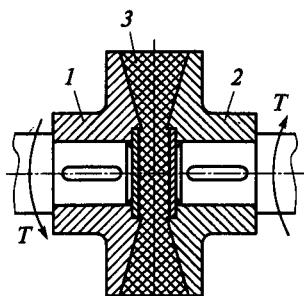


Рис. 17.8

Дополнительные условия: 1) муфта имеет линейную характеристику ($C_\varphi = \text{const}$), а жесткость всех других деталей машины велика по сравнению с C_φ . Поэтому в расчете колебаний учитываем только C_φ ; 2) муфта обладает малой демпфирующей способностью, что позволяет не учитывать потери при составлении уравнений движения; 3) машина оборудована двигателем, способным изменять момент T_1 в широких пределах без существенного изменения угловой скорости. Поэтому в расчете ω_1 принимаем постоянной. Практически последнее условие может быть применимо, например, для машин, оборудованных асинхронными электродвигателями. Частота вращения этих двигателей меняется незначительно при изменении момента в два раза и более. Условие $\omega_1 = \text{const}$ равнозначно условию $J_1 \approx \infty$, т. е. приведению системы к одномассовой.

Перечисленные условия позволяют рассматривать систему, показанную на рис. 17.11, как простейшую с одной степенью свободы. Размещая центр полярных координат на оси вала 1 и полагая, что эти оси координат вращаются с постоянной угловой скоростью ω_1 , можно описать движение системы с помощью только одной

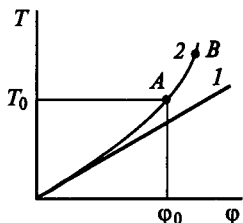


Рис. 17.9

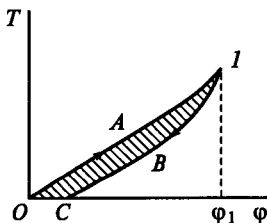


Рис. 17.10

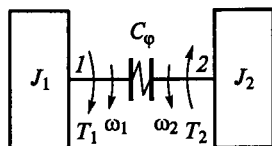


Рис. 17.11

переменной — угла закручивания муфты φ_2 . Уравнение движения массы J_2 :

$$J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} + C_\varphi \varphi_2 = T_2. \quad (17.10)$$

В дальнейшем рассмотрим решения уравнения (17.10) для двух характерных случаев изменения нагрузки T_2 : 1) нагрузка изменяется периодически в течение длительного времени; 2) изменения нагрузки имеют ударный характер.

Работа упругой муфты при периодически изменяющейся нагрузке. Периодическое изменение нагрузки распространено на практике. Такая нагрузка свойственна, например, поршневым машинам. Для краткости изложения допустим, что в частном случае с достаточной степенью точности нагрузка выражается с помощью гармонической функции в виде

$$T_2 = T_0 + T_{a2} \sin \omega t. \quad (17.11)^*$$

График такой нагрузки изображен на рис. 17.12. Здесь T_{a2} и ω — амплитуда и круговая частота переменной составляющей нагрузки; T_0 — постоянная составляющая нагрузки (обычно $T_0 \approx T_n$ — номинальный момент). Далее обозначим $\varphi_2 = \varphi_0 + \varphi$, тогда

$$d^2 \varphi_2 / dt^2 = d^2 \varphi / dt^2,$$

где φ_0 — угол закручивания муфты, соответствующий постоянной составляющей нагрузки. Учитывая уравнение (17.11), после несложных преобразований из уравнения (17.10) получаем

$$J_2 d^2 \varphi / dt^2 + C_\varphi \varphi = T_{a2} \sin \omega t$$

или

$$d^2 \varphi / dt^2 + \omega_c^2 \varphi = q \sin \omega t, \quad (17.12)$$

где

$$\omega_c = \sqrt{C_\varphi / J_2}, \quad q = T_{a2} / J_2. \quad (17.13)$$

Как известно, уравнение (17.12) является уравнением простейших вынужденных гармонических колебаний. Общее решение этого уравнения имеет вид

$$\varphi = A \sin \omega_c t + B \cos \omega_c t + [q / (\omega_c^2 - \omega^2)] \sin \omega t, \quad (17.14)$$

*В общем случае периодическую нагрузку разлагают в ряд Фурье по гармоническим составляющим.

где A и B — постоянные коэффициенты; ω_c — круговая частота свободных колебаний. В уравнении первые два члена представляют свободные, а третий член — вынужденные колебания системы.

В исследованиях длительных периодических колебаний свободные колебания обычно не учитывают, так как они быстро затухают даже при малом демпфировании. В этом случае

$$\varphi = [q/(\omega_c^2 - \omega^2)] \sin \omega t. \quad (17.15)$$

Решение (17.15) с учетом обозначений (17.13) преобразуем к виду

$$\varphi C_\varphi = \{T_{a2}/[1 - (\omega/\omega_c)^2]\} \sin \omega t. \quad (17.16)$$

В этом уравнении φC_φ можно рассматривать как динамическую составляющую нагрузки механизмов машины, возникающую от изменения внешней нагрузки. Обозначив амплитуду динамической нагрузки механизмов T_{a1} , запишем

$$T_{a1} = T_{a2}/[1 - (\omega/\omega_c)^2]. \quad (17.17)$$

Зависимость T_{a1} от отношения ω/ω_c выражается известной резонансной кривой (сплошная линия на рис. 17.13). Анализируя эту кривую, можно отметить: 1) $T_{a1} = T_{a2}$ (по абсолютной величине) только в двух точках: при $\omega/\omega_c = 0$ и при $\omega/\omega_c = \sqrt{2}$. Первая точка соответствует статической нагрузке ($\omega = 0$) или абсолютно жесткой муфте ($\omega_c = \infty$); 2) в промежутке $0 < \omega/\omega_c < \sqrt{2}$ всегда $T_{a1} > T_{a2}$ и при $\omega/\omega_c = 1$ наступает резонанс (T_{a1} стремится к ∞), сопровождающийся, как правило, поломкой машины; 3) при $\omega/\omega_c > \sqrt{2}$, $T_{a1} < T_{a2}$ и при больших отношениях ω/ω_c можно получить весьма малые T_{a1} . Например, при $\omega/\omega_c = 10$ $T_{a1} = T_{a2}/99$.

Разрешая неравенство $\omega/\omega_c > \sqrt{2}$ относительно жесткости муфты, получаем

$$C_\varphi < J_2 \omega^2 / 2. \quad (17.18)$$

Это значит, что при периодической нагрузке упругая муфта только тогда обеспечит более плавную работу механизмов машины по сравнению с соединением жесткой муфтой без учета упругости других деталей, когда ее жесткость удовлетворяет условию (17.18).

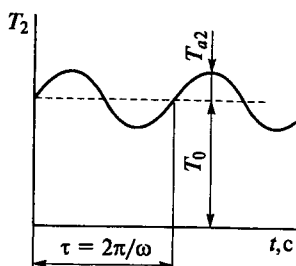


Рис. 17.12

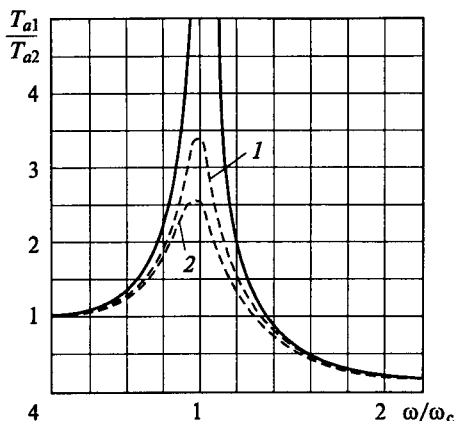


Рис. 17.13

демпфирующих муфт показаны на рис. 17.13 штриховыми линиями. Здесь кривая 2 соответствует муфте с большим, а кривая 1 — с меньшим демпфированием.

Эффективным средством устранения вредных последствий резонанса является применение упругих муфт с переменной жесткостью (см. рис. 17.9).

Исследования показали, что для систем с такими муфтами вообще не существует состояния, называемого резонансом, а амплитуда колебаний всегда имеет конечную величину. Это объясняется тем, что жесткость муфты изменяется с ростом амплитуды колебаний. Допустим, что система приближается к резонансу в точке А (см. рис. 17.9). При этом должны возрастать амплитуды колебаний. С ростом амплитуд изменяется жесткость муфты, т. е. частота свободных колебаний системы. Система автоматически выходит из резонанса. Применять муфты переменной жесткости особенно целесообразно в тех случаях, когда частота вращения машины изменяется в широких пределах. При этом муфта постоянной жесткости не всегда способна обеспечить устойчивость машины во всем рабочем диапазоне частоты вращения.

Работа упругой муфты при ударных нагрузках. Приложение нагрузки к системе называют быстро нарастающим или условно ударным в тех случаях, когда нагрузка нарастает за промежуток времени, меньший полупериода свободных колебаний системы. Здесь целесообразно различать два основных случая ударного приложения нагрузки (рис. 17.14): 1) нагрузка после резкого увеличения остается неизменной в течение длительного времени; 2) резкое возрастание нагрузки сохраняется только в течение малого времени t_1 (см. ниже).

При этом в период разгона и остановки машина проходит через критическую частоту вращения (резонанс).

Максимальные амплитуды в зоне резонанса устанавливаются не сразу, а нарастают постепенно, поэтому разгон машины, имеющей критическую частоту вращения, должен производиться быстро. Для машин с критической частотой вращения целесообразно также применять демпфирующие упругие муфты. В этом случае резонансные амплитуды резко снижаются. Кривые амплитуд

Нарастание нагрузки и ее снижение могут происходить по-разному (рис. 17.14). В целях простоты и краткости изложения в дальнейшем рассматриваются только случаи с мгновенным нарастанием и снижением нагрузки (см. графики 1 и 2 на рис. 17.14). Полученные при этом общие выводы о влиянии упругих муфт на динамику работы машин принципиально справедливы и для других случаев ударного приложения нагрузки.

Первый случай. Нагрузка мгновенно нарастает и остается постоянной длительное время (1, рис. 17.14). Этот случай характерен для машин, включаемых на полную нагрузку после холостого хода: прокатных станков, металлорежущих станков, толкателей нагревательных печей и т. д. Уравнение движения массы с моментом инерции J_2 (см. рис. 17.11) аналогично уравнению (17.12), в котором правую часть следует заменить постоянным приращением нагрузки T_2 . Сохраняя прежние обозначения (17.13), получаем

$$d^2\varphi/dt^2 + \omega_c^2\varphi = q, \quad (17.19)$$

где $q = T_2/J_2$.

Общим решением уравнения (17.19) является

$$\varphi = A \sin \omega_c t + B \cos \omega_c t + q/\omega_c^2. \quad (17.20)$$

Последний член правой части этого уравнения равен углу закручивания муфты при статическом действии приращения нагрузки T_2 . В этом легко убедиться, приняв во внимание зависимости (17.13).

Первые два члена уравнения представляют свободные колебания системы, вызванные ударным приложением нагрузки. Вследствие различного рода сопротивлений системы свободные колебания через некоторое время затухают и в уравнении остается только третий член. Однако на начальном участке колебаний после удара свободные колебания имеют существенное значение и поэтому не могут быть исключены из анализа, как это сделано при изучении установившихся колебаний, вызванных действием периодической нагрузки.

Произвольные постоянные A и B в уравнении (17.20) определяют по начальным условиям. Эти условия состоят в том, что перед ударом дополнительный угол закручивания муфты φ и скорость этого закручивания $d\varphi/dt$ равны нулю. Итак, при $t=0$ $\varphi=0$, $d\varphi/dt=0$.

Выполняя первое начальное условие подстановкой в уравнение (17.20), получаем $B = -q/\omega_c^2$. Продифференцировав уравнение (17.20) и выполнив второе

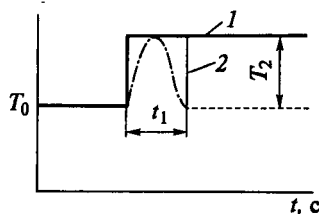


Рис. 17.14

начальное условие, находим $A=0$. При этом уравнение (17.20) принимает вид

$$\varphi = (q/\omega_c^2)(1 - \cos \omega t). \quad (17.21)$$

Учитывая зависимости (17.13) и переходя к моментам, получаем

$$T_1 = \varphi C_\varphi = T_2(1 - \cos \omega_c t). \quad (17.22)$$

Графически уравнение (17.22) представлено на рис. 17.15, где 1 — линия нагрузки до муфты; 2 — то же, после упругой муфты без демпфирования; 3 — то же, после упругой муфты с демпфированием. Из уравнения следует, что при ударном приложении внешней нагрузки T_2 максимальная нагрузка механизмов машины равна $2T_2$ при $t = \pi/\omega_c$:

$$T_{1\max} = 2T_2.$$

При этом максимальная нагрузка механизмов не зависит от частоты свободных колебаний системы ω_c или от жесткости муфты. Она остается постоянной как при жесткой, так и при упругих муфтах, изменяется лишь плавность передачи этой нагрузки*.

Второй случай. Ударная нагрузка действует в течение малого времени t_1 (2, рис. 17.14). В этом случае уравнение (17.22) справедливо только на отрезке времени $t = 0 \dots t_1$. Анализируя это уравнение и график на рис. 17.15, можно отметить: 1) при $t_1 \geq \pi/\omega_c$ остается справедливым равенство $T_{1\max} = 2T_2$; 2) при $\pi/2\omega_c < t_1 < \pi/\omega_c$ $2T_2 > T_{1\max} > T_2$; 3) только при $t_1 < \pi/2\omega_c$ можно ожидать $T_{1\max} < T_2$.

Таким образом, постоянную нагрузку, приложенную ударно, можно отнести к разряду длительных, если продолжительность ее действия больше или равна полупериоду свободных колебаний системы (период $\tau = 2\pi/\omega_c$).

Нагрузки, продолжительность действия которых меньше полупериода свободных колебаний, отнесем к разряду кратковременных. При кратковременных нагрузках после $t = t_1$ система свободна от дополнительной нагрузки T_2 . Для исследования дальнейшего движения системы (при $t > t_1$) используем уравнение (17.20), учитывая, что в этом случае $q = T/J_2 = 0$. При этом получаем

*Этот вывод основывается на решении, которое не учитывает потерь в упругих муфтах и практически является справедливым только для муфт с малым демпфированием. Исследование уравнения с учетом потерь устанавливает, что с увеличением демпфирующей способности упругой муфты нагрузка механизмов несколько снижается. При большом демпфировании можно получить $T_{1\max} = (1,4 \dots 1,6)T_2$ (см. рис. 17.15).

$$\varphi = A \sin \omega_c t_2 + B \cos \omega_c t_2. \quad (17.23)$$

В уравнении (17.23) время t_2 отсчитывается от момента окончания действия нагрузки. Произвольные постоянные A и B определяют из начальных условий. При $t_2 = 0$ угол закручивания муфты φ и скорость этого закручивания $d\varphi/dt$ определяют из уравнения (17.21), в котором следует принять $t = t_1$. Тогда получим:

- 1) $\varphi_{t_2=0} = (q/\omega_c^2)(1 - \cos \omega_c t_1)$;
- 2) $(d\varphi/dt)_{t_2=0} = (q/\omega_c) \sin \omega_c t_1$.

По первому условию из уравнения (17.23) находим

$$B = (q/\omega_c^2)(1 - \cos \omega_c t_1),$$

а по второму условию —

$$A = (q/\omega_c^2) \sin \omega_c t_1.$$

При этом уравнение (17.23) принимает вид

$$\varphi = (q/\omega_c^2) [\sin \omega_c t_1 \sin \omega_c t_2 + (1 - \cos \omega_c t_1) \cos \omega_c t_2]$$

или

$$T_1 = T_2 [\sin \omega_c t_1 \sin \omega_c t_2 + (1 - \cos \omega_c t_1) \cos \omega_c t_2]. \quad (17.24)$$

Уравнение (17.24) позволяет аналитически или графически определить максимальные величины T_1 в зависимости от соотношения t_1 и ω_c . Два таких графика даны на рис. 17.16: 1 — для $t_1 = \pi/(4\omega_c)$, 2 — для $t_1 = \pi/(2\omega_c)$. Графики позволяют отметить, что T_1 заметно уменьшается по сравнению с T_2 , если t_1 меньше чем $1/8$ периода свободных колебаний системы: $t_1 < \tau/8 = \pi/(4\omega_c)$.

Таким образом, правильным подбором жесткости муфт можно уменьшить вредное действие ударов на механизмы машины.

Третий случай. Рабочая машина (см. рис. 17.11) мгновенно останавливается вследствие чрезмерной перегрузки. Угловая скорость валов 1 и 2 до момента перегрузки была постоянной и равной ω_1 . После остановки (до выключения электродвигателя) систему нагружает пусковой момент электродвигателя $T_{\text{пуск}}$. В целях простоты решения полагаем, что пусковой момент двигателя равен его рабочему моменту T_n . При этом постоянную составляющую угла закручивания муфты φ_0 исключаем из рассмотрения, а движение массы

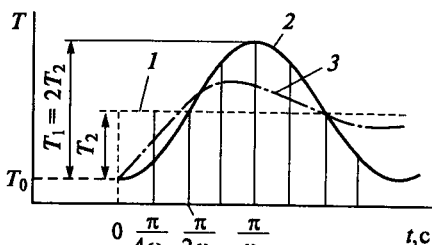


Рис. 17.15

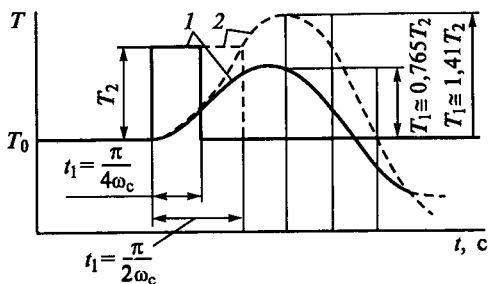


Рис. 17.16

с J_1 будет описываться уравнением свободных колебаний (17.23) с начальными условиями: при $t=0$ $\varphi=0$, $d\varphi/dt=\omega_1$.

Определив A и B для этих условий, получим $B=0$, $A=\omega_1/\omega_c$ и

$$\varphi = (\omega_1/\omega_c) \sin \omega_c t. \quad (17.25)$$

Учитывая, что $\omega_c = \sqrt{C_\varphi/J_1}$, получаем дополнительный момент, действующий на систему:

$$T_1 = C_\varphi \varphi = (C_\varphi \omega_1 \omega_c^2 / \omega_c) \sin \omega_c t = J_1 \omega_1 \omega_c \sin \omega_c t; \quad (17.26)$$

при $t = \pi/(2\omega_c)$

$$T_{1\max} = J_1 \omega_1 \omega_c. \quad (17.27)$$

Уравнение (17.27) позволяет отметить, что дополнительный момент, действующий на систему в результате ее внезапного торможения, прямо пропорционален частоте свободных колебаний системы ω_c . Чем меньше жесткость муфты C_φ при прочих равных условиях, тем меньше перегрузка механизмов машины. При жестких муфтах перегрузки могут достигать очень больших величин и вызывать поломку машины.

Рассмотренные выше характерные случаи работы упругих муфт позволяют сделать вывод о том, что выбор жесткости этих муфт следует производить в соответствии с характером ожидаемой динамической нагрузки машины. При этом в большинстве случаев практики можно значительно уменьшить перегрузку механизмов.

§ 17.5. Конструкция и расчет упругих муфт

В машиностроении применяют большое количество разнообразных по конструкции упругих муфт. По материалу упругих элементов эти муфты делят на две группы: с металлическими и неметаллическими упругими элементами. В методике расчета муфт каждой из этих групп много общего, что позволяет ограничиться подробным изучением только некоторых типичных конструкций.

Металлические упругие элементы муфт. Основные типы металлических упругих элементов муфт изображены на рис. 17.17: *а* — витые цилиндрические пружины; *б* — пакеты разрезных гильзовых пружин; *в* — стержни, пластины или пакеты пластин, рас-

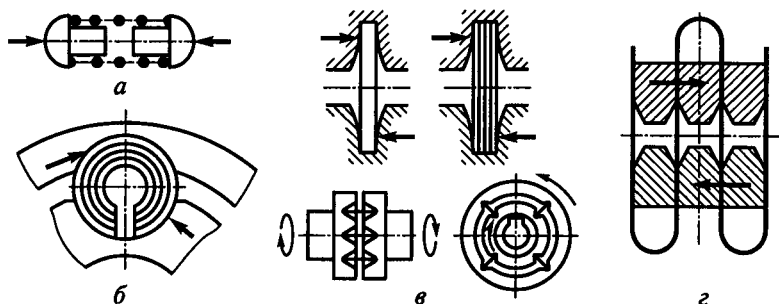


Рис. 17.17

положенные по образующей или по радиусу муфты; *г* — змеевидные пластинчатые пружины. Эти элементы работают на кручение (рис. 17.17, *а*) или на изгиб (рис. 17.17, *б, в, г*).

По сравнению с неметаллическими металлические упругие элементы более долговечны и позволяют изготавливать малогабаритные муфты с большой нагрузочной способностью. Поэтому их применяют преимущественно для передачи больших вращающих моментов. Пакетные упругие элементы вследствие трения между пластинами обладают высокой демпфирующей способностью.

Муфты с металлическими упругими элементами могут быть выполнены с постоянной или переменной жесткостью в зависимости от условий деформирования элемента.

Муфта с цилиндрическими пружинами (рис. 17.18). Она состоит из обода *1* с ребром *2* и ступицы *4* с дисками *3*. Ребро обода размещается между дисками так, что возможен относительный поворот этих деталей. Ребро и диски имеют одинаковые фасонные вырезы, в которые закладывают пружины *5* с ограничителями *б*. С торцов муфты закрывают дисками *7*, которые прикрепляют к ступице или ободу для предохранения пружины и ограничителей от выпадания и загрязнения.

В разгруженной муфте (рис. 17.18, *а*) каждый из ограничителей соприкасается своей цилиндрической поверхностью и с дисками, и с ребром, а пружины предварительно сжаты. Под нагрузкой (рис. 17.18, *б*) ребро перемещается между дисками, а пружины дополнительно сжимаются. При этом один из ограничителей соприкасается только с ребром, а другой — только с дисками.

Такие муфты целесообразно применять как упругие звенья в системе соединения валов с зубчатыми колесами или звездочками цепных передач. В этом случае обод является зубчатым венцом, а муфта как бы встраивается в конструкцию зубчатого колеса. Для уменьшения износа деталей необходимо предусматривать смазку трущихся поверхностей муфты.

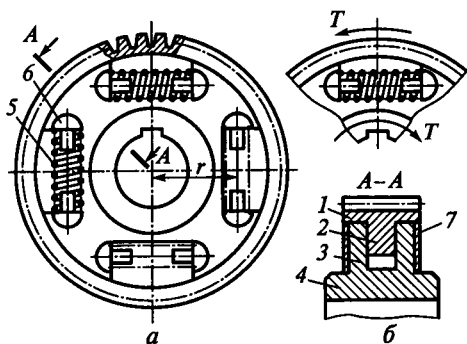


Рис. 17.18

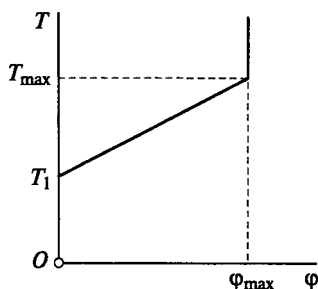


Рис. 17.19

Муфты с цилиндрическими пружинами применяют также для соединения валов. В этом случае их конструкция несколько изменяется. Характеристика муфты с цилиндрическими пружинами изображена на рис. 17.19. Вследствие предварительного сжатия пружин силой F_1 муфта работает как жесткая до нагрузки моментом T_1 . При этом

$$T_1 = F_1 r z, \quad (17.28)$$

где r — радиус расположения пружин (см. рис. 17.18); z — число пружин. При $T > T_1$ муфта работает как упругая с постоянной жесткостью. Деформацию пружин λ и напряжение τ в ее витках определяют по формулам

$$\lambda = 8FD^3i/(Gd^3), \quad \tau = 8k_sFD/(\pi d^3), \quad (17.29)$$

где F — осевая сила, сжимающая пружину; D — средний диаметр пружины; d — диаметр проволоки; i — число рабочих витков пружины; G — модуль сдвига; k_s — коэффициент, учитывающий влияние кривизны витков. Угол закручивания муфты при $T > T_1$

$$\varphi = \frac{\lambda - \lambda_0}{r} = \frac{8D^3i(F - F_1)}{Gd^4r} = \frac{8D^3i(T - T_1)}{Gd^4r^2z} \quad (17.30)$$

и жесткость муфты

$$C_\varphi = dT/d\varphi = Gd^4r^2z/(8D^3i). \quad (17.31)$$

Угол φ_{\max} на рис. 17.19 соответствует упору ограничителей, после чего муфта снова становится жесткой.

$c = D/d$	4	5	6	8	10	12
k_s	1,37	1,29	1,24	1,17	1,14	1,11

Следует учитывать: чем больше s , тем больше податливость пружины при одном и том же числе витков. Упор ограничителей должен происходить до соприкосновения витков пружины (минимальный зазор между витками около $0,1d$).

Величины C_φ , φ_{\max} и T_1 определяют при исследовании работы муфты в зависимости от ожидаемых изменений нагрузки (см. § 17.4). При этом угол закручивания при колебаниях должен находиться в пределах $0 < \varphi < \varphi_{\max}$. Несоблюдение этого условия приводит к ударам ограничителей в обеих крайних точках или в одной из них.

Размеры пружины (D , d , i), соответствующие данной характеристике, определяют обычно методом подбора по формулам (17.30), (17.29) и (17.32) с учетом конструктивных размеров муфты.

Условие прочности пружины

$$\tau = 8k_s DT_{\max} / (\pi d^3 rz) \leq [\tau], \quad (17.32)$$

где T_{\max} — момент, соответствующий упору ограничителей. Для изготовления пружин применяют специальные пружинные стали.

Муфта зубчато-пружинная, или муфта со змеевидными пружинами. Полумуфты 1 и 2 (рис. 17.20) имеют зубья 3 специального профиля, между которыми размещается змеевидная пружина 4. Кожух 5 удерживает пружину в рабочем положении, защищает муфту от пыли и служит резервуаром для смазочного материала.

На практике используют две формы сечения зуба по образующему цилиндру (рис. 17.21, *a*, *б*). Первую форму зуба применяют в муфтах с постоянной жесткостью. Здесь расстояние $2a$ между точками упора зубьев в пружину постоянно и не зависит от нагрузки муфты. Вторую форму зуба (круговую) применяют в муфтах с переменной жесткостью. В этих муфтах при увеличении нагрузки пружина, изгибаясь, вступает в контакт с зубом на все возрастающей длине. При этом уменьшается длина активной части пружины $2x$, а ее жесткость увеличивается (рис. 17.21, *б*).

Основная область применения зубчато-пружинных муфт — тяжелое машиностроение (прокатные станы, турбины, поршневые двигатели и т. п.).

Число зубьев обычно принимают в пределах 50...100.

Муфты могут компенсировать несоосность валов. В зависимости от размеров муфты допускают Δ_a до 4...20 мм, Δ_r до 0,5...3 мм, Δ_α до $1^\circ 15'$ (см. рис. 17.5). Рекомендации по выбору геометрических параметров и расчет муфты см. [33].

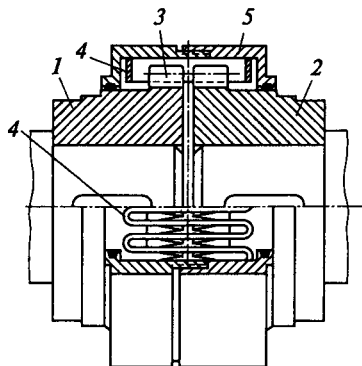


Рис. 17.20

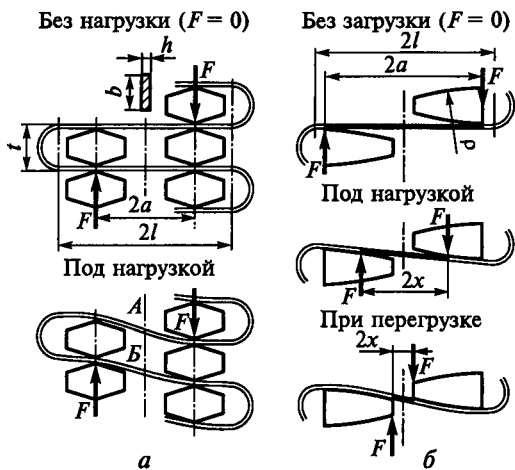


Рис. 17.21

Неметаллические упругие элементы муфт. Основным материалом неметаллических упругих элементов является резина. Она обладает следующими положительными качествами: 1) высокой эластичностью; в пределах упругости резина допускает относительные деформации $\epsilon \approx 0,7 \dots 0,8$, а сталь — только $\epsilon \approx 0,001 \dots 0,002$; при таких деформациях единица массы резины может аккумулировать большое количество энергии (в 10

раз больше, чем сталь); 2) высокой демпфирующей способностью вследствие внутреннего трения; относительное рассеяние энергии в муфтах с резиновыми элементами достигает $0,3 \dots 0,5$; 3) электроизоляционной способностью. Муфты с резиновыми упругими элементами проще и дешевле, чем со стальными.

Недостатки резиновых элементов: 1) меньшая долговечность, чем стальных; вследствие структурных изменений, ускоряемых внешними воздействиями и нагреванием при переменных деформациях, резина постепенно теряет свою прочность и упругие свойства; 2) меньшая прочность, которая приводит к увеличению габаритов муфт; для передачи больших крутящих моментов такие муфты становятся нерациональными.

Муфты с резиновыми упругими элементами широко распространены во всех областях машиностроения для передачи малых и средних вращающих моментов.

Основные типы резиновых упругих элементов муфт и схемы их нагружения изображены на рис. 17.22, а — и. При выборе типа упругого элемента учитывают следующее: упругие элементы с равномерным напряженным состоянием по объему обладают большей энергоемкостью; кручение и сдвиг дают большую энергоемкость, чем изгиб и сжатие; выгодно, чтобы упругий элемент занимал большую долю объема муфты. Этим условиям в большей степени удовлетворяют типы упругих элементов, показанные на рис. 17.22, ж, з, и.

Типичные конструкции муфт рассмотрены ниже.

Муфта с резиновой звездочкой (рис. 17.23). Состоит из двух полумуфт с торцовыми выступами и резиновой звездочки, зубья

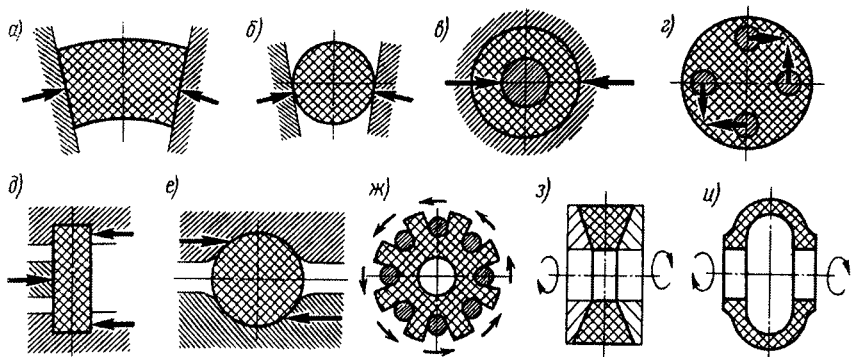


Рис. 17.22

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 (n до $3000...6000 \text{ мин}^{-1}$ при T до $3...120 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и диаметрах валов d до $12...45 \text{ мм}$ соответственно). Муфта компактна и надежна в эксплуатации, допускает радиальное смещение осей ($\Delta, \leq 0,2 \text{ мм}$); перекос осей $\Delta\alpha \leq 1^\circ 30'$. Соотношение основных размеров: $D \approx 2,5d$; $d_1 \approx (0,55...0,5)D$; $h \approx (0,3...0,22)D$; $L = 3d$. Недостатки — при разборке и сборке необходимо смещение валов в осевом направлении.

Работоспособность резиновой звездочки определяется напряжением смятия и может быть рассчитана по формуле

$$\sigma_{\text{см}} \approx 24DKT/[zh(D^3 - d_1^3)] \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (17.33)^*$$

где z — число зубьев звездочки. Принимают $[\sigma_{\text{см}}] = 2...2,5 \text{ МПа}$.

Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП). Благодаря легкости изготовления и замены резиновых элементов эта муфта (рис. 17.24) получила распространение, особенно в приводах от электродви-

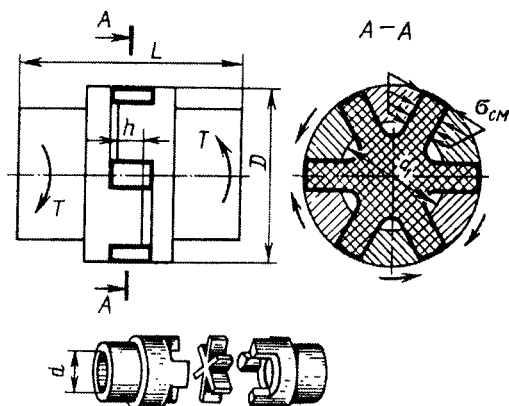


Рис. 17.23

*Вывод формулы (17.33) аналогичен выводу формулы (17.3). Студентам рекомендуется выполнять его самостоятельно.

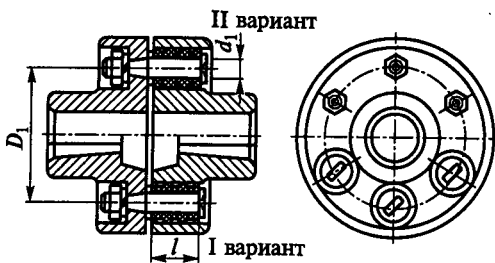


Рис. 17.24

пепецидального сечения (II вариант). Из-за сравнительно небольшой толщины втулок муфты обладают малой податливостью и применяются в основном для компенсации несоосности валов в небольших пределах ($\Delta_a \approx 1...5$ мм; $\Delta_r \approx 0,3...0,6$ мм; Δ_α до 1°).

Для проверки прочности рассчитывают пальцы на изгиб, а резину — по напряжениям смятия на поверхности соприкосновения втулок с пальцами. При этом полагают, что все пальцы нагружены одинаково, а напряжения смятия распределены равномерно по длине втулки:

$$\sigma_{см} = 2TK / (d_1 l z D_1) \leq [\sigma_{см}], \quad (17.34)$$

где z — число пальцев. Рекомендуют принимать $[\sigma_{см}] = 1,8...2$ МПа.

Муфта с упругой оболочкой. Упругий элемент муфты (рис. 17.25), напоминающий автомобильную шину, работает на кручение. Это придает муфте большую энергоемкость, высокие упругие и компенсирующие свойства ($\Delta_r \approx 2...6$ мм, $\Delta_\alpha \approx 2...6^\circ$, угол закручивания до $5...30^\circ$). Муфта стандартизована и получила широкое распространение.

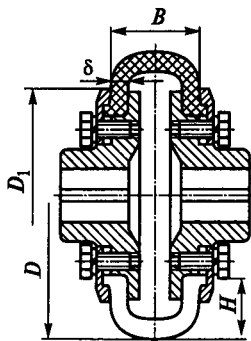


Рис. 17.25

Исследования [33] показали, что нагрузочная способность муфты ограничивается потерей устойчивости и усталостью резиновой оболочки. В первом приближении можно рекомендовать расчет прочности оболочки по напряжениям сдвига в сечении около зажима (по D_1):

$$\tau = 2TK / (\pi D_1^2 \delta) \leq [\tau]. \quad (17.35)$$

По экспериментальным данным, $[\tau] \approx 0,4$ МПа.

гателей с малыми и средними вращающими моментами. Муфты стандартизованы для диаметров валов до 150 мм и соответственно вращающих моментов до 15 000 Н·м.

Упругими элементами здесь служат гофрированные резиновые втулки (I вариант) или кольца трапецидального сечения (II вариант).

Из-за сравнительно небольшой толщины втулок муфты обладают малой податливостью и применяются в основном для компенсации несоосности валов в небольших пределах ($\Delta_a \approx 1...5$ мм; $\Delta_r \approx 0,3...0,6$ мм; Δ_α до 1°).

Для проверки прочности рассчитывают пальцы на изгиб, а резину — по напряжениям смятия на поверхности соприкосновения втулок с пальцами. При этом полагают, что все пальцы нагружены одинаково, а напряжения смятия распределены равномерно по длине втулки:

$$\sigma_{см} = 2TK / (d_1 l z D_1) \leq [\sigma_{см}], \quad (17.34)$$

где z — число пальцев. Рекомендуют принимать $[\sigma_{см}] = 1,8...2$ МПа.

Муфта с упругой оболочкой. Упругий элемент муфты (рис. 17.25), напоминающий автомобильную шину, работает на кручение. Это придает муфте большую энергоемкость, высокие упругие и компенсирующие свойства ($\Delta_r \approx 2...6$ мм, $\Delta_\alpha \approx 2...6^\circ$, угол закручивания до $5...30^\circ$). Муфта стандартизована и получила широкое распространение.

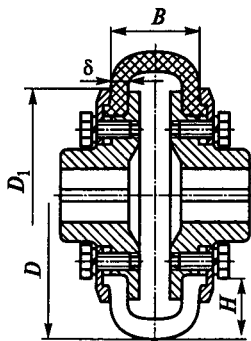


Рис. 17.25

Исследования [33] показали, что нагрузочная способность муфты ограничивается потерей устойчивости и усталостью резиновой оболочки. В первом приближении можно рекомендовать расчет прочности оболочки по напряжениям сдвига в сечении около зажима (по D_1):

$$\tau = 2TK / (\pi D_1^2 \delta) \leq [\tau]. \quad (17.35)$$

По экспериментальным данным, $[\tau] \approx 0,4$ МПа.

§ 17.6. Муфты управляемые, или сцепные

Управляемые муфты позволяют соединять или разъединять валы с помощью механизма управления. По принципу работы все эти муфты можно разделить на две группы: муфты, основанные на зацеплении (кулачковые или зубчатые); муфты, основанные на трении (фрикционные).

Муфты кулачковые. На торцах полумуфт 1 и 2 (рис. 17.26) имеются выступы (кулачки) 3. В рабочем положении выступы одной полумуфты входят во впадины другой. Для включения и выключения муфты одну из полумуфт 2 устанавливают на валу подвижно в осевом направлении. Подвижную полумуфту перемещают с помощью специального устройства — отводки. Вилку отводки располагают в пазу 4. На чертеже штриховой линией показано выключенное положение полумуфты 2. Кольцо 5 служит для центровки валов. Несоосность валов резко снижает работоспособность кулачковых муфт. Чаще всего кулачковые и зубчатые (рис. 17.28 и 17.29) сцепные муфты располагают на одном валу и используют для переключения скоростей (рис. 17.29).

Распространенные формы кулачков изображены на рис. 17.27 (сечение цилиндрической поверхностью). Прямоугольный профиль (рис. 17.27, а) требует точного взаимного расположения полумуфт в момент включения. Кроме того, в таких муфтах неизбежны технологические боковые зазоры и связанные с этим удары при изменении направления вращения. Зазоры увеличиваются при износе кулачков.

Трапецеидальный профиль (рис. 17.27, б, в) не требует точного взаимного расположения полумуфт в момент включения, а боковые зазоры компенсируются изменением глубины посадки кулачков.

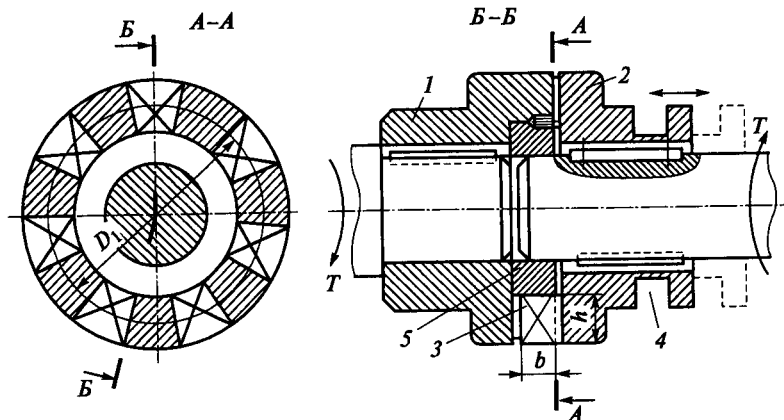


Рис. 17.26

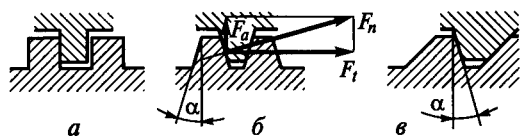


Рис. 17.27

Симметричные профили кулачков — реверсивные, несимметричные — неревверсивные. В муфтах с трапецидальными кулачками возникают осевые силы

F_a (рис. 17.27, б), которые стремятся раздвинуть полумуфты и затрудняют включение; в этом отношении муфты с прямоугольными кулачками обладают преимуществом. Угол α трапецидального профиля выбирают таким (обычно $2...5^\circ$), чтобы обеспечивалось самоторможение или чтобы не создавать большой постоянной нагрузки на механизм отводки.

Включение кулачковых муфт при относительном вращении валов всегда сопровождается ударами, которые могут вызвать разрушение кулачков. Поэтому такие муфты не рекомендуют применять для включения механизма под нагрузкой и при больших скоростях относительного вращения ($v \geq 1$ м/с).

Работоспособность кулачковых муфт определяется в основном износом кулачков, который зависит от напряжений смятия на поверхности соприкосновения. Эти напряжения рассчитывают приближенно в предположении, что нагрузка распределяется равномерно между всеми кулачками (см. рис. 17.26):

$$\sigma_{см} = 2KT/(zD_1bh) \leq [\sigma_{см}], \quad (17.36)$$

где z — число кулачков полумуфты.

Для уменьшения износа поверхность кулачков должна быть твердой. Этого достигают с помощью объемной закалки или цементации. Применение цементации предпочтительней, так как при этом сохраняется вязкость сердцевины, что повышает сопротивление кулачка хрупким разрушениям от ударов. Муфты с цементированными кулачками изготавливают из сталей 15Х, 20Х, с объемной закалкой — из сталей 40Х, 30ХН и т. п.

При этом допускают:

$[\sigma_{см}] = 90...120$ МПа — включение без относительного вращения;

$[\sigma_{см}] = 50...70$ МПа — включение на тихом ходу;

$[\sigma_{см}] = 35...45$ МПа — включение на повышенных скоростях.

Муфты зубчатые цепные. По устройству и методике расчета эта муфта (рис. 17.28) подобна зубчатой компенсирующей муфте (см. рис. 17.7) с той разницей, что обойма 2 изготавливается подвижной и управляется с помощью отводки. На рис. 17.28 обойма расположена в положении «Включено». Диски 1 и 3 являются ограничителями, а втулка 4 центрирует валы и одновременно вы-

полняет функцию подшипника при их относительном вращении (когда муфта выключена).

Применяют также зубчатые муфты без обоймы 2, у которых одна полумуфта имеет внутренние, а другая — внешние зубья.

Допускаемые напряжения смятия при расчетах прочности зубьев принимают такими же, как и для кулачковых муфт.

Преимущества зубчатой муфты по сравнению с кулачковой — возможность изготовления на широко распространенном зуборезном оборудовании. При этом получают более высокую точность изготовления.

Для устранения ударов при включении в зубчатых муфтах широко применяют синхронизаторы (например, в коробках скоростей автомобилей). Синхронизаторы выравнивают скорости валов перед их соединением. Принцип работы синхронизатора поясним с помощью рис. 17.29. Конструкция зубчатой муфты, предназначенной для переключения скоростей в коробке передач, здесь дополнена двусторонней конической фрикционной муфтой 1, которая и является синхронизатором. При перемещении обоймы 2 с внутренними зубьями вправо или влево она через шарик передает осевую силу конусной полумуфте синхронизатора и сцепляет ее с конусной полумуфтой одной из шестерен (рис. 17.29, а). Ниже (см. фрикционные муфты) показано, что проскальзывание, которое наблюдается при включении фрикционных муфт, позволяет плавно разгонять ведомые элементы. Также и здесь при включении синхронизатора происходит выравнивание угловых скоростей ведущего вала и ведомой шестерни.

Дальнейшим перемещением обоймы включается зубчатая муфта (рис. 17.29, б). Разгон ведомых элементов производят, как правило, на холостом ходу. Поэтому фрикционные муфты синхронизаторов рассчитывают на передачу момента, необходимого для преодоления инерционных нагрузок, возникающих при разгоне. Эти нагрузки обычно значительно

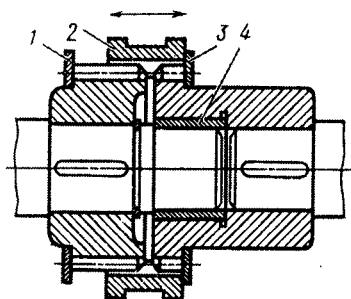


Рис. 17.28

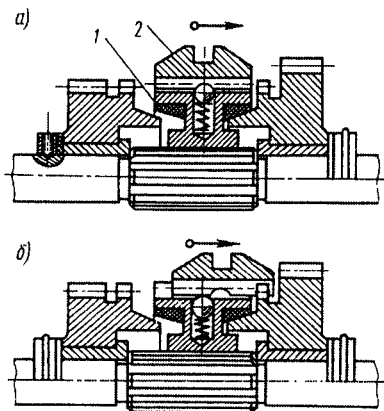


Рис. 17.29

меньше рабочих. Для того чтобы скорости успели выравняться в процессе непрерывного перемещения обоймы, это перемещение следует производить медленно.

Муфты фрикционные. При включении фрикционных муфт вращающий момент возрастает постепенно по мере увеличения силы нажатия на поверхности трения. Это позволяет соединять валы под нагрузкой и с большой разностью начальных угловых скоростей. В процессе включения муфта пробуксовывает, а разгон ведомого вала происходит плавно, без удара. Отрегулированная на передачу предельного вращающего момента, безопасного для прочности машины, фрикционная муфта выполняет одновременно функции предохранительного устройства.

Все фрикционные муфты в зависимости от формы рабочей поверхности можно разделить на три группы: муфты дисковые (плоская поверхность); муфты конические (коническая поверхность); муфты колодочные, ленточные и др. (цилиндрическая поверхность).

Муфты фрикционные, так же как и кулачковые, не допускают несоосности. Соосность полумуфт достигается расположением их на одном валу (рис. 17.29) или с помощью специальных центрирующих колец (см. рис. 17.28). На рис. 17.30, 17.31, 17.32 приводятся схемы фрикционных муфт без указания способа центровки.

Муфты дисковые. Схема простейшей дисковой муфты с одной парой поверхностей трения изображена на рис. 17.30. Здесь полумуфта 1 укреплена на валу неподвижно, а полумуфта 3 подвижна в осевом направлении, 2 — фрикционная накладка. Для соединения валов к подвижной полумуфте прикладывают силу F_a . Момент трения T_T определяют по формуле

$$KT = T_T = F_a f r_{cp}, \quad (17.37)$$

где $r_{cp} = (D_1 + D_2)/4$ — средний радиус рабочих поверхностей, который приближенно принимают за приведенный радиус сил трения на этих поверхностях.

Чтобы ограничить условия неравномерного износа, обычно принимают $D_1/D_2 = 1,5 \dots 2$.

Для уменьшения силы F_a и габаритов муфты применяют конструкции не с одной, а со многими парами поверхностей трения —

многодисковые муфты (рис. 17.31). В этих муфтах имеются две группы дисков: наружные 3 и внутренние 2. Наружные диски соединены с полумуфтой 1, а внутренние — с полумуфтой 7 с помощью подвижного шлицевого соединения. Правый крайний внутренний диск опирается на регулировочные гайки 4, на левый крайний диск дей-

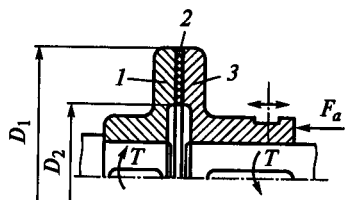


Рис. 17.30

ствуют силы нажатия F_a от механизма управления. При этом сила нажатия передается на все поверхности трения, а формула (17.37) принимает вид

$$KT = F_a f r_{\text{ср}} z, \quad (17.38)$$

где z — число пар трущихся поверхностей; $z = n - 1$; n — число дисков (для муфты, изображенной на рис. 17.31, $n = 9$, а для муфты на рис. 17.30 $n = 2$).

Таким образом, применение многодисковых муфт позволяет увеличить передаваемый вращающий момент в z раз по сравнению с двухдисковой муфтой (см. рис. 17.30), сохраняя при этом силу нажатия F_a и диаметры дисков.

Из формул (17.37) и (17.38) нетрудно установить, что T_T можно увеличить, кроме того, путем увеличения F_a , f и диаметров дисков (среднего радиуса трения). Увеличение диаметров приводит к повышению габаритов муфты и поэтому на практике используется в последнюю очередь. Увеличение F_a ограничено допустимым средним удельным давлением $[p]$ на трущихся поверхностях:

$$[p] = \frac{F_a}{\frac{\pi}{4}(D_1^2 - D_2^2)} \leq [p]. \quad (17.39)$$

Коэффициент трения f можно увеличить, снабжая диски накладками 2 (см. рис. 17.30) из специальных материалов. При этом следует учитывать, что применение накладок увеличивает осевой габарит муфты при одном и том же числе дисков, а $[p]$, как правило, уменьшается. Данные о $[p]$ и f приводятся в табл. 17.1.

Механизмы управления фрикционными муфтами, применяемые на практике, весьма разнообразны не только по конструкции, но и по принципу действия. В зависимости от последнего различают

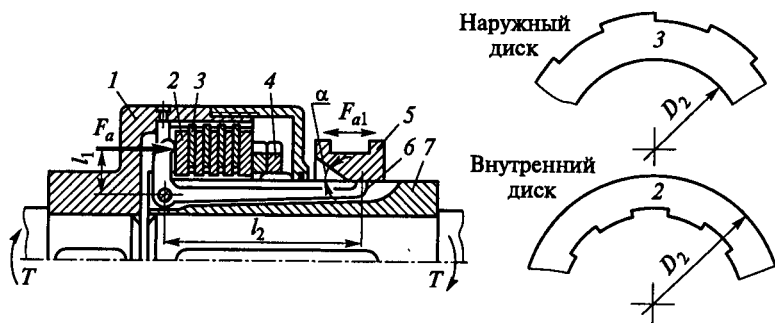


Рис. 17.31

муфты с электромагнитным, гидравлическим, пневматическим и механическим управлением. Подробное изучение этих механизмов не входит в задачи настоящего курса.

В качестве примера на рис. 17.31 изображена основная часть одного из простейших механизмов управления. Устройство и работа механизма ясны из чертежа.

Максимальную величину осевой силы F_{a1} , которую необходимо приложить к кольцу отводки 5, при включении муфты определяют по формуле

$$F_{a1} = F_a \frac{l_1}{l_2} \operatorname{tg}(\alpha + \rho), \quad (17.40)^*$$

где α — угол конуса кольца; ρ — угол трения.

При выборе формы (а также при расчете) нажимного рычага 6 следует учитывать его упругие деформации. Желательно, чтобы рычаг обладал пружинящей способностью. В этом случае износ дисков не вызовет резкое снижение силы нажатия F_a . Срок очередной регулировки муфты увеличится. Регулировку выполняют с помощью гаек 4.

Муфты конические. Схема простейшей конической муфты изображена на рис. 17.32. От действия силы F_a на конической поверхности соприкосновения полумуфт возникают удельное давление p и удельные силы трения pf . Силы трения, направленные по касательной к окружности конуса, используются для передачи вращающего момента. Рассматривая равновесие правой полумуфты, получаем

$$F_a = pb\pi D_{\text{ср}} \sin \alpha, \quad (17.41)$$

$$KT = T_\tau = pfb\pi D_{\text{ср}}^2 / 2. \quad (17.42)$$

Решая эти уравнения совместно, находим

$$KT = T_\tau = \frac{F_a D_{\text{ср}}}{2} \frac{f}{\sin \alpha} = F_a \frac{D_{\text{ср}}}{2} f', \quad (17.43)$$

где $f' = f/\sin \alpha$ — приведенный коэффициент трения.

Нетрудно установить, что величина f' непрерывно возрастает с уменьшением α . Увеличение f' позволяет во столько же раз уменьшить силу F_a . В этом и заключается положительная особенность конических муфт по сравнению с простыми дисковыми (в

*В этом уравнении не учтены силы трения в шпоночном или шлицевом соединении полумуфты с валом. Как показывают расчеты, они увеличивают силу F_a примерно на 10...15%.

многодисковых муфтах F_a может быть меньше, чем в конических). Однако применять очень малые углы α на практике не рекомендуют, так как при этом происходит самозаклинивание полу-муфт, затрудняющее их расцепление. Для устранения самозаклинивания необходимо иметь

$$\alpha > \rho = \operatorname{arctg} f.$$

Обычно выполняют $\alpha \approx 15^\circ$.

Условие износостойкости рабочих поверхностей

$$p = F_a / (b \pi D_{\text{ср}} \sin \alpha) \leq [p]. \quad (17.44)$$

Конические муфты в сравнении с многодисковыми имеют большие габариты. Они сложнее в изготовлении и повышают требования к точности центровки валов. По этим причинам конические муфты применяют реже, чем дисковые.

Критерии работоспособности фрикционных муфт, материалы, рекомендуемые величины $[p]$ и f . Работоспособность фрикционных муфт определяется в основном износом трущихся поверхностей. Интенсивность износа зависит от удельной мощности трения (работа сил трения на единице площади за одну секунду):

$$a_{\tau} = p f v_s \leq [a_{\tau}], \quad (17.45)$$

где v_s — средняя скорость скольжения. В управляемых муфтах скольжение происходит во время включения, т. е. износ зависит и от числа переключений в час.

Практическое использование формулы (17.45) затруднено тем, что к настоящему времени мало изучена связь износа с величиной a_{τ} , не установлены нормы для $[a_{\tau}]$, мало практических сведений о режимах работы муфты и т. п.

Большое влияние на работоспособность муфты оказывает ее тепловой режим. Перегрев муфт приводит к увеличению износа, а в некоторых случаях к обугливанию неметаллических накладок или к задиру металлических поверхностей. Нагрев муфт связан также со скольжением при переключениях. Количество теплоты, выделяемой при этом, пропорционально работе трения. Эта теплота нагревает детали муфты и уходит в окружающую среду. Вследствие того что теплота выделяется интенсивно за малое время, муфты не имеют установившегося теплового режима. За этот короткий промежуток времени поверхности трения могут нагреваться до высокой температуры, в то время как средняя температура

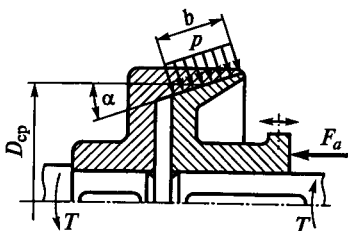


Рис. 17.32

муфты в целом остается низкой. Отсутствие установившегося режима значительно усложняет тепловой расчет муфт. Поэтому чаще всего ограничиваются расчетом только по удельному давлению p на поверхностях трения. Допускаемое давление $[p]$ устанавливают на основе опыта эксплуатации (табл. 17.1).

Таблица 17.1

Материал	$[p]$, МПа	f
<i>При смазке</i>		
Закаленная сталь по закаленной стали	0,6...0,8	0,06
Чугун по чугуну или по закаленной стали	0,6...0,8	0,08
Текстолит по стали	0,4...0,6	0,12
Металлокерамика по закаленной стали	0,8	0,10
<i>Без смазки</i>		
Прессованный асбест или ферродо по стали или чугуну	0,2...0,3	0,30
Металлокерамика по закаленной стали	0,3	0,40
Чугун по чугуну или закаленной стали	0,2...0,3	0,15

Примечания: 1. Меньшие величины при большом числе дисков, большие — при малом.
2. При $v > 2,5$ м/с давления $[p]$ рекомендуется понижать: при $v \approx 5$ м/с — на 15%; при $v \approx 10$ м/с — на 30%; при $v \approx 15$ м/с — на 35%. При числе переключений в час, большем 100, снижают на 1% на каждые дополнительные пять включений, но не более чем на 50%.

Данные этой таблицы справедливы при средней скорости v до 2,5 м/с и числе переключений в час не более 100 (см. примечание 2 к табл. 17.1). Скорость определяют по среднему радиусу:

$$v = \pi r_{\text{ср}} n / 30.$$

Материалы фрикционных муфт должны в основном удовлетворять тем же требованиям, что и материалы фрикционных передач (см. гл. 11). Наибольшее распространение на практике получили следующие комбинации материалов: закаленная сталь по закаленной стали или сталь по чугуну при хорошей смазке; асбестовые или порошковые накладки по стали или чугуну без смазки.

§ 17.7. Муфты автоматические, или самоуправляемые

Эти муфты предназначены для автоматического разъединения валов в тех случаях, когда параметры работы машины становятся недопустимыми по тем или иным показателям. Классификация автоматических муфт представлена схемой на с. 367. Вышеизложенные требования (см. сцепные муфты) к строгой соосности полу-муфт (валов) в полной мере относятся ко всем самоуправляемым муфтам.

Муфты предохранительные. Эти муфты служат для защиты машин от перегрузки. Любая фрикционная муфта, отрегулированная на передачу предельного момента, выполняет функции предохранительной. Специальные предохранительные фрикционные муфты не имеют механизма управления, а силы нажатия в них обычно обеспечиваются постоянно действующими пружинами. Расчет таких муфт аналогичен расчету фрикционных управляемых муфт.

Другим представителем предохранительных муфт является муфта со специальным разрушающимся элементом. Схема одного из многочисленных вариантов конструкции таких муфт изображена на рис. 17.33. Здесь вращающий момент между полумуфтами 1 и 4 передается через штифт 3, который срезается при перегрузке. Для восстановления работы муфты штифт заменяют. Закаленные втулки 2 облегчают замену штифтов, предотвращают смятие более слабого материала полумуфт штифтом и тем самым приближают действительные условия среза штифта к расчетным:

$$KT = \frac{zD_1\pi d^2}{K_z 2 \cdot 4} [\tau], \quad (17.46)$$

где z — число штифтов; K_z — коэффициент неравномерности распределения нагрузки по штифтам.

Практически z принимают равным 1 или 2; $K_z=1$ при $z=1$; $K_z=1,2$ при $z=2$.

Жесткое соединение полумуфт штифтом не может компенсировать вредного влияния их несоосности на штифт, условия работы которого становятся неопределенными. Поэтому необходима строгая центровка полумуфт.

Допускаемое напряжение $[\tau]$ принимают равным пределу прочности материала на срез. Например, для закаленных штифтов из стали Ст5 $[\tau]=420$ МПа.

На рис. 17.34 изображена кулачковая предохранительная муфта. Здесь полумуфты 1 и 3 зацепляются кулачками 2, имеющими трапецеидальный профиль с углом α .

От действия окружной силы F_t в зацеплении возникает осевая сила $F_a = F_t \operatorname{tg} \alpha$, которая стремится раздвинуть полумуфты и вывести их из зацепления. Этому противодействуют сила пружины F и сила трения на кулачках и в шлицевом (шпоночном) соединении. С учетом этих сил условия равновесия полумуфты 2 можно записать в виде

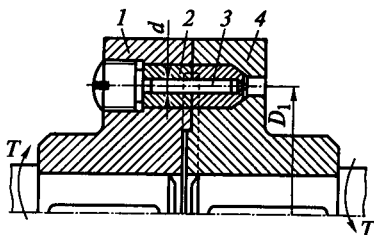


Рис. 17.33

$$F = \frac{2KT}{D_1} \left[\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \frac{D_1}{d} f_2 \right], \quad (17.47)^*$$

где α — угол заострения кулачка; ρ — угол трения в зацеплении кулачков ($6 \dots 8^\circ$); f_2 — коэффициент трения в шлицевом соединении ($\sim 0,15$).

В соответствии с силой F подбирают пружину. Прочность кулачков рассчитывают так же, как и в обычных кулачковых муфтах (см. § 17.6).

Недостатком предохранительных кулачковых муфт являются удары кулачков при перегрузках, сопровождающиеся большим шумом. Поэтому такие муфты не рекомендуют применять при высокой частоте вращения.

Муфты центробежные. Эти муфты автоматически соединяют валы только тогда, когда угловая скорость превысит некоторую заданную величину. Таким образом, эти муфты являются самоуправляемыми по угловой скорости. Центробежные муфты используют для автоматического включения и выключения исполнительного механизма с помощью регулировки угловой скорости двигателя; разгона машин с большими маховыми массами при двигателе с малым пусковым моментом; повышения плавности пуска; выключения при перегрузках (бензопила), когда бензодвигатель сбавляет обороты и может заглохнуть, и т. п.

Схема одной из центробежных муфт изображена на рис. 17.35. Центробежная сила F_d прижимает колодку 3 к барабану полумуфты 2. Этому препятствует сила F , возникающая от прогиба пружины 4. Величину силы F регулируют винтом 5. Соприкасание между колодкой и барабаном возможно при условии

$$F \leq F_d = mr\omega^2, \quad (17.48)$$

где m — масса колодки; r — расстояние центра тяжести колодки от оси вращения; ω — угловая скорость полумуфты 1. Формула

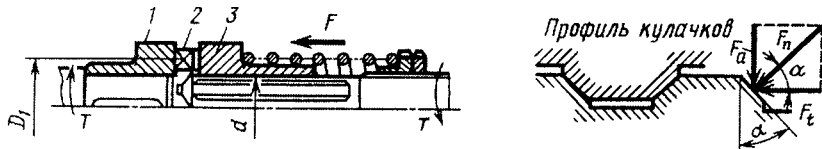


Рис. 17.34

*Эта формула справедлива при кратковременных перегрузках. При длительных перегрузках силы трения не учитываются, так как они ослабляются вибрациями ($\rho = 0$ и $f_2 = 0$).

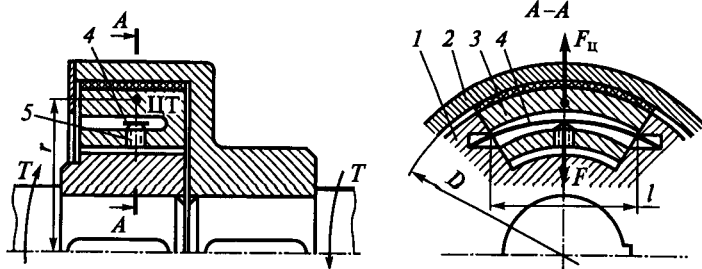


Рис. 17.35

(17.48) позволяет определить необходимую силу пружины по заданной угловой скорости ω_0 , до которой полумуфта l вращается свободно.

Для передачи вращающего момента необходима угловая скорость ω_1 , которую определяют по условию

$$KT \leq 0,5 (F_{ц} - F) f z D = 0,5 m r D z f (\omega_1^2 - \omega_0^2), \quad (17.49)$$

где z — число колодок; f — коэффициент трения.

В диапазоне между ω_1 и ω_0 муфта пробуксовывает и постепенно разгоняет ведомый вал. Сила пружины в данном случае (рис. 17.35)

$$F = 48 E J y / l^3, \quad (17.50)$$

где y — стрела прогиба; $J = bh^3/12$ — осевой момент инерции площади поперечного сечения; b — ширина, h — толщина пружины.

Работоспособность колодок рассчитывают по давлению $[p]$ на поверхности трения так же, как и в других фрикционных муфтах.

Муфты свободного хода. Эти муфты передают вращающий момент только в одном заданном направлении. Их применяют в станках, автомобилях, мотоциклах, велосипедах и т. д. В велосипедах, например, они передают вращающий момент от педалей на колесо и в то же время позволяют колесу свободно катиться при неподвижных педалях.

Простейшим представителем муфт свободного хода является устройство с храповиком. Вследствие шума на холостом ходу и резкого ударного включения муфты с храповиком применяют сравнительно мало и только при низких скоростях.

Бесшумную работу обеспечивают фрикционные роликовые или шариковые муфты. Схема одной из таких муфт, встроенных в соединение шестерни с валом, изображена на рис. 17.36. Если шестерня l вращается по часовой стрелке, то ролик 5 закатывается в узкую часть паза и здесь заклинивается. Образуется жесткое соединение

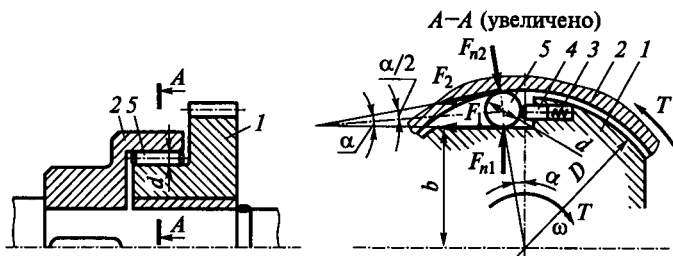


Рис. 17.36

шестерни с валом через ролик 5 и обойму 2. При вращении шестерни в противоположном направлении ролик выходит в широкую часть паза и шестерня оказывается разъединенной с валом. В этом направлении она может вращаться свободно. Толкатель 4, имеющий слабую пружину 3, выполняет вспомогательную роль. Он удерживает ролик в постоянном соприкосновении с обоймой.

При передаче вращающего момента T на ролик действуют нормальные силы F_n и силы трения F (по условию симметрии, $F_1 = F_2 = F$ и $F_{n1} = F_{n2} = F_n$). Силы F_n стремятся вытолкнуть ролик из паза в направлении биссектрисы угла α . Этому препятствуют силы трения $F = F_n f$. Для того чтобы ролик не выскакивал из паза, должно быть

$$2F \cos(\alpha/2) \geq 2F_n \sin(\alpha/2) \text{ или } 2F_n f \cos(\alpha/2) \geq 2F_n \sin(\alpha/2).$$

После преобразования получим

$$\operatorname{tg}(\alpha/2) \leq f = \operatorname{tg} \rho, \quad \alpha \leq 2\rho. \quad (17.51)$$

Геометрически

$$\cos \alpha = \frac{b+d/2}{D/2-d/2} = \frac{2b+d}{D-d}. \quad (17.52)$$

По уравнениям (17.51) и (17.52) рассчитывают диаметр ролика d . По условиям равновесия обоймы 2,

$$KT = F \frac{D}{2} z = F_n \frac{D}{2} z \operatorname{tg}(\alpha/2), \quad (17.53)$$

где z — число роликов; коэффициент трения выражен через $\operatorname{tg}(\alpha/2)$.

Прочность ролика и рабочих поверхностей деталей 1 и 2 рассчитывают по контактным напряжениям (при $\mu = 0,3$):

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{F_n E_{\text{ср}} / (l \rho_{\text{ср}})} \leq [\sigma_H],$$

где l — длина ролика.

Для деталей, изготовленных из материалов с одинаковым модулем упругости, $E_{\text{сп}} = E$. В случае плоской поверхности детали $l \rho_{\text{сп}} = d/2$.

При этом, учитывая равенство (17.53) и принимая по малости угла $\text{tg}(\alpha/2) \approx \alpha/2$, получаем

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{8KTE/(Ddlz\alpha)} \leq [\sigma_H]. \quad (17.54)$$

В муфтах обычно применяют стандартные ролики роликоподшипников (45...50 HRC), а рабочие поверхности деталей цементируют (60 HRC, стали типа ШХ15, ШХ12). При этом допускают $[\sigma_H] = 1200...1500$ МПа.

Формула (17.54) позволяет отметить, что уменьшение угла α приводит к увеличению напряжений σ_H . Это следует учитывать при выполнении условия (17.51).

На практике установлено, что определение угла α при ρ , вычисленном по обычным величинам коэффициента трения, приводит к завышенным результатам. Это можно объяснить тем, что в условиях эксплуатации муфты всегда возможны удары и вибрации, понижающие фактический коэффициент трения. Для указанных материалов практически принимают $\alpha \approx 7...8^\circ$.

§ 17.8. Муфты комбинированные

Эти муфты применяются в тех случаях, когда ни одна из рассмотренных выше муфт не может полностью удовлетворить всем требованиям, предъявляемым к соединению валов. На практике чаще всего используют комбинацию упругих муфт с предохранительными или управляемыми [33].

Вопросы для самоподготовки

1. Для чего используют муфты?
2. На какие группы и по каким признакам классифицируют муфты?
3. Достоинства и недостатки глухих муфт, примеры конструкций.
4. Виды несоосности валов. Какие муфты компенсируют их вредное влияние?
5. Какие функции выполняют упругие муфты?
6. Чем характеризуются динамические свойства упругих муфт?
7. Какие упругие муфты наиболее распространены?
8. Какие функции выполняют сцепные муфты? Их разновидности.
9. Самоуправляемые муфты. Их классификация по назначению.

1. *Анурьев В. И.* Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. М.: Машиностроение, 1992.
2. *Артоболевский И. И.* Теория механизмов и машин. — М.: Наука, 1988.
3. *Биргер И. А., Иосилевич Г. Б.* Резьбовые и фланцевые соединения. — М.: Машиностроение, 1990.
4. *Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б.* Расчет на прочность деталей машин. — М.: Машиностроение, 1979.
5. *Болотовский И. А., Безруков В. И., Васильева О. Ф. и др.* Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач. — М.: Машиностроение, 1986.
6. *Бэтчелор Д. Ж.* Введение в динамику жидкости. — М.: Мир, 1973.
7. *Воробьев Н. В.* Цепные передачи. — М.: Машиностроение, 1968.
8. *Воскресенский В. А., Дьяков В. И.* Расчет и проектирование опор скольжения. — М.: Машиностроение, 1980.
9. *Гиззбург Е. Г.* Волновые зубчатые передачи. — М.: Машиностроение, 1969.
10. *Готовцев А. А., Котенок И. П.* Проектирование цепных передач. — М.: Машиностроение, 1982.
11. Детали машин: Расчет и конструирование. Справочник/Под ред. Н. С. Ачеркана В 3 т. — М.: Машиностроение, 1968—1969.
12. Детали машин. Атлас конструкций/Под ред. Д. Н. Решетова. Части I и II. — М.: Машиностроение, 1992.
13. *Дмитриев В. А.* Детали машин. — Л.: Судостроение, 1970.
14. *Добровольский В. А., Заблонский К. И., Мак С. Л. и др.* Детали машин. — М.: Машиностроение, 1972.
15. *Дунаев П. Ф., Леликов О. П.* Конструирование узлов и деталей машин. — М.: Академия, 2003.
16. *Иванов М. Н., Иванов В. Н.* Детали машин. Курсовое проектирование. — М.: Высшая школа, 1975.
17. *Иванов М. Н.* Волновые зубчатые передачи. — М.: Высшая школа, 1981.
18. *Иосилевич Г. Б.* Детали машин. — М.: Машиностроение, 1988.
19. *Когаев В. П., Дроздов Ю. Н.* Прочность и износостойкость деталей машин. — М.: Высшая школа, 1991.
20. *Кудрявцев В. Н.* Детали машин. — Л.: Машиностроение, 1980.
21. *Кудрявцев В. Н., Державец Ю. А., Глухарев Е. Г.* Конструирование и расчет зубчатых редукторов. — Л.: Машиностроение, 1971.
22. Машиностроение. Энциклопедия. Детали машин. Конструкционная прочность, трение, износ, смазка. Т. IV — 1/Под ред. Д. Н. Решетова. — М.: Машиностроение, 1995.
23. *Николаев Г. А., Винокуров В. А.* Сварные конструкции. Расчет и проектирование. — М.: Машиностроение, 1990.
24. *Орлов П. Н.* Основы конструирования. В 3 т. — М.: Машиностроение, 1977.
25. *Павленко А. В., Федякин Р. В., Чесноков В. А.* Зубчатые передачи с зацеплением Новикова. — Киев: Техніка, 1978.
26. *Перель Л. Я., Филатов А. А.* Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор. Справочник. — М.: Машиностроение, 1992.
27. Планетарные передачи. Справочник/Под ред. В. Н. Кудрявцева и Ю. Н. Кирдяшева. — Л.: Машиностроение, 1977.
28. Подшипники качения. Справочник/Под ред. В. Н. Нарышкина и Р. В. Коросташевского — М.: Машиностроение, 1984.
29. *Проников А. С.* Надежность машин. — М.: Машиностроение, 1978.

30. *Пронин Б. А., Ревков Г. А.* Бесступенчатые и фрикционные передачи. — М.: Машиностроение, 1980.
31. Расчет деталей машин на ЭВМ/Под ред. Д. Н. Решетова, С. А. Шувалова — М.: Высшая школа, 1985.
32. *Решетов Д. Н.* Детали машин. — М.: Машиностроение, 1989.
33. *Ряховский О. А., Иванов С. С.* Справочник по муфтам. — Л.: Политехника, 1991.
34. Трение, изнашивание и смазка. Справочник/Под ред. И. В. Крагельского, В. В. Аликина. — М.: Машиностроение, 1978.
35. *Устиненко В. Л.* Напряженное состояние зубьев цилиндрических прямозубых колес. — М.: Машиностроение, 1972.
36. *Феодосьев В. И.* Сопротивление материалов. — М.: Наука, 1981.
37. *Хрятин В. Е.* Справочник паяльщика. — М.: Машиностроение, 1981.
38. *Часовников Л. Д.* Передачи зацеплением. — М.: Машиностроение, 1969.
39. *Чернавский С. А.* Подшипники скольжения. — М.: Машгиз, 1963.
40. *Якушев А. И.* Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. — М.: Машиностроение, 1974.

- Болты (винты)**
 — типы 26
 — допускаемые напряжения 53
 — коэффициент затяжки 42
 — материалы 52
 — прочность статическая 53
 — расчет прочности резьбы 33
 — расчет прочности стержня 35
- Валы**
 — конструкция 314
 — напряжения 318, 322
 — расчет на жесткость 323
 — — — колебания 325
 — — — прочность 319
- Вариатор фрикционный**
 — — диапазон регулирования 259
 — — способы прижатия катков 257
 — — расчет прочности 266
 — дисковый 262
 — лобовой 256
 — с раздвижными конусами 259
 — торовой 260
- Вероятностные методы расчета** 13
 — — — подшипников качения 357
 — — — скольжения 347
 — — — прессовых посадок 115
- Винт крепежный** 23, 26
 — ходовой 23, 310
- Винтовая пара** 28
 — — КПД 30
 — — момент завинчивания 29
 — — самоторможение 30
 — — расчет прочности 310
- Вкладыши подшипников** 332
- Гайка** 33, 34
- Генератор волн деформирования** 230, 243
- Давления допускаемые**
 — — подшипников скольжения 341
 — — фрикционных муфт 396
 — — шарниров цепи 305
- Допуски и посадки** 105, 111, 115
- Жесткость**
 — вала 323
 — муфт 375
- Заклепки** 62
- Зацепление зубчатое**
 — — Новикова 201
 — — эвольвентное 122
 — — волновой передачи 239
- Изнашивание**
 — зубьев 131
 — прессового соединения 112
 — цепи 303
 — шлицов 97, 101
- Клеи** 87
- Колебания валов** 325
 — цепных передач 301
- Коэффициент безопасности** 55, 175
 — динамический нагрузки в зацеплении 136
 — концентрации напряжений 320
 — неравномерности распределения нагрузки по длине зуба 133
 — перекрытия в зацеплении 123, 153, 154
 — смещения при нарезании зубьев 149, 150
 — теплоотдачи 225
 — формы зуба 147
- КПД передача**
 — — винтовых 30
 — — волновых 248
 — — зубчатых 167
 — — планетарных 196, 197, 198
 — — ременных 278
 — — фрикционных 265
 — — цепных 295
 — — червячных 215
- Критерии работоспособности** 5
- Материалы машиностроительные (выбор)**
 — валов 314
 — винтовых пар 54, 311
 — заклепок 65
 — зубчатых колес 169, 170
 — подшипников скольжения 341
 — резьбовых деталей 54
 — фрикционных пар 258
 — червячных пар 223
- Модуль зубьев** 122
- Муфты автоматические** 396
 — предохранительные 397

- свободного хода 399
- центробежные 398
- втулочные 367
- фланцевые 367
- комбинированные 401
- зубчатые 371
- кулачково-дисковые 369
- кулачковые 389
- фрикционные 392
- — дисковые 392
- — конические 394
- упругие 374
- — втулочно-пальцевые 387
- — зубчато-пружинные 385
- — с резиновой звездочкой 386
- — с упругой оболочкой 388
- — с цилиндрическими пружинами 383

Надежность 14

Напряжения, допускаемые в передачах зубчатых 175

- — — — — ременных 274, 279
- — — — — фрикционных 267
- — — — — цепных 305
- — — — — червячных 222
- — — — — соединениях заклепочных 65
- — — — — зубчатых (шлицевых) 99, 103

- — — — — клеевых 87
- — — — — паяных 86
- — — — — резьбовых 55
- — — — — сварных 79
- — — — — шпоночных 94

Напряжения контактные 126

Несоосность валов 368

Нормы точности передач зубчатых 124

- — — — — червячных 214

Оси 314

Оптимизация конструкций 17

- болта 40
- гайки 32, 33
- передачи волновой 254
- — — зубчатой 183
- — — планетарной 199
- — — ременной 291
- — — цепной 309
- — — червячной 227

Охлаждение 225

Передачное отношение 118

— число 140

Передача винт — гайка 310

— винтовая 208

- волновая 230
- глобоидная 227
- гипоидная 209
- зубчатая 119
- — — виды разрушения зубьев 129
- — — геометрические параметры 121
- — — критерии работоспособности 128
- — — оценка и применение 120
- — — расчетная нагрузка 133
- — — силы в зацеплении 139, 155
- — — точность 124
- косозубая 151
- коническая 157
- Новикова 201
- планетарная 193
- клиноременная 285
- плоскоременная 269, 282
- фрикционная 256
- цепная 293
- червячная 210

Пластмассы 12

Подшипники 330

- классификация 330
- назначение 330
- качения 348
- скольжения 331

Резьба крепежная 22, 23

— ходовая (для винтовых механизмов) 23

Ремни клиновые 286

— круглые 267

— плоские 267

Сварка — виды 67

Смазка подшипников 333, 355

— редукторов 167, 225

Соединения 20

- классификация 20
- основные требования 20, 21
- заклепочные 61
- зубчатые (шлицевые) 95
- клеевые 86
- клеммовые 88
- паяные 82, 84
- резьбовые 21
- сварные 66
- с натягом 104
- шпоночные 91

Термообработка — виды 169

Тепловой расчет 225

Трение жидкостное 333

— полужидкостное 333

Предисловие	3
Введение	4

Раздел первый

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Глава 1. Резьбовые соединения	21
§ 1.1. Резьба	21
§ 1.2. Основные типы крепежных деталей	26
§ 1.3. Способы стопорения резьбовых соединений	27
§ 1.4. Теория винтовой пары	28
§ 1.5. Расчет резьбы на прочность	33
§ 1.6. Расчет на прочность стержня винта (болта) при различных случаях нагружения	35
§ 1.7. Эффект эксцентричного нагружения болта	45
§ 1.8. Расчет соединений, включающих группу болтов	46
§ 1.9. Материалы резьбовых изделий и допускаемые напряжения	54
Глава 2. Заклепочные соединения	61
§ 2.1. Конструкции, технология, классификация, области применения	61
§ 2.2. Расчет на прочность элементов заклепочного шва	63
§ 2.3. Материалы заклепок и допускаемые напряжения	65
Глава 3. Сварные соединения	66
§ 3.1. Общие сведения и применение	66
§ 3.2. Конструкция и расчет на прочность	69
§ 3.3. Прочность соединений и допускаемые напряжения	78
Глава 4. Соединение пайкой и склеиванием	82
§ 4.1. Общие сведения, оценка и применение	82
§ 4.2. Соединение пайкой	84
§ 4.3. Соединение склеиванием	86
Глава 5. Клеммовые соединения	88
§ 5.1. Конструкция и применение	88
§ 5.2. Расчет на прочность	89
Глава 6. Шпоночные и зубчатые (шлицевые) соединения	91
§ 6.1. Шпоночные соединения	91
§ 6.2. Материал шпонок и допускаемые напряжения	94
§ 6.3. Оценка соединений призматическими шпонками и их применение	94
§ 6.4. Общие замечания по расчету шпоночных соединений	95
§ 6.5. Зубчатые (шлицевые) соединения	95
§ 6.6. Основные критерии работоспособности и расчета	97
§ 6.7. Расчет зубчатых соединений	98

Глава 7. Соединение деталей посадкой с натягом	104
7.1. Общие сведения	104
7.2. Прочность соединения	106
7.3. Оценка и область применения	112
7.4. Соединение посадкой на конус	114

Раздел второй

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Глава 8. Зубчатые передачи	119
8.1. Общие сведения	119
8.2. Краткие сведения о геометрии и кинематике	121
8.3. Контактные напряжения и контактная прочность	126
8.4. Критерии работоспособности и расчета	128
8.5. Расчетная нагрузка	133
8.6. Расчет прямозубых цилиндрических передач на прочность	139
8.7. Особенности расчета косозубых и шевронных цилиндрических передач	151
8.8. Конические зубчатые передачи	157
8.9. Конические передачи с прямыми зубьями	163
8.10. Передаточное отношение одноступенчатых и многоступенчатых зубчатых передач	166
8.11. Коэффициент полезного действия, охлаждение и смазка	167
8.12. Материалы и термообработка	169
8.13. Допускаемые напряжения	175
8.14. Оптимизация конструкции зубчатых передач	183
8.15. Особенности расчета планетарных передач	193
8.16. Передача с зацеплением Новикова	201
8.17. Краткие сведения о зубчатых передачах с перекрещивающимися осями (винтовых и гипoidных)	208
Глава 9. Червячные передачи	210
9.1. Геометрические параметры и способы изготовления передач	210
9.2. Кинематические параметры передач	215
9.3. КПД червячной передачи	216
9.4. Силы в зацеплении	217
9.5. Оценка и применение	217
9.6. Расчет прочности зубьев	218
9.7. Материалы и допускаемые напряжения	222
9.8. Тепловой расчет, охлаждение и смазка передач	225
9.9. Глобoidные передачи	227
Глава 10. Волновые механические передачи	230
10.1. Общие сведения	230
10.2. Кинематические параметры и принцип действия	231
10.3. Передаточное отношение и число зубьев зубчатой передачи	236
10.4. Особенности преобразования движения в зубчатой передаче	238
10.5. Относительное движение зубьев, выбор профиля и размеров зубьев	239
10.6. Форма и размер деформирования гибкого колеса	243
10.7. Рекомендации по выбору параметров зацепления и расчет гибких колес	246
10.8. КПД и критерии работоспособности передачи	248
10.9. Расчет прочности гибкого колеса	249
10.10. Разновидности волновых передач, их оценка и применение	251
Глава 11. Фрикционные передачи и вариаторы	256
11.1. Общие сведения	256

§ 11.2.	Основные типы фрикционных передач и вариаторов	258
§ 11.3.	Основные факторы, определяющие качество фрикционной передачи	263
§ 11.4.	Основы расчета прочности фрикционных пар	266
Глава 12.	Ременные передачи	267
§ 12.1.	Общие сведения	267
§ 12.2.	Основы расчета ременных передач	269
§ 12.3.	Плоскоременная передача	282
§ 12.4.	Клиноременная передача	285
§ 12.5.	Передача зубчатыми ремнями	293
Глава 13.	Цепные передачи	293
§ 13.1.	Общие сведения	293
§ 13.2.	Основные характеристики	294
§ 13.3.	Конструкция основных элементов	296
§ 13.4.	Силы в цепной передаче	299
§ 13.5.	Кинематика и динамика цепной передачи	300
§ 13.6.	Критерии работоспособности и расчета	302
§ 13.7.	Практический расчет цепной передачи	307
Глава 14.	Передача винт — гайка	310
§ 14.1.	Общие сведения	310
§ 14.2.	Особенности расчета резьбы винтовых механизмов	311

Раздел третий

ВАЛЫ, ПОДШИПНИКИ, МУФТЫ

Глава 15.	Валы и оси	314
§ 15.1.	Общие сведения	314
§ 15.2.	Проектный расчет валов	315
§ 15.3.	Проверочный расчет валов	316
Глава 16.	Подшипники	330
§ 16.1.	Подшипники скольжения. Общие сведения и классификация	331
§ 16.2.	Условия работы и виды разрушения подшипников скольжения	332
§ 16.3.	Трение и смазка подшипников скольжения	333
§ 16.4.	Практический расчет подшипников скольжения	340
§ 16.5.	Конструкции и материалы подшипников скольжения	343
§ 16.6.	Подшипники качения. Общие сведения и классификация	348
§ 16.7.	Условия работы подшипника качения, влияющие на его работоспособность	351
§ 16.8.	Практический расчет (подбор) подшипников качения	355
Глава 17.	Муфты	366
§ 17.1.	Общие сведения, назначение и классификация	366
§ 17.2.	Муфты глухие	367
§ 17.3.	Муфты компенсирующие жесткие	368
§ 17.4.	Муфты упругие	374
§ 17.5.	Конструкция и расчет упругих муфт	382
§ 17.6.	Муфты управляемые, или сцепные	389
§ 17.7.	Муфты автоматические, или самоуправляемые	396
§ 17.8.	Муфты комбинированные	401
Список литературы		402
Предметный указатель		404

М.Н. Иванов
В.А. Финогенов

Детали машин

