

Министерство образования Российской Федерации
Санкт-Петербургский государственный университет
низкотемпературных и пищевых технологий



А.И. Ваньшин, А.Ф. Печников

**ДЕТАЛИ МАШИН
РАСЧЕТ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ**

Пособие

Санкт-Петербург 2003

**УДК 621.81
ББК 34.445
В 17**

Ваньшин А.И., Печников А.Ф.
В 17 Детали машин. Расчет механических передач: Пособие. –
СПб.: СПбГУНиПТ, 2003. – 140 с.

ISBN 5-89565-087-2

В пособии подробно изложены методики проектного расчета и конструирования основных механических передач, включая основные данные о передачах, выбор материалов, последовательность расчета, определение основных размеров элементов передач. Приведена методика предварительного расчета приводов рабочих машин. Все методики иллюстрируются примерами. Приводятся инструкции для расчета передач на ЭВМ.

Пособие предназначено для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению «Машиностроение» и по специальностям «Техника и физика низких температур», «Холодильная и криогенная техника и кондиционирование».

УДК 621.81
ББК 34.445

Рецензенты

Кафедра механики Санкт-Петербургского торгово-экономического института
(зав. кафедрой канд. техн. наук, доцент В.Д. Ершов)

Канд. техн. наук, доцент А.В. Цыганков (кафедра «Детали машин» Санкт-Петербургского государственного морского технического университета)

Одобрено к изданию редакционно-издательским советом университета

ISBN 5-89565-087-2

© Санкт-Петербургский государственный
университет низкотемпературных
и пищевых технологий, 2003

СПИСОК ОСНОВНЫХ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

Латинские

S_F	– коэффициент запаса прочности по напряжениям изгиба
S_H	– коэффициент запаса прочности по контактным напряжениям
$S_{\text{сеч}}$	– площадь сечения, мм ²
Z_a	– вспомогательный коэффициент
Z_R	– коэффициент шероховатости поверхности зубьев
Z_v	– коэффициент окружной скорости
Z_x	– коэффициент размера зубчатого колеса
K_{HL}	– коэффициент контактной долговечности
K_H	– коэффициент нагрузки для расчета по контактным напряжениям
K_{FL}	– коэффициент изгибной долговечности
K_F	– коэффициент нагрузки для расчета по изгибным напряжениям
K_v	– коэффициент динамичности нагрузки
K_β	– коэффициент неравномерности распределения нагрузки
K_ε	– коэффициент эксплуатации
$K_{\text{ряд}}$	– коэффициент рядности
k	– число ремней
C_k	– коэффициент числа ремней
N	– число циклов нагружения
R_m	– среднее конусное расстояние, мм
R_e	– внешнее конусное расстояние, мм
q	– коэффициент диаметра червяка
$q_{\text{п.м}}$	– масса одного погонного метра цепи, кг/м
a_w	– межосевое расстояние зубчатых передач, мм
a	– межосевое расстояние, мм
$N_{\text{рем}}$	– номинальная мощность, передаваемая одним ремнем, кВт
t	– модуль зацепления, мм
x	– коэффициент смещения
L_p	– расчетная длина ремня, мм
C_L	– коэффициент длины ремня
n	– частота вращения, об/мин
u	– передаточное число (отношение)
C_u	– коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа
C_p	– коэффициент динамичности нагрузки и режима работы
C_σ	– коэффициент напряжения изгиба
T	– вращающий момент, Н·м

Греческие

- σ_{H0} – предел контактной выносливости для отнулевого цикла, Н/мм²
[σ_H] – допускаемое контактное напряжение, Н/мм²
 σ_H – действующее контактное напряжение, Н/мм²
 σ_{F0} – предел изгибной выносливости для отнулевого цикла, Н/мм²
[σ_F] – допускаемое напряжение изгиба, Н/мм²
 σ_F – действующее напряжение изгиба, Н/мм²
 ψ – коэффициент ширины зубчатого венца
 θ – угол, град
 Θ – коэффициент деформации червяка
 α – угол обхвата шкива ремнем, град

ВВЕДЕНИЕ

Для закрепления теоретических знаний по учебной дисциплине «Детали машин» и получения практических навыков конструирования и расчета деталей служит курсовой проект. В качестве задания на курсовой проект, как правило, предлагается спроектировать привод какой-либо рабочей машины. Обоснованием такого задания является то, что в состав привода обычно входит большинство изучаемых в курсе деталей и узлов.

Наиболее сложными расчетами при проектировании привода являются предварительный расчет привода и расчеты механических передач. По этой причине в данном пособии приводятся подробные методики этих расчетов.

В разд. 1 приведена методика предварительного расчета привода с двухступенчатым редуктором. При проектировании привода с одно- или трехступенчатым редуктором изменение расчетных формул очевидно и не представляет сложностей. Результаты предварительного расчета привода являются исходными данными для проектирования механических передач и валов.

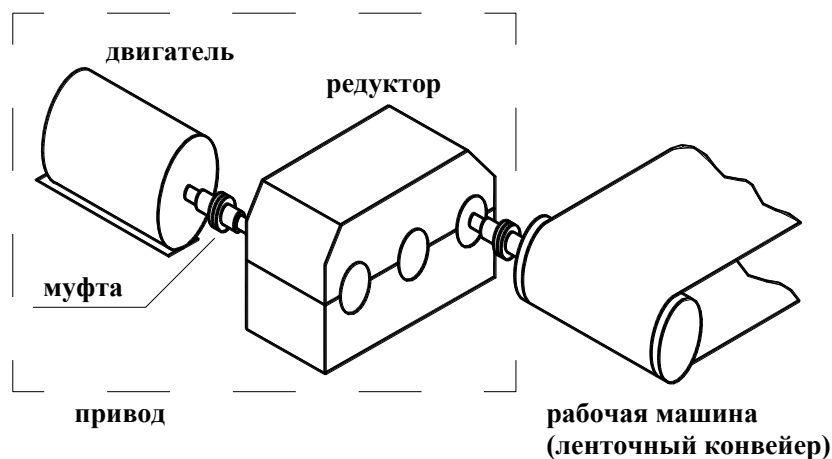
В разд. 2–6 приводятся методики расчета основных механических передач, составляющих привод: цилиндрической и конической зубчатых, червячной, ременной и цепной. Все методики расчета учитывают возможность проектирования как понижающих, так и повышающих передач. При необходимости методики иллюстрируются примерами.

Проектирование двух- и трехступенчатых редукторов часто вызывает необходимость неоднократных пересчетов зубчатых и червячной передач. В пособие включены (для примера) описание разработанной программы для ЭВМ по расчету цилиндрических зубчатых передач. Программы были созданы на основе приведенных в пособии методик. Основным достоинством расчетных программ является то, что автоматически оформляемый итоговый документ включает не только окончательные, но и все промежуточные результаты расчетов. Автоматизация расчета передач позволяет осуществлять вариантное проектирование и оптимизацию конструкции приводов, редукторов и других машин. Использование расчетных программ дает возможность ощутить в процессе обучения не только качественные, но и количественные связи основных факторов, определяющих техническое решение.

1. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Привод предназначен для приведения в движение рабочей машины: конвейера, вентилятора, компрессора, тестомесильного агрегата и т. д. (рис. 1.1).

Предварительный расчет привода силовой (определенностей и щих моментов) и кинематический (определенностей частот вращения)



вариантный расчет включает расчетные мощности и частоты вращения на валах деления

Рис.1.1. Общий вид машины

валов).

Привод состоит из двигателя, механических передач и муфт (соединяют валы). Механические передачи могут быть скомпонованы в редуктор или мультипликатор. Редуктор (одна или несколько передач, помещенных в корпус) замедляет вращение, мультипликатор – ускоряет.

На рис. 1.2 показана схема привода с двухступенчатым цилиндрическим редуктором. Первую от двигателя передачу в редукторе называют *быстроходной*, вторую – *тихоходной*.

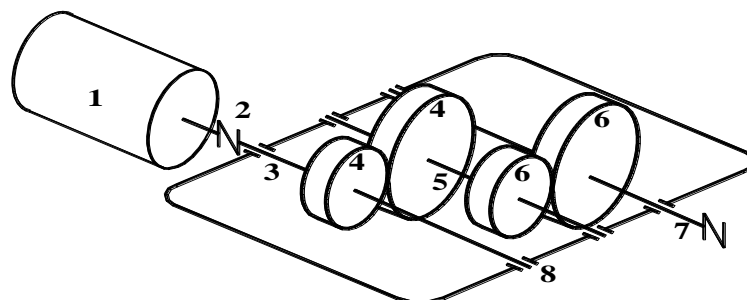


Рис. 1.2. Схема привода:

- 1 – двигатель; 2, 8 – муфты; 3 – входной вал редуктора;
- 4 – передача (быстроходная); 5 – промежуточный вал редуктора;
- 6 – передача (тихоходная); 7 – выходной вал редуктора;
- 9 – опоры вала (подшипники)

Различные варианты двухступенчатых редукторов показаны на рис. 1.3 (вал двигателя 1 на схемах не показан).

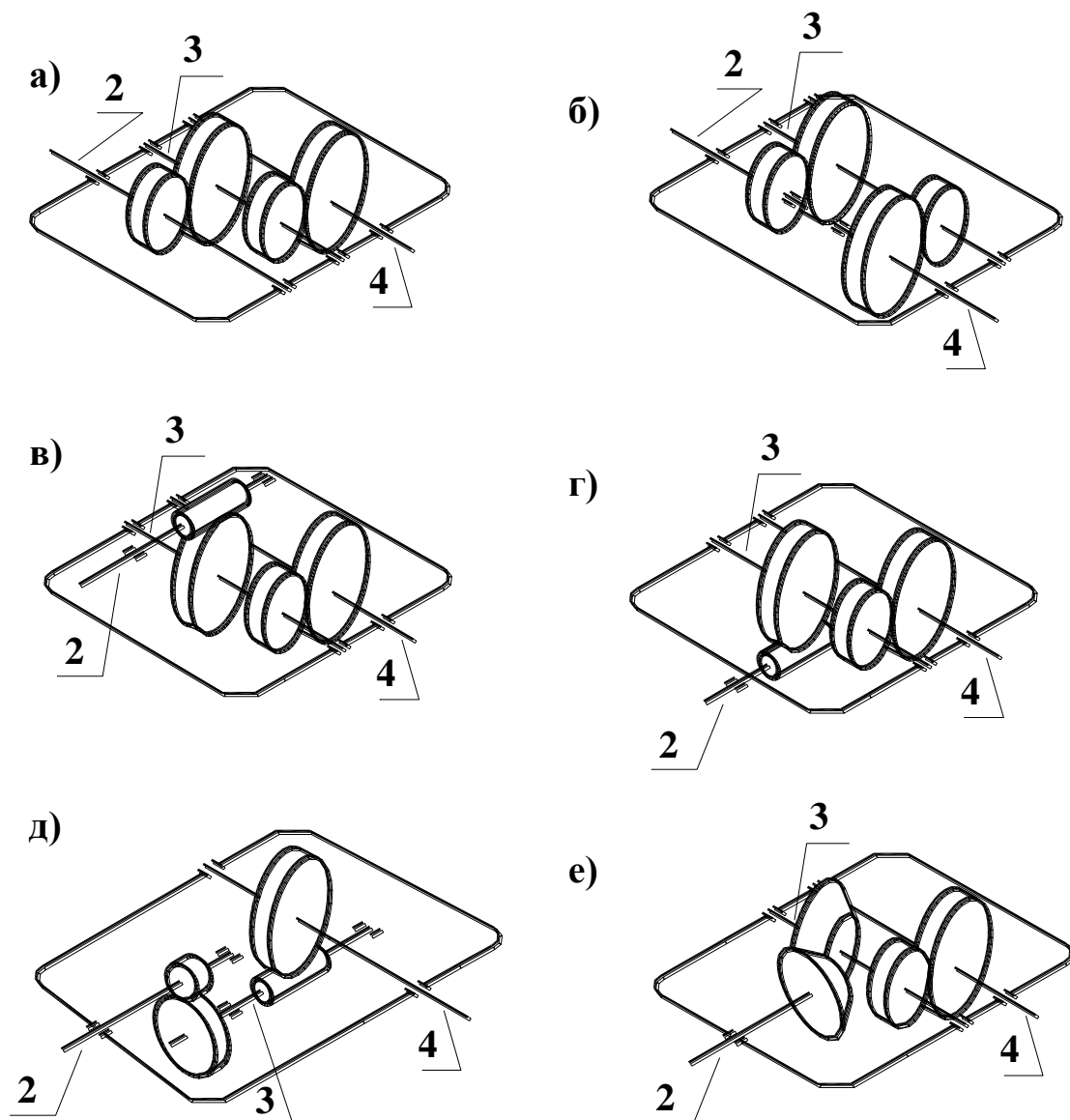


Рис.1.3. Двухступенчатые редукторы:

- а – цилиндрический, развернутая схема;
- б – цилиндрический соосный;
- в – червячно-цилиндрический с верхним расположением червяка;
- г – червячно-цилиндрический с нижним расположением червяка;
- д – цилиндрическо-червячный;
- е – коническо-цилиндрический;
- 1 – вал двигателя (не показан);
- 2 – входной вал редуктора;
- 3 – промежуточный вал редуктора;
- 4 – выходной вал редуктора

Схемы одно- и трехступенчатых редукторов выполняются аналогично двухступенчатым.

1.1. Последовательность расчета привода с двухступенчатым редуктором

1. Обозначения валов:

- 1 – вал двигателя;
- 2 – входной вал редуктора;
- 3 – промежуточный вал редуктора;
- 4 – выходной вал редуктора;
- 5 – вал рабочей машины.

На схеме заданного привода нужно найти и обозначить перечисленные выше валы, найти быстроходную и тихоходную передачи.

2. Основные исходные данные:

- N_5 – мощность на валу рабочей машины, кВт;
- n_5 – частота вращения вала рабочей машины, об/мин;
- $n_1^{\text{синхр}}$ – синхронная частота вращения вала двигателя (без нагрузки), об/мин.

Величины N_5 и n_5 определяются при проектировании или испытании рабочей машины.

3. Мощности на валах привода. Источником энергии для рабочей машины является двигатель. По мере передачи от двигателя к рабочей машине энергия расходуется на трение в элементах привода и преодоление аэро- и гидродинамического сопротивления воздуха и смазочных материалов. Потери энергии (или мощности) в любом элементе привода характеризуются величиной КПД:

$$\eta = \frac{N_{i+1}}{N_i}, \quad (1.1)$$

где N_{i+1} и N_i – мощности на $(i+1)$ -м и i -м валах соответственно.

Отсюда:

– мощность на валу 4

$$N_4 = \frac{N_5}{\eta_{\text{м}}} \quad (1.2)$$

(валы 4 и 5 соединены муфтой);

– мощность на валу 3

$$N_3 = \frac{N_4}{\eta_{\text{т.п}} \eta_{\text{п.к}}} \quad (1.3)$$

(валы 3 и 4 соединяет тихоходная передача; кроме этого энергия тратится на трение в одной паре подшипников качения);

– мощность на валу 2

$$N_2 = \frac{N_3}{\eta_{б.п} \eta_{п.к}} \quad (1.4)$$

(аналогично предыдущему, передача быстроходная);

– мощность на валу 1

$$N_1 = \frac{N_2}{\eta_{м} \eta_{п.к}} \quad (1.5)$$

(при передаче вращения от вала 1 к валу 2 мощность теряется в муфте и подшипниках вала 2).

В формулах (1.2)–(1.5):

$\eta_{м}$ – КПД муфты;

$\eta_{т.п}$ – КПД тихоходной передачи;

$\eta_{п.к}$ – КПД пары подшипников качения;

$\eta_{б.п}$ – КПД быстроходной передачи.

Средние значения КПД элементов привода даны в табл. 1.1, 1.2.

Таблица 1.1

Средние значения КПД передач привода

Передача	Закрытая	Открытая
Зубчатая цилиндрическая	0,96...0,98	0,93...0,95
Зубчатая коническая	0,95...0,97	0,92...0,94
Червячная с числом заходов на червяке:		
$z_1 = 1$	0,65...0,70	0,50...0,60
$z_1 = 2$	0,70...0,75	0,60...0,70
$z_1 = 4$	0,85...0,90	–
Цепная	0,95...0,97	0,90...0,93
Фрикционная	0,90...0,96	0,70...0,88
Ременная	–	0,95...0,97

Средние значения элементов привода

Элемент привода	Значение КПД
Пара подшипников качения	0,99...0,995
Пара подшипников скольжения	0,98...0,99
Механическая муфта	0,97...0,99

Примечания: 1. Редуктор – одна или несколько передач в корпусе, т. е. закрытых.

2. Можно выбрать любое число из соответствующего диапазона.

3. Для червячной передачи *червячно-цилиндрического* или *цилиндрическо-червячного* редуктора рекомендуется принять число заходов червяка z_1 в зависимости от отношения $u = n_1^{\text{синхр}} / n_5$: $z_1 = 1$ при $u > 480$; $z_1 = 2$ при $120 < u < 480$; $z_1 = 4$ при $u < 120$.

4. Подбор двигателя. Двигатель должен развивать мощность, равную N_1 , чтобы после потерь во всех элементах привода на валу рабочей машины имелась требуемая мощность N_5 .

Из табл. 1.3 выбираем стандартный электродвигатель, имеющий мощность не менее N_1 при синхронной частоте вращения вала $n_1^{\text{синхр}}$.

Пример: $N_1 = 6,32$ кВт; $n_1^{\text{синхр}} = 1000$ об/мин. Выбираем электродвигатель А132М6, имеющий максимальную мощность $N_1^{\text{max}} = 7,5$ кВт, частоту вращения вала под нагрузкой $n_1 = 970$ об/мин, отношение пускового момента к номинальному $T_{\text{пуск}}/T_{\text{ном}} = 2,0$.

5. Определение частот вращения валов. На этом этапе известны частоты вращения вала двигателя n_1 и вала рабочей машины n_5 . Следовательно, частота вращения должна быть уменьшена в приводе в $u_{\text{пр}} = n_1/n_5$ раз. Эта величина называется *передаточным числом* привода.

Замедление вращения происходит в передачах редуктора – быстроходной $u_{\text{б.п}}$ и тихоходной $u_{\text{т.п}}$ (механические муфты частоту вращения не изменяют):

$$u_{\text{пр}} = u_{\text{ред}} = u_{\text{б.п}} u_{\text{т.п}}. \quad (1.6)$$

Задача заключается в определении $u_{\text{б.п}}$ и $u_{\text{т.п}}$ при рассчитанном $u_{\text{пр}}$. С позиции получения редукторов, оптимальных по весу, габаритам и стоимости, можно предложить:

– для двухступенчатого цилиндрического редуктора, развернутая схема,

$$u_{\text{б.п}} = 1,4\sqrt{u_{\text{ред}}} ; \quad (1.7)$$

– для двухступенчатого цилиндрического соосного редуктора

$$u_{б.п} = 1,5\sqrt{u_{ред}} ; \quad (1.8)$$

– для коническо-цилиндрического редуктора

$$u_{б.п} = u_{к.п} =; \quad (1.9)$$

– для червячно-цилиндрического редуктора с верхним расположением червяка

$$u_{б.п} = u_{ч.п} =; \quad (1.10)$$

– для червячно-цилиндрического редуктора с нижним расположением червяка

$$u_{б.п} = u_{ч.п} =; \quad (1.11)$$

– для цилиндрическо-червячного редуктора

$$u_{б.п} = u_{цл.п} =. \quad (1.12)$$

Получаемые по приведенным выше формулам значения $u_{б.п}$ являются ориентировочными, окончательные их величины рекомендуется принимать равными ближайшим к ним стандартным (табл. 1.4).

Передаточное число тихоходной передачи определяется по формуле

$$u_{т.п} = . \quad (1.13)$$

Окончательное значение $u_{т.п}$ также следует принять равным ближайшему стандартному из табл. 1.4.

Пример: редуктор – двухступенчатый червячно-цилиндрический с верхним расположением червяка, $n_1 = 975$ об/мин, $n_5 = 21$ об/мин.

Определяем передаточное число привода: $u_{пр} = n_1/n_5 = 975/21 = 48,0$. Передаточное число быстроходной передачи (червячной) $u_{ч.п} = 2,8 = 19,5$. Принимаем стандартное $u_{ч.п} = 20$.

Передаточное число тихоходной передачи (цилиндрической) $u_{цл.п} = 48/20 = 2,4$. Принимаем стандартное $u_{цл.п} = 2,5$.

Электродвигатели асинхронные серии 4А – закрытые, обдуваемые (по ГОСТ 19523–81)

Мощность, кВт	Синхронная частота вращения, об/мин											
	750			1000			1500			3000		
	Типо-размер	<i>n</i> , об/мин		Типо-размер	<i>n</i> , об/мин		Типо-размер	<i>n</i> , об/мин		Типо-размер	<i>n</i> , об/мин	
0,75	90LA8	700	1,6	80A6	915	2,0	71B4	1390	2,0	71A2	2840	2,0
1,1	90LB8	700	1,6	80B6	920	2,0	80A4	1420	2,0	71B2	2810	2,0
1,5	100L8	700	1,6	90L6	935	2,0	80B4	1415	2,0	80A2	2850	2,0
2,2	112MA8	700	1,8	100L6	950	2,0	90L4	1425	2,0	80B2	2850	2,0
3,0	112MB8	700	1,8	112MA6	955	2,0	100S4	1435	2,0	90L2	2840	2,0
4,0	132S8	720	1,8	112MB6	950	2,0	100L4	1430	2,0	100S2	2880	2,0
5,5	132M8	720	1,8	132S6	965	2,0	112M4	1445	2,0	100L2	2880	2,0
7,5	160S8	730	1,4	132M6	970	2,0	132S4	1455	2,0	112M2	2900	2,0
11,0	160M8	730	1,4	160S6	975	1,2	132M4	1460	2,0	132M2	2900	1,6
15,0	180M8	730	1,2	160M6	975	1,2	160S4	1465	1,4	160S2	2940	1,4
18,5	200M8	730	1,2	180M6	975	1,2	160M4	1465	1,4	160M2	2940	1,4
22,0	200L8	728	1,2	200M6	972	1,2	180S4	1470	1,4	180S2	2945	1,4
30,0	225M8	735	1,2	200L6	980	1,2	180M4	1470	1,4	180M2	2945	1,4

Окончательно передаточное число привода $u_{пр} = 20 \cdot 2,5 = 50$. Отклонение от требуемого $(50 - 48)/48 = 4,1\%$ не превышает 5% , что допустимо.

Частоты вращения валов, об/мин:

$$n_2 = n_1; \quad n_3 = n_2/u_{б.п}; \quad n_4 = n_3/u_{т.п}; \quad n_5 = n_4. \quad (1.14)$$

Таблица 1.4

Стандартные передаточные числа зубчатых передач

Передача	1-й ряд (предпочтительный)	2-й ряд
Цилиндрическая	1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5	1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0; 11,2
Коническая	1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3	1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6
Червячная	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0; 31,5; 40,0; 50,0; 63,0; 80,0	9,0; 11,2; 14,0; 18,0; 22,4; 28,0; 35,5; 45,0; 56,0; 71,0

6. Вращающие моменты на валах. При известных мощности N_i и частоте вращения n_i на каждом валу вращающие моменты (Н·м) определяются по формуле

$$T_i = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{N_i}{n_i} \quad (1.15)$$

7. Результаты расчетов рекомендуется свести в таблицу (табл. 1.5).

Таблица 1.5

Результаты предварительного расчета привода

Номер вала	Мощность N , кВт	Частота вращения n , об/мин	Передаточное число, u	Вращающий момент T , Н·м
1	6,01	975	1 3,15 2,8 1	53,2
2	5,94	975		52,7
3	5,46	286		148
4	5,05	95,6		409
5	5,00	95,6		396

Результаты предварительного расчета привода используются при расчете составляющих его передач и муфт.

Пример: редуктор коническо-цилиндрический, результаты предварительного расчета привода соответствуют данным табл. 1.4.

Тогда:

- коническая передача (связывает валы 2 и 3) – $u = 3,15$;
коническая шестерня – $n_1 = 975$ об/мин; $T_1 = 52,7$ Н·м;
коническое колесо – $n_2 = 286$ об/мин; $T_2 = 148$ Н·м;
- цилиндрическая передача (связывает валы 3 и 4) – $u = 2,5$;
цилиндрическая шестерня – $n_1 = 286$ об/мин; $T_1 = 148$ Н·м;
цилиндрическое колесо – $n_2 = 95,6$ об/мин; $T_2 = 409$ Н·м;
- муфта (соединяет валы 1 и 2) – передаваемый вращающий момент $T = 53,2$ Н·м;
- муфта (соединяет валы 4 и 5) – передаваемый вращающий момент $T = 409$ Н·м.

1.2. Последовательность расчета привода с редуктором и ременной или цепной передачей

В приводах машин часто применяются передачи с гибкой связью: ременные или цепные (рис. 1.4). Использование этих передач позволяет достаточно точно получить нужную скорость рабочей машины даже при применении стандартных редукторов с дискретным набором передаточных чисел.

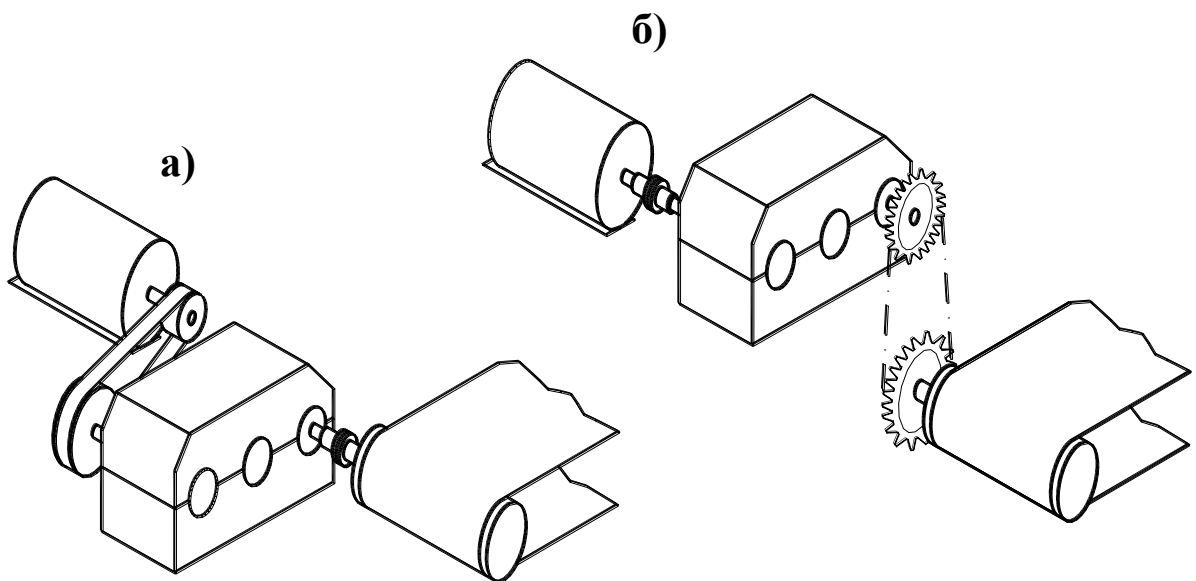


Рис. 1.4. Приводы, включающие редуктор и передачу:
а – ременную; б – цепную

Основным достоинством привода с ременной передачей является предохранительное свойство: при перегрузке ременная передача, как наиболее слабый элемент привода, размыкает цепь «двигатель – рабочая машина» за счет наступления режима буксования. При этом не повреждаются ни двигатель, ни редуктор, ни рабочая машина.

Цепная передача имеет повышенную нагрузочную способность по сравнению с ременной из-за использования принципа зацепления (в ременной – трение), а также из-за большей прочности цепи по сравнению с ремнем. По этой причине ременную передачу обычно размещают до редуктора (меньший вращающий момент – см. табл. 1.4), а цепную – после редуктора.

Расчет привода, имеющего в своем составе передачу с гибкой связью, имеет следующие отличия:

1. При определении мощностей на валах в случае использования ременной передачи изменяется формула (1.5):

$$N_1, \quad (1.16)$$

где $\eta_{р.п}$ – КПД ременной передачи.

При применении цепной передачи нужно изменить формулу (1.2):

$$N_4, \quad (1.17)$$

где $\eta_{ц.п}$ – КПД цепной передачи.

2. Разбивку передаточного числа привода $u_{пр}$ по ступеням (передачам) рекомендуется выполнять в следующем порядке:

– по графикам (рис. 1.5) определить приближенное значение $u_{р.п}$ или $u_{ц.п}$;

– рассчитать передаточное число редуктора:

$$; \quad (1.18)$$

– по формулам (1.7)–(1.13) вычислить передаточные числа зубчатых передач редуктора и уточнить $u_{ред} = u_{б.п} u_{т.п}$;

– уточнить передаточное число ременной (цепной) передачи:

$$. \quad (1.19)$$

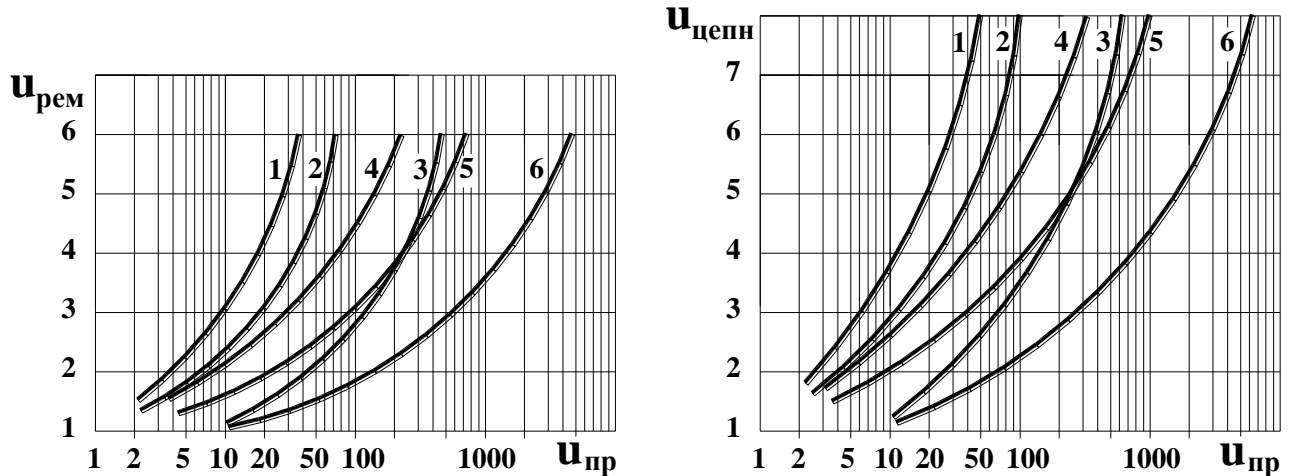


Рис. 1.5. Графики для определения передаточного числа:

а – привод с ременной передачей; б – привод с цепной передачей;

1, 2, 3 – редуктор одноступенчатый (конический, цилиндрический, червячный);
4, 5, 6 – редуктор двухступенчатый (коническо-цилиндрический, цилиндрический, червячно-цилиндрический)

Пример: привод состоит из двухступенчатого цилиндрического редуктора и цепной передачи. Передаточное число привода $u_{пр} = 20,4$.

По графику на рис. 1.5, б определяем приближенное значение $u_{цепн} = 2,4$.

Передаточное число редуктора

По формуле (1.7) определяем передаточное число быстроходной передачи редуктора:

$$u_{б.п} \cdot$$

Ближайшее стандартное значение $u_{б.п} = 4,0$.

Передаточное число тихоходной передачи $u_{т.п} =$. Принимаем стандартное $u_{т.п} = 2,0$.

Окончательно передаточное число редуктора $u_{ред} = 4,0 \cdot 2,0 = 8,0$.

Уточняем передаточное число цепной передачи:

$$u_{цепн} \cdot$$

Частоты вращения валов определяются по формулам (1.14), за исключением n_2 и n_5 : $n_2 = n_1 / u_{р.п}$ (привод с ременной передачей); $n_5 = n_4 / u_{ц.п}$ (привод с цепной передачей).

2. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

В курсовом проекте по деталям машин предусматривается расчет цилиндрических зубчатых передач с эвольвентным профилем зубьев. Эти пе-

редачи могут быть закрытыми (входить в состав редуктора или мультипликатора) или открытыми.

Закрытые зубчатые передачи работают при обильной смазке и надежно защищены от загрязнения. Основными критериями работоспособности таких передач являются:

контактная выносливость, обеспечивающая предотвращение усталостного выкрашивания активной поверхности зубьев;

изгибная выносливость, предотвращающая усталостный излом зубьев;

контактная прочность, определяющая величину кратковременной перегрузки передачи без появления остаточной деформации или хрупкого разрушения активной поверхности зубьев;

изгибная прочность, определяющая величину кратковременной перегрузки без появления остаточной деформации или хрупкого излома зубьев при изгибе.

Размеры зубчатых колес закрытых передач определяют из расчета на контактную выносливость. Расчеты на изгибную выносливость зубьев и на их контактную и изгибную прочность при перегрузках обычно выполняют как проверочные.

В открытых зубчатых передачах наблюдается *абразивный износ* активной поверхности зубьев, интенсивность которого зависит от степени загрязнения смазки и от величины действующих контактных напряжений. Методика расчета передач на износ пока не разработана, однако ограничение действующих контактных напряжений способствует и ограничению износа. Поэтому открытые зубчатые передачи рассчитывают в такой же последовательности, как и закрытые, с той лишь разницей, что допускаемые контактные напряжения, предотвращающие в закрытых передачах усталостное выкрашивание, в этом случае будут ограничивать износ активной поверхности зубьев.

В данном пособии рассмотрены два основных случая расчета зубчатых передач:

1) межосевое расстояние не задано. Это наиболее общий случай, охватывающий передачи, из которых составляют редукторы по так называемой развернутой схеме, а также многие открытые передачи. Основной задачей расчета является определение межосевого расстояния;

2) межосевое расстояние задано. Например, быстроходная ступень в соосном двухступенчатом редукторе, для которой межосевое расстояние определяют расчетом тихоходной ступени, или открытая передача в приводе конвейера, в которой межосевое расстояние определяется необходимостью размещения вала относительно приводного барабана. Основной задачей расчета является определение ширины венца колеса.

2.1. Материалы зубчатых колес

Основным материалом для изготовления зубчатых колес является сталь. Для кованных и штампованных колес, а также для колес, изготавливаемых из проката, это качественные углеродистые стали, выпускаемые по ГОСТ 1050–74, и легированные стали, выпускаемые по ГОСТ 4543–71. Колеса крупных размеров, в том числе и колеса тихоходных открытых передач, отливают из литейных сталей – углеродистых по ГОСТ 977–75 и легированных по ГОСТ 7832–65. В табл. 2.1 приведены механические характеристики наиболее употребляемых марок сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес. Механические характеристики даны в зависимости от термообработки и для характерного размера (толщина зубчатого венца или 0,5 диаметра вала-шестерни) 50...60 мм.

Для редукторов общего назначения и во многих случаях, когда требуется обеспечить высокую надежность работы в течение длительного времени при относительно невысокой стоимости изготовления и эксплуатации, окончательной термообработкой заготовки колеса является *улучшение*, т. е. закалка с высоким отпуском (500...600 °С), что обеспечивает наилучшее сочетание всех механических свойств сталей при твердости HB 220...350. При такой твердости надежно обеспечивается нарезка зубьев с высокой точностью и частотой поверхности зубьев в условиях производства со средним технологическим уровнем, и никакой дополнительной обработки (доводки) не требуется, чем и объясняется относительно невысокая стоимость производства.

В условиях эксплуатации в таких передачах наблюдается так называемая приработка зубьев, когда с течением времени активная поверхность зубьев обминается, притирается – происходит как бы дополнительная, доводочная их обработка, в результате чего нагрузочная способность и надежность работы передачи заметно возрастают. Наконец, улучшение обеспечивает наивысшее значение ударной вязкости, благодаря чему передача наилучшим образом сохраняет работоспособность при динамических нагрузках.

Нормализация, т. е. нагрев и последующее естественное охлаждение заготовки на воздухе, применяется вместо улучшения, как менее трудоемкая операция. Для литых заготовок нормализация предпочтительнее улучшения, так как существенно снижается вероятность возникновения трещин в отливке.

Таблица 2.1

Механические характеристики сталей для зубчатых колес

Марка стали	Термообработка	Предел прочности σ_B , Н/мм ²	Предел текучести σ_T , Н/мм ²	Твердость
35	Нормализация	540...580	320	HB 150...180
40	Нормализация	580...650	340	HB 170...190
45	Нормализация	610...700	360	HB 170...200
45	Улучшение	750...850	450	HB 210...230
45	Поверхностная закалка	600	340	HRC 53...55
40X	Улучшение	800...900	550	HB 230...260
40XН	Улучшение	759...850	450	HRC 50...54
35ХРА	Улучшение	1000...1100	900...1000	HRC 50...52
38ХНЗМА	Улучшение	1000	800	HB 293...331
38ХНЗМФА	Улучшение	900	750	HB 277...321
20ХГР	Цементация с закалкой	950...1000	750...850	HRC 53...62
12ХНЗА	Цементация с закалкой	1000	800	HRC 58...63
20ХНЗ	Цементация с закалкой	800...900	–	HRC 58...63
25Х2ГНТА	Цементация с закалкой	1100	900	HRC 58...63
38ХМЮА	Азотирование с предварительной закалкой	1000	850	HRC 60
38ХВФЮ	Двухступенчатое азотирование с предварительной закалкой	1000	850	HRC 62
<u>Литейные стали</u>				
45Л	Нормализация	550	320	HB 160...210
45ГЛ	Нормализация	650	330	HB >175
38ХНЛ	Нормализация	500	300	HB 145...180
50Л	Нормализация	580	340	HB 190...220
35ХНЛ	Улучшение	700	500	HB 220...260
40ХНЛ	Улучшение	800	600	HB 220...270

Повышение твердости активной поверхности зубьев обеспечивает снижение массы и габаритов передачи. Для колес, изготавливаемых из улучшаемых сталей, повышение твердости достигается двумя способами: *объемной* и *поверхностной закалкой* с низким отпуском (до 200 °С). При объемной закалке неизбежны значительные деформации с одновременным снижением ударной вязкости, поэтому предпочтительнее поверхностная закалка

при нагреве токами высокой частоты (ТВЧ), что обеспечивает меньшие искажения формы при достаточной пластичности сердцевины зубьев.

Высокую нагрузочную способность при большей надежности в эксплуатации обеспечивают стали, подвергаемые *цементации* с последующей закалкой и низким отпускком. Для приведенных в табл. 2.1 марок цементруемых сталей твердость активной поверхности зубьев достигает значений HRC 55...63 при сохранении указанных механических характеристик для сердцевины зубьев. Однако, как правило, требуются дополнительные доводочные операции для исправления формы колес и зубьев, нарушаемой в процессе цементации.

Азотирование специальных сталей, содержащих алюминий, обеспечивает наивысшую твердость зубьев (HV до 1000). Азотирование применяется и для легированных сталей, не содержащих алюминия (например, 18X2H4BA, 34XH3M и т. д.), но в этом случае достигается меньшая твердость (HV до 800). Азотирование сопровождается незначительными деформациями, доводочные операции обычно не требуются. Однако способность к кратковременным перегрузкам у азотированных зубьев меньше, чем у цементруемых, из-за малой толщины азотируемого слоя.

Повышение твердости зубьев, увеличивая нагрузочную способность, в то же время исключает приработку зубьев, обуславливая тем самым невозможность выравнивания нагрузки по ширине венца, вызываемой неточностью изготовления и деформацией под нагрузкой. Следовательно, высокая твердость зубьев целесообразна только при высокой точности изготовления и высокой жесткости всех элементов передачи.

2.2. Последовательность расчета цилиндрических зубчатых передач при заданном межосевом расстоянии

Исходные данные:

- вращающий момент на колесе T_2 , Н·мм;
- частота вращения шестерни n_1 , об/мин;
- передаточное число u ;
- условия работы передачи и характер нагрузки, желательная долговечность передачи.

1. Выбор типа передачи. Цилиндрические зубчатые передачи могут быть прямозубыми, косозубыми и шевронными. *Прямозубые* колеса применяют для открытых передач, а также для тихоходных ступеней закрытых передач. Быстроходные передачи изготавливают *косозубыми*. Тихоходные закрытые передачи также нередко изготавливают косозубыми, так как разница в трудоемкости весьма незначительна, а выигрыш по нагрузочной способно-

сти и плавности работы значителен. *Шевронные* передачи – это главным образом передачи большой мощности специального назначения, реже они встречаются в редукторах общего назначения.

2. Выбор материалов колеса и шестерни. Принцип выбора материалов колеса и шестерни изложен в подразд. 2.1. Требуется выбрать материал отдельно для колеса и шестерни, учитывая следующее:

а) шестерня, имеющая большую частоту вращения, выполняется, как правило, из более твердого материала, чем колесо (на 10...30 единиц HB);

б) шестерню и колесо выполняют из одного материала – при высокой его твердости ($HB > 350$) или при неограниченном сроке службы передачи;

в) можно принимать любые значения механических характеристик сталей в указанных в табл. 2.1 интервалах. Предпочтительно принимать средние значения;

г) выбор материалов очень высокой твердости может привести к сложности при компоновке колес, валов и подшипников.

3. Определение допускаемых контактных напряжений. Допускаемые контактные напряжения для предотвращения усталостного выкрашивания активной поверхности зубьев $[\sigma_H]$ (Н/мм²) вычисляют параллельно для шестерни и колеса по формуле

$$[\sigma_H] = Z_R Z_v Z_x K_{HL}, \quad (2.1)$$

где σ – *предел контактной выносливости* активной поверхности зубьев при базовом числе циклов нагружения, определяемый по формулам, приведенным в табл. 2.2;

S_H – *коэффициент запаса прочности*. Для зубчатых колес с однородной структурой материала (отжиг, нормализация, улучшение, объемная закалка) $S_H = 1,1$. Для зубчатых колес с поверхностным упрочнением зубьев (поверхностная закалка, цементация, азотирование) $S_H = 1,2$. Для передач, выход из строя которых связан с тяжелыми последствиями, значения коэффициента запаса прочности S_H следует увеличивать до 1,25 и 1,35 соответственно;

Z_R – коэффициент, учитывающий *шероховатость* сопряженных поверхностей зубьев (принимают для того из зубчатых колес пары, зубья которого имеют более грубые поверхности):

для 7-го класса шероховатости ($R_a = 1,25 \dots 0,63$ мкм) $Z_R = 1$.

для 6-го класса ($R_a = 2,5 \dots 1,25$ мкм) $Z_R = 0,95$.

для 5-го и 4-го классов ($R_z = 40 \dots 10$ мкм) $Z_R = 0,9$.

для зубчатых передач общепромышленного применения следует ориентироваться на 6-й класс шероховатости;

Z_v – коэффициент, учитывающий *окружную скорость* v :

для $v \leq 5$ м/с $Z_v = 1$;
 для $v > 5$ м/с:
 при $HВ \leq 350$ $Z_v = 0,85 v^{0,1}$;
 при $HВ > 350$ $Z_v = 0,925 v^{0,05}$.

На данном этапе расчета при неизвестной скорости v можно принять $Z_v = 1$;

Z_x – коэффициент, учитывающий *размер* зубчатого колеса:

при $d \leq 700$ мм $Z_x = 1$;
 при $d > 700$ $Z_x =$.

На данном этапе расчета можно предварительно принять $Z_x = 1$;

K_{HL} – коэффициент долговечности,

$$, \quad (2.2)$$

здесь m – показатель степени в уравнении кривой выносливости ($m = 6$ при $N_{H0} \geq N_{HE}$; $m = 20$ при $N_{H0} < N_{HE}$); N_{H0} – базовое число циклов изменения контактных напряжений, определяемое по графику (рис. 2.1); N_{HE} – эквивалентное число циклов изменения контактных напряжений за расчетный срок службы передачи.

Эквивалентное число циклов

$$N_{HE} = , \quad (2.3)$$

где N_{Σ} – суммарное число циклов изменения контактных напряжений за расчетный срок службы передачи,

$$N_{\Sigma} = \Gamma \cdot 300 \text{ См} \cdot 8 \cdot 60 n, \quad (2.4)$$

здесь Γ – срок службы передачи (в годах); 300 – рабочих дней в году; См – количество смен работы; 8 – часов в смене; 60 – минут в часе; n – частота вращения шестерни или колеса, об/мин.

Таблица 2.2

Предел выносливости для различных сталей в зависимости от термической и химико-термической обработки

Стали	Способы термической и химико-термической обработки зубьев	Средняя твердость поверхностей зубьев	Предел контактной выносливости σ_{H0} , Н/мм ²
Углеродистые и легированные	Отжиг, нормализация или улучшение	HВ < 350	2HВ + 70

	Объемная и поверхностная закалка	HRC 38...50	17 HRC + 200
Легированные	Цементация и нитроцементация	HRC > 56	23 HRC
	Азотирование	HV 550...750	1050

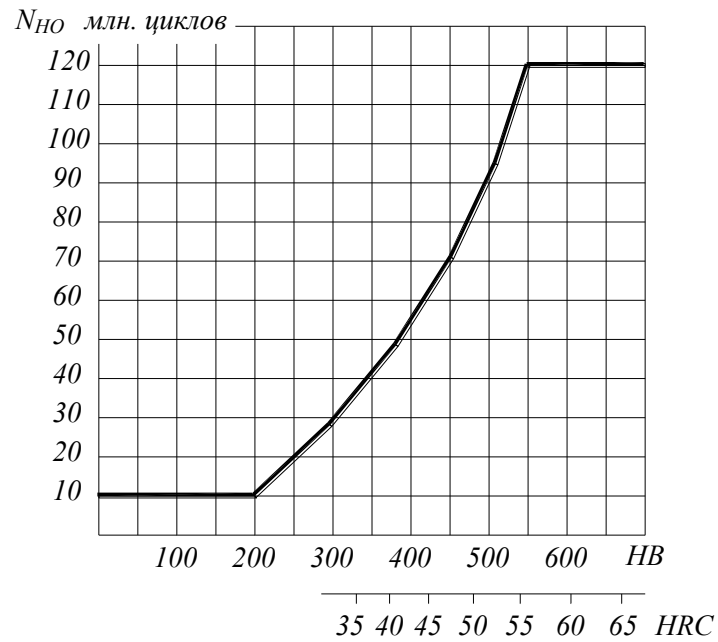


Рис 2.1. График для определения базового числа циклов перемены напряжений в зависимости от твердости активной поверхности зубьев

Если передача реверсивная, то нужно учитывать время работы только в одном направлении (уменьшить N_{Σ} в два раза).

Если задана ступенчатая диаграмма изменения момента (рис. 2.2), то вычисляется следующим образом (пример):

$$= 0,8^3 \cdot 0,45 + 1,0^3 \cdot 0,4 + 0,5^3 \cdot 0,15 = 0,214.$$

При постоянном передаваемом моменте $N_{HE} = N_{\Sigma}$.

Минимальное значение K_{HL} равно 0,75. Наибольшие значения K_{HL} ограничены: при однородной структуре материала $K_{HL \max} = 2,6$; при поверхностном упрочнении $K_{HL \max} = 1,9$.

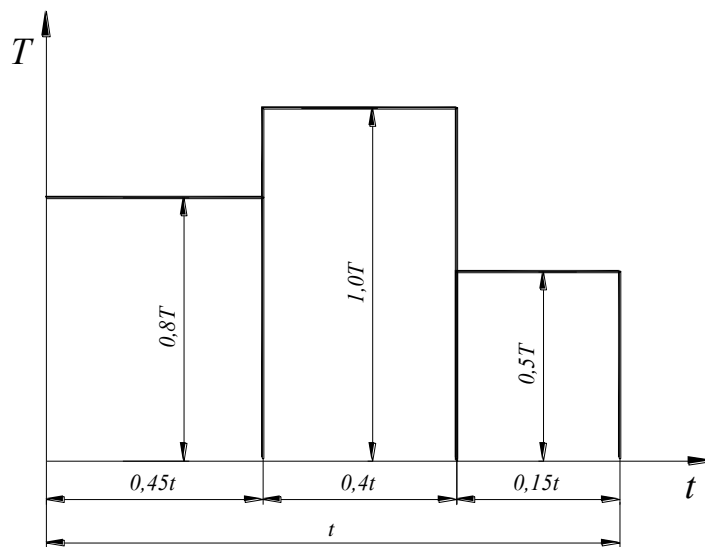


Рис. 2.2. Пример диаграммы изменения вращающего момента T во времени t :

$$a_1 = 0,8; a_2 = 1,0; a_3 = 0,5; b_1 = 0,45; b_2 = 0,4; b_3 = 0,15$$

Допускаемое контактное напряжение рассчитывают отдельно для шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$. При расчете *прямозубых* передач в качестве расчетного $[\sigma_H]$ принимают меньшее из их значений.

При расчете *косозубых* и *шевронных* передач в качестве расчетного принимают условное допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2). \quad (2.5)$$

При этом должно выполняться условие $[\sigma_H] < 1,25[\sigma_H]_{\min}$, где $[\sigma_H]_{\min}$ – меньшее из значений $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$. В противном случае принимают

$$[\sigma_H] = 1,25 [\sigma_H]_{\min}$$

4. Определение межосевого расстояния по допускаемым контактным напряжениям (мм):

$$a_w = \frac{u + 1}{2} \sqrt{\frac{K_H T_2}{Z_a \psi_a [\sigma_H]}} \quad (2.6)$$

где u – передаточное число; Z_a – коэффициент, равный $310 \text{ Н}^{1/2}/\text{мм}$ для прямозубых и $270 \text{ Н}^{1/2}/\text{мм}$ для косозубых передач;

$[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение, $\text{Н}/\text{мм}^2$;

K_H – коэффициент нагрузки, который можно предварительно принять равным $1,30 \dots 1,35$ для быстроходных и $1,20 \dots 1,25$ для тихоходных передач; T_2 – вращающий момент на колесе, $\text{Н}\cdot\text{мм}$;

ψ_a – коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния, принимают в зависимости от положения колес относительно опор (рис. 2.3).

При симметричном расположении $\psi_a = 0,4 \dots 0,5$; при несимметричном – $0,25 \dots 0,4$; при консольном – $0,15 \dots 0,25$.

Меньшие значения ψ_a принимают для передач с твердостью зубьев колес $\text{HRC} > 45$.

Вычисленное межосевое расстояние округляют в большую сторону до стандартного значения (табл. 2.3).

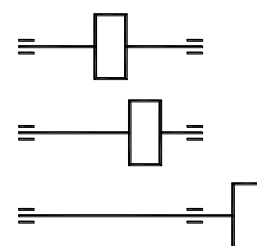


Рис. 2.3. Варианты расположения колес относительно опор

Таблица 2.3

Межосевые расстояния цилиндрических зубчатых передач редукторов общего назначения, мм

1-й (предпочтительный) ряд	40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500
2-й ряд	140; 180; 225; 280; 355; 450; 560; 710; 900; 1120; 1400; 1800; 2240

5. Определение модуля зацепления. Модуль должен находиться в диапазоне

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_w \quad (2.7)$$

и иметь стандартное значение (табл. 2.4). При этом рекомендуется модуль принимать минимальным, но не менее 2 мм для силовых передач. Уменьшение модуля зацепления и соответствующее увеличение числа зубьев приводят к повышению плавности работы и КПД передачи, уменьшению шума и трудоемкости нарезания зубьев, но ограничивается снижением изгибной прочности зубьев.

Таблица 2.4

Модули зубчатых передач по ГОСТ 9563–80, мм

1-й (предпочтительный) ряд	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16
2-й ряд	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14

6. Определение ширины шестерни и колеса (мм):

$$b_1 = b_2 + (4...6); b_2 = \psi_a a_w. \quad (2.8)$$

Вычисленные значения ширины шестерни и зубчатого колеса округляют до *ближайшего* нормального размера из ряда Ra20 по ГОСТ 6636–69. Наиболее подходящие для этой цели размеры: 10, 11, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 500 мм.

7. Определение основных геометрических параметров передачи.

Косозубые и шевронные передачи:

- а) предварительно принимают угол наклона зубьев β , для косозубых передач он обычно находится в пределах $8...15^\circ$, для шевронных – $25...40^\circ$;
- б) число зубьев шестерни

Вычисленное значение z_1 округляют до ближайшего целого числа. Число зубьев не может быть меньше минимального:

$$z_{\min} = 17 \cos \beta;$$

- в) число зубьев колеса $z_2 = z_1 u$ округляют до целого;
- г) уточняют угол наклона зубьев β :

$$\beta = \arccos .$$

Угол β должен быть вычислен с точностью до 1'';

д) для обеспечения двупарности зацепления должно выполняться неравенство

$$\beta \geq \arcsin .$$

Если условие двупарности не выполняется, то можно уменьшить число зубьев, например округлив z_1 в меньшую сторону, и повторить пп. «в» и «г».

Прямозубые передачи:

а) суммарное число зубьев

.

Если суммарное число зубьев получается нецелым, то можно выполнить нарезание колес со смещением. Для того чтобы избежать смещения, можно изменить модуль зацепления, не выходя из интервала, рассчитанного в п. 5;

б) число зубьев шестерни

.

Вычисленное значение z_1 округляют до ближайшего целого числа. Число зубьев не может быть меньше минимального:

$$z_{\min} = 17;$$

в) число зубьев колеса

.

чи: 8. Определение геометрических и кинематических параметров передачи:

а) делительные диаметры (вычислять с точностью 10^{-3} мм):
шестерни

$$(2.9)$$

колеса

$$(2.10)$$

б) начальные диаметры (при отсутствии смещения):
шестерни

$$d_{w1} = d_1; \quad (2.11)$$

колеса

$$d_{w2} = d_2; \quad (2.12)$$

в) диаметры вершин зубьев (при отсутствии смещения):
шестерни

$$d_{a1} = d_1 + 2m; \quad (2.13)$$

колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m; \quad (2.14)$$

г) диаметры впадин (при отсутствии смещения):
шестерни

$$d_{f1} = d_1 - 2(+C)m; \quad (2.15)$$

колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2(+C)m. \quad (2.16)$$

П р и м е ч а н и е: коэффициент высоты головки = 1; коэффициент радиального зазора $C^* = 0,25$;

д) коэффициент торцевого перекрытия

$$\varepsilon_a = \cos \beta; \quad (2.17)$$

е) эквивалентные числа зубьев:
шестерни

$$z_{v1} = ; \quad (2.18)$$

колеса

$$z_{v2} = ; \quad (2.19)$$

ж) коэффициент ширины колеса по диаметру шестерни

$$\psi_d = ; \quad (2.20)$$

з) окружная скорость в передаче, м/с

$$v = ; \quad (2.21)$$

и) окончательное передаточное число

$$u = \quad (2.22)$$

9. Определение степени точности изготовления передачи в соответствии с ГОСТ 1643–81 (выбирают по табл. 2.5).

Таблица 2.5

Степень точности цилиндрических зубчатых передач

Вид зубьев	Твердость зубьев	Степень точности			
		6	7	8	9
		Окружная скорость, м/с			
Прямые	HВ ≤ 350	12...18	6...12	4... 6	До 4
	HВ > 350	10...15	5...10	3... 5	До 3
Косые	HВ ≤ 350	25...36	12...25	8...12	До 8
	HВ > 350	20...30	9...20	6... 9	До 6

10. Определение коэффициента нагрузки для расчета по контактным напряжениям:

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}, \quad (2.23)$$

где $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями: для прямозубых передач $K_{H\alpha} = 1$, для косозубых передач $K_{H\alpha}$ определяют по графикам в зависимости от окружной скорости v и степени точности (рис. 2.4); $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, определяют по графикам в зависимости от твердости активной поверхности зубьев, коэффициента ширины колеса по диаметру шестерни ψ_d (п. 8, ж) и схемы передачи (рис. 2.5); $K_{H\nu}$ – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, выбирают по табл. 2.6 в зависимости от окружной скорости, степени точности, твердости зубьев.

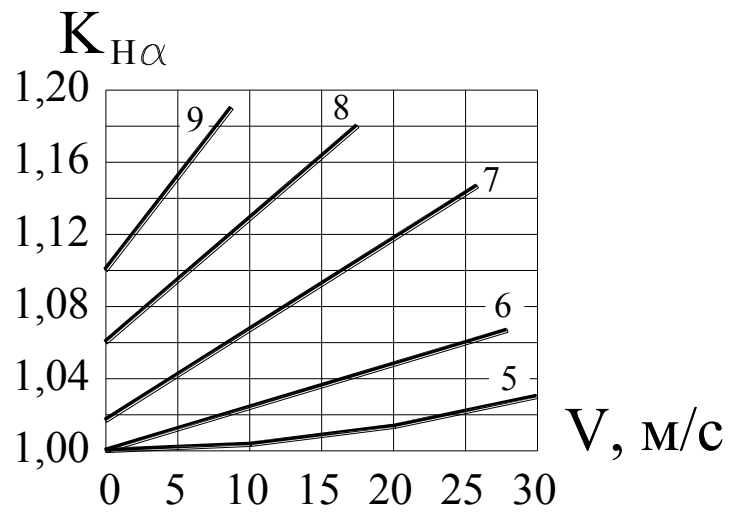


Рис. 2.4. График для определения коэффициента $K_{H\alpha}$.
 5, 6, 7, 8, 9 – степени точности изготовления зубчатых колес

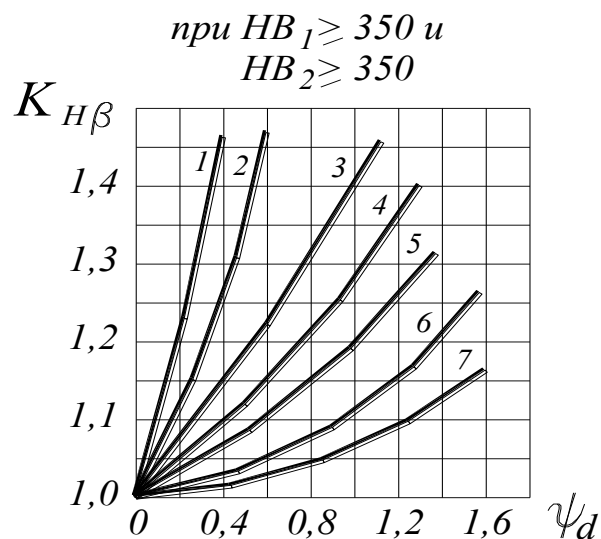
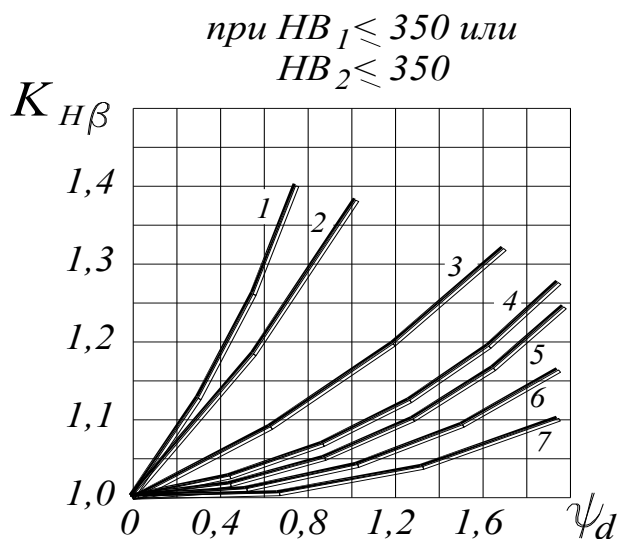
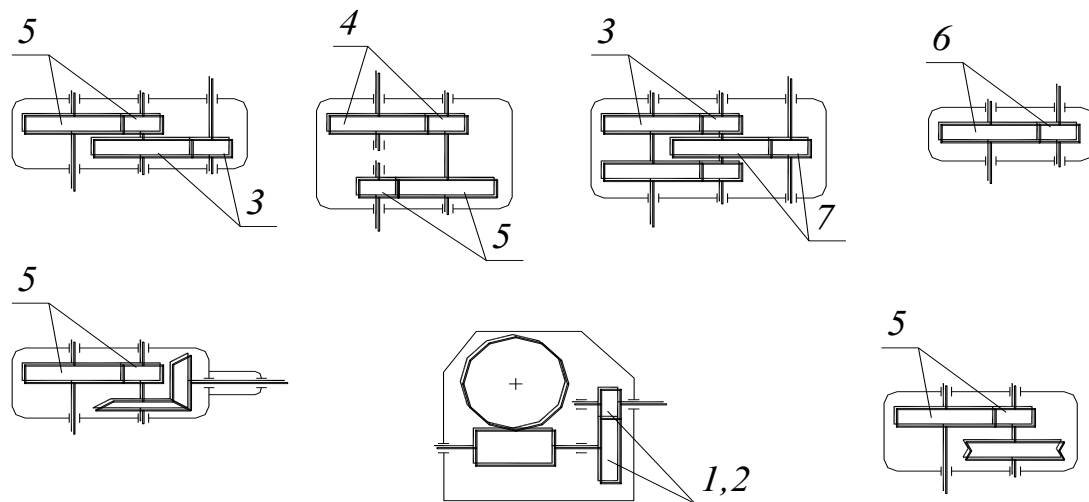


Рис. 2.5. Определение коэффициента $K_{H\beta}$:
 а – схемы редукторов; б – графики зависимости
 для $HВ_1 \leq 350$ или $HВ_2 \leq 350$; в – графики зависимости
 для $HВ_1 \geq 350$ и $HВ_2 \geq 350$ (цифры 1...7 соответствуют
 позициям на схемах редукторов; 1 – подшипники шариковые,
 2 – подшипники роликовые)

Ориентировочные значения коэффициента K_{Hv}

Вид зубьев	Твердость зубьев	Окружная скорость, м/с							
		3	5	10	15	20	25	30	35
		Степень точности							
		9	9/8	8/7	7	7	7	6	6
Прямые	HB ≤ 350	1,09	$\frac{1,14}{1,11}$	$\frac{1,22}{1,20}$	–	–	–	–	–
	HB > 350	1,07	$\frac{1,11}{1,08}$	$\frac{1,16}{1,15}$	–	–	–	–	–
Косые	HB ≤ 350	1,03	$\frac{1,05}{1,04}$	$\frac{1,07}{1,06}$	1,10	1,13	1,16	1,14	1,17
	HB > 350	1,02	$\frac{1,03}{1,02}$	$\frac{1,05}{1,04}$	1,06	1,08	1,10	1,09	1,12

11. Определение вспомогательного коэффициента Z_a ($H^{1/2}/\text{мм}$):

$$Z_a = Z_E Z_H Z_\varepsilon, \quad (2.24)$$

где Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов зубчатых колес; $Z_E = 192 (H/\text{мм}^2)^{1/2}$ для стальных колес ($E_1 = E_2 = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$, $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$),

$$Z_E =$$

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев, определяют по графику в зависимости от угла наклона зубьев β и (рис. 2.6). При отсутствии смещения пользуются кривой $\beta = 0$; Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, определяют в зависимости от коэффициента торцевого перекрытия (п. 8, д) и вида зубьев.

– прямозубые колеса

$$Z_\varepsilon = \quad (2.25)$$

– косозубые колеса

$$Z_\varepsilon = \quad (2.26)$$

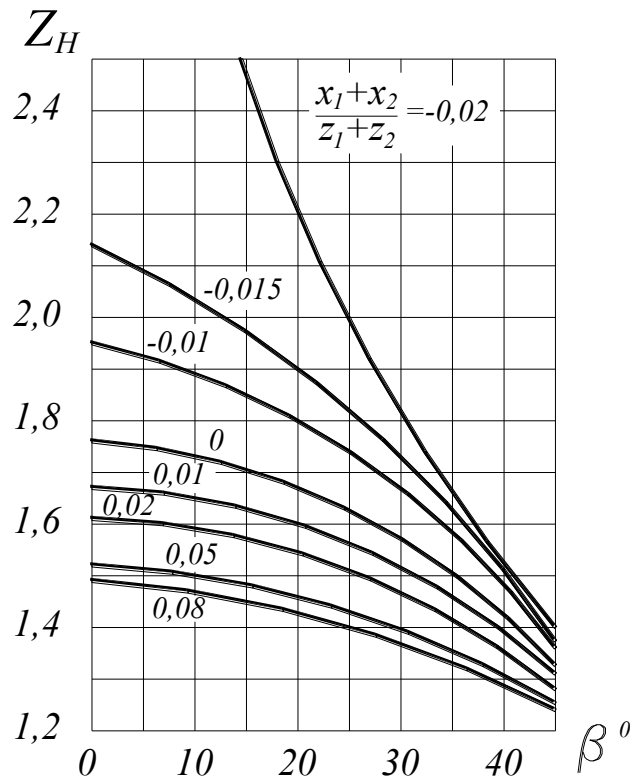


Рис. 2.6. График для определения коэффициента Z_H
(x – коэффициент смещения, см. п. 7).

12. Определение действующих контактных напряжений σ_H (Н/мм²) по уточненным данным:

$$\sigma_H = \dots \quad (2.27)$$

где Z_a – вспомогательный коэффициент (см. п. 11); K_H – коэффициент нагрузки (см. п. 10); u – уточненное передаточное число (см. п. 8, и); $[\sigma_H]$ – уточненное значение допускаемого контактного напряжения (см. п. 3, уточнить значения коэффициентов Z_R, Z_v, Z_H), Н/мм².

Если σ_H отличается от $[\sigma_H]$ не более чем на 5 %, то расчет передачи по контактной выносливости выполнен удовлетворительно. Если же указанное отличие будет больше 5 %, следует изменить ширину венца колеса. Новое значение ширины венца колеса

$$\dots \quad (2.28)$$

Значение округляют в большую сторону с учетом ряда нормальных линейных размеров (см. п. 6), соответственно следует изменить ширину

венца шестерни b_1 . При этом в косозубых передачах нужно еще раз проверить условие обеспечения двупарности зацепления (см. п. 7).

С учетом новой ширины колеса необходимо пересчитать действующие контактные напряжения [см. формулу (2.27)].

13. Расчет сил, действующих в зацеплении (Н):

а) окружной

$$(2.29)$$

б) осевой

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta; \quad (2.30)$$

в) радиальной

$$(2.31)$$

где α_w – угол зацепления (при нарезании колес без смещения $\alpha_w = 20^\circ$).

14. Определение напряжения изгиба для зубьев шестерни и колеса (Н/мм²):

$$(2.32)$$

где Y_F – коэффициент формы зубьев, определяют по графику (рис. 2.7) для зубьев шестерни Y_{F1} и колеса Y_{F2} в зависимости от эквивалентного числа зубьев (см. п. 8, е) и коэффициента смещения при нарезании (см. п. 7). При отсутствии смещения пользуются кривой $x = 0$; Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зубьев; для прямозубых передач $Y_\beta = 1$, для косозубых передач определяется в зависимости от β (см. п. 7):

$$(2.33)$$

При $\beta \geq 42^\circ$ $Y_\beta = 0,7$; K_F – коэффициент нагрузки для расчета по изгибным напряжениям,

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}, \quad (2.34)$$

здесь $K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; для прямозубых передач $K_{F\alpha} = 1$, для косозубых передач

$$; \quad (2.35)$$

n – степень точности изготовления передачи – см. п. 9; $K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца,

$$K_{F\beta} = K, \quad (2.36)$$

k – показатель степени, выбираемый в зависимости от отношения рабочей ширины венца колеса к модулю b_2/m :

b_2/m	4	7	10	20	40
Прямозубое зацепление	0,71	0,83	0,85	0,94	0,97
Косозубое зацепление	0,57	0,73	0,81	0,9	0,95

K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, определяют по табл. 2.7.

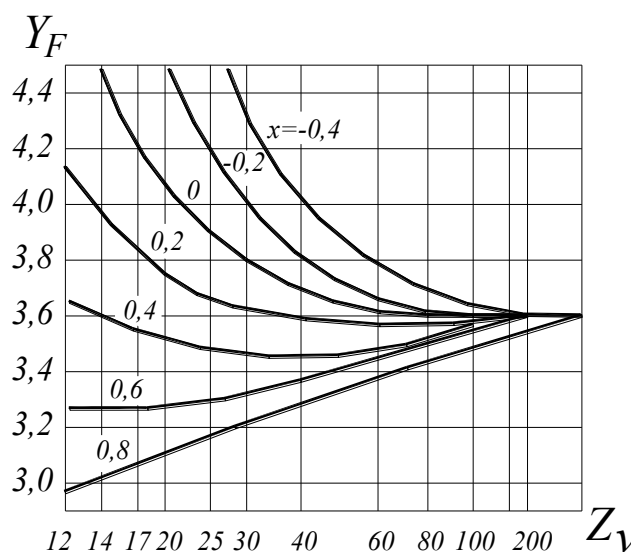


Рис. 2.7. График для определения коэффициента формы зуба Y_F (x – коэффициент смещения)

Таблица 2.7

Ориентировочные значения коэффициента K_{Fv}

Вид зубьев	Твердость зубьев	Окружная скорость, м/с							
		3	5	10	15	20	25	30	35
		Степень точности							
		9	9/8	8/7	7	7	7	6	6
Прямые	HВ ≤ 350	1,23			–	–	–	–	–
	HВ > 350	1,07			–	–	–	–	–
Непрямые	HВ ≤ 350	1,09			1,35	1,46	1,58	1,57	1,73
	HВ > 350	1,02			1,11	1,15	1,19	1,18	1,23

15. Определение допускаемых напряжений изгиба. Допускаемые напряжения при расчете на изгибную выносливость зубьев $[\sigma_F]$ определяют отдельно для шестерни и колеса:

$$(2.37)$$

где σ_{F0} – предел выносливости зубьев при отнулевом цикле, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений, Н/мм² (табл. 2.8); S_F – коэффициент запаса прочности, определяемый по табл. 2.8 для вероятности неразрушения 0,99; Y_Z – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки колеса: для поковок и штамповок (при $100 < d_a < 250$ мм) $Y_Z = 1$; для проката ($d_a < 250$ мм) $Y_Z = 0,9$; для литых заготовок ($d_a > 250$ мм) $Y_Z = 0,8$; Y_g – коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба; для нешлифуемых переходных поверхностей $Y_g = 1$; в случае шлифования переходных поверхностей Y_g выбирают по табл. 2.8, причем данные в знаменателе принимают, если не гарантировано отсутствие шлифовочных прижогов или острой шлифовальной ступеньки на переходной поверхности; Y_d – коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности; если упрочняющая технология не используется, то $Y_d = 1$; при обработке переходной поверхности Y_d определяют по табл. 2.8, причем данные в знаменателе принимают при упрочнении дробью или роликами после шлифования переходной поверхности или шлифования с образованием ступеньки на переходной поверхности; Y_A – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки; при одностороннем приложении нагрузки (для нереверсивных передач) $Y_A = 1$; при двухстороннем приложении нагрузки (для реверсивных передач) в случаях, когда передаваемые в обоих направлениях моменты и числа циклов одинаковы, $Y_A = 0,65$ – для отожженных, нормализованных и улучшенных сталей, $Y_A = 0,75$ – для зубчатых колес с твердостью поверхностей зубьев HRC > 45 и $Y_A = 0,9$ – для азотированных зубьев; Y_S – коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала и концентрации напряжений, определяется в зависимости от модуля m :

$$; \quad (2.38)$$

Y_R – коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности зубьев; для шлифования и зубофрезерования при классе шероховатости не ниже 4 ($R_Z = 40$ мкм) $Y_R = 1$. При полированных переходных поверхностях принимают:

– в случаях цементации, нитроцементации, азотирования, при закалке ТВЧ, когда закаленный слой повторяет очертания впадины между зубьями, $Y_R = 1,05$;

– при нормализации, улучшении и закалке ТВЧ, когда закаленный слой распространяется на все сечение зуба и часть ступицы и впадины или обрывается у переходной поверхности, $Y_R = 1,2$;

Y_x – коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса, определяют в зависимости от диаметра окружности вершин зубьев,

$$; \quad (2.39)$$

K_{FL} – коэффициент долговечности,

$$K_{FL} = ,$$

здесь m – показатель степени в уравнении кривой выносливости.

Для колес из нормализованных или улучшенных сталей, зубья которых не шлифуют и не подвергают деформационному или электрохимическому упрочнению, при небольших размерах колес, характерных для редукторов курсовых проектов, можно принять $Y_g = Y_d = Y_S = Y_R = Y_x = 1$. При этом формула (2.37) будет иметь вид

$$. \quad (2.40)$$

Для зубчатых колес с твердостью поверхностей зубьев $HВ \leq 350$, а также для зубчатых колес, закаленных при нагреве ТВЧ с обрывом закаленного слоя у переходной поверхности, и зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью, независимо от твердости и термообработки зубьев, $m = 6$. Для зубчатых колес с нешлифованной переходной поверхностью при твердости поверхности зубьев $HВ > 350$ $m = 9$. Базовое число циклов напряжений $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$. Эквивалентное число циклов перемены напряжений изгиба N_{FE} при постоянном передаваемом моменте $N_{FE} = N_{\Sigma}$ (см. формулу (2.4)).

При ступенчатом графике изменения момента (см. рис. 2.2)

$$N_{FE} = N_{\Sigma} \quad (2.41)$$

Наименьшее значение $K_{FL} = 1$.

16. Проверка выносливости зубьев по напряжениям изгиба:

$$. \quad (2.42)$$

Проверку на выносливость по формуле (2.42) производят как для зубьев шестерни, так и для зубьев колеса. Обычно при твердости активной поверхности $HВ \leq 350$ изгибная выносливость зубьев обеспечивается с большим запасом. При повышении твердости зубьев ($HRC \geq 45$ и более) запас выносливости по изгибным напряжениям уменьшается. При недостаточной изгибной выносливости выход следует искать в трех направлениях: 1) выбор

материала колес с более высокими механическими свойствами; 2) увеличение модуля зацепления; 3) нарезка зубьев с положительным смещением.

Таблица 2.8

Значения σ_{F0} , S_F , Y_g , Y_d для различных марок сталей

Стали	Термическая и химико-термическая обработка	Твердость		Предел выносливости зубьев σ_{F0} , Н/мм ²	Коэффициенты		
		поверхности	сердцевины		S_F	Y_g	Y_d
Углеродистые и легированные с содержанием углерода более 0,15 % (35, 40, 45, 50, 40X, 40XH, 40XH2MA, 18X2H4BA)	Нормализация и улучшение	HB 180...350	HB 180...350	1,75 HB	1,7	1,1	1,1...1,3
Легированные с содержанием углерода 0,40...0,55 %, Ni – не менее 1 % (40X, 40XH, 40XH2MA)	Объемная закалка в нейтральной среде	HRC 45...55	HRC 45...55	580	1,7	0,9	1,05...1,2
Легированные с содержанием углерода 0,35...0,50 % (40XH, 40XH2MA)	Закалка при нагреве ТВЧ	HRC 48...58	HRC 25...35	680	1,7	1,0	1,05...1,1

Прочие легированные с содержанием углерода 0,35...0,45 % (40X, 35XM)	Закалка при нагреве ТВЧ	HRC 48...58	HRC 25...35	580	1,7	0,8	1,1...1,2
Легированные с содержанием Ni более 1 % и Cr не менее 1 % (20XH, 20XH2MA, 12XH2, 12XH3A)	Цементация с последующей закалкой	HRC 57...63	–	950	1,55	0,75	1,0...1,3

Окончание табл. 2.8

Стали	Термическая и химико-термическая обработка	Твердость		Предел выносливости зубьев σ_{F0} , Н/мм ²	Коэффициенты		
		поверхности	сердцевины		S_F	Y_g	Y_d
Стали без Ni и с содержанием Ni менее 1 % (20X, 13ГТ). Стали с содержанием Ni и Cr более 1 % (18X2H4BA)	Цементация с последующей закалкой	HRC 57...63	–	820	1,55	0,75	1,0...1,3
Стали, содержащие Al (38XЮ, 38XMЮА)	Азотирование	HV 700...950	HRC 24...40	290+12 HRC сердцевины	1,7	–	1,0
Прочие легированные	Азотирование	HV 550...750	HRC 24...40	290+12 HRC сердцевины	1,7	–	1,0

17. Расчет прочности зубьев при кратковременных перегрузках:

а) по контактными напряжениями (проверка на контактную прочность)

$$(2.43)$$

б) по изгибным напряжениям (проверка на изгибную прочность)

$$(2.44)$$

$$(2.45)$$

где $K_{\text{п}}$ – коэффициент перегрузки, который можно принять равным отношению пускового момента к номинальному моменту выбранного электродвигателя.

18. Определение допускаемых напряжений при кратковременных перегрузках. Допускаемое предельное контактное напряжение $[\sigma_H]_{\text{max}}$ (Н/мм²) зависит от способа химико-термической обработки зубьев:

– для зубьев, подвергнутых нормализации, улучшению или объемной закалке с низким отпуском, в том числе и после нагрева ТВЧ,

$$[\sigma_H]_{\text{max}} = 2,8\sigma_T, \quad (2.46)$$

где σ_T – предел текучести материала при растяжении, Н/мм²;

– для цементированных, а также подвергнутых контурной закалке после нагрева ТВЧ зубьев

$$[\sigma_H]_{\text{max}} = 44 \text{ HRC}; \quad (2.47)$$

– для азотированных зубьев

$$[\sigma_H]_{\text{max}} = 3 \text{ HV}. \quad (2.48)$$

Эти напряжения определяют для менее прочного или менее твердого материала шестерни или колеса.

Допускаемые предельные напряжения изгиба $[\sigma_F]_{\text{max}}$ (Н/мм²) определяют отдельно для шестерни и колеса:

$$, \quad (2.49)$$

где – базовое значение предельного напряжения зубьев при изгибе максимальной нагрузкой, Н/мм² (табл. 2.9); – коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба; при отсутствии шлифовки = 1.

При шлифуемой поверхности:

– после объемной закалки и сквозной закалки с нагревом ТВЧ = 0,95 при черновом режиме шлифования и = 1,1 при чистовом режиме шлифования;

– после цементации с закалкой = 1 при черновом режиме и = 1,05 при чистовом режиме;

– после нитроцементации с закалкой = 0,9 при черновом режиме и = 0,95 при чистовом режиме;

– коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения переходной поверхности зуба; для колес с деформационным упрочнением без шлифования $= 0,95$, в остальных случаях $= 1$; – коэффициент запаса прочности $= Y_Z S_Y$; при вероятности неразрушения $0,99 S_Y = 1,75$. Коэффициенты Y_Z, Y_x те же, что и в п. 15.

Таблица 2.9

Предельное напряжение при изгибе зубьев

Термическая или химико-термическая обработка		Стали	Твердость зубьев		Предел выносливости , Н/мм ²
			на поверхности	в сердцевине	
Нормализация, улучшение		Углеродистые и легированные	НВ 200...350	–	6,5 НВ
Объемная закалка		Легированные с содержанием Ni более 1 %	HRC 48...62	–	2500
		Прочие	–	–	2250
Закалка ТВЧ	Закаленный слой обрывается у переходной поверхности	Углеродистые и легированные	–	НВ 200...300	1800
	Закаленный слой распространяется на все сечение	Легированные с содержанием Ni более 1 %	HRC 48...52	–	2500
		Прочие	–	–	2250
	Закаленный слой повторяет очертания впадин зубьев	Легированные с содержанием Ni более 1%	HRC 48...54	HRC 24...30	2200
	Прочие	–	–	1800	
Цементация	Закалка с цементационного нагрева	Легированные	HRC 54...60	HRC 30...43	2000

	Закалка с повторного нагрева	Легированные с содержанием Ni более 1 %	HRC 56...62	HRC 27...43	2800
	Азотирование	Легированные, не содержащие Al	HV 550...850	HRC 24...30	1800

Для колес из нормализованных или улучшенных сталей, зубья которых не шлифуют и не подвергают деформационному упрочнению, при небольших размерах колес, характерных для редукторов курсовых проектов, вместо формулы (2.48) используют формулу

$$(2.50)$$

Если не выполняются условия прочности при кратковременных перегрузках [см. неравенства (2.43)–(2.45)], следует изменить материал или термообработку колес в сторону увеличения их прочности.

2.3. Последовательность расчета цилиндрических зубчатых передач при заданном межосевом расстоянии

Исходные данные для расчета:

- вращающий момент на колесе T_2 , Н·мм;
- частоты вращения шестерни n_1 и колеса n_2 , об/мин;
- межосевое расстояние a_w , мм;
- условия работы передачи (см. рис. 2.2).

Порядок расчета:

– выбирают материал и способ химико-термической обработки зубчатых колес в соответствии с рекомендациями, изложенными в подразд. 2.2. При расчете соосных редукторов целесообразно выбирать одинаковые материалы для обеих передач;

– определяют допускаемое контактное напряжение в соответствии с рекомендациями, изложенными в п. 3.

- рассчитывают ширину зубчатого венца колеса, мм:

$$b_2 = . \quad (2.51)$$

Последовательность дальнейших расчетов совпадает с последовательностью, изложенной в подразд. 2.2, начиная с п. 5, за исключением вычисления ширины колеса b_2 . В п. 12 пересматривать значение b_2 не следует.

2.4. Последовательность расчета цилиндрических зубчатых передач на ЭВМ

Программа расчета создана в среде *VBA (Visual Basic for Application)* и требует для своей работы установки на компьютер широко распространенного текстового редактора *Word* версии не менее 97.

Для запуска программы необходимо в среде *Word* создать новый документ на основе специально подготовленного шаблона. После этого программа выдает запросы, первый из которых показан на рис. 2.8.

Рис. 2.8. Экранная форма **Регистрация**

После ввода фамилии и номера группы требуется щелкнуть на кнопке **ОК**. На экране появится следующая экранная форма с запросом основных исходных данных (рис. 2.9).

Рис. 2.9. Экранная форма **Исходные данные**

Следующая экранная форма предоставляет возможность выбора материалов шестерни и колеса, причем одновременно запрашиваются термообработка и твердость материалов (рис. 2.10).

Рис. 2.10. Выбор материалов и термообработки

При вводе автоматически осуществляется проверка корректности выбора твердости, т. е. соответствия ее выбранному материалу и термообработке. При несоответствии величины твердости ее возможному диапазону на экране появится предупреждение (рис. 2.11) и повторится запрос материалов.

Рис. 2.11. Предупреждение об ошибке при выборе материалов

Далее программа запрашивает характер изменения нагрузки при работе передачи (рис. 2.12).

Рис. 2.12. Характер изменения нагрузки

Непостоянство нагрузки можно учесть либо коэффициентом, либо заданием диаграммы ее изменения (см. рис. 2.2). Ввод параметров ступеней диаграммы осуществляется с помощью экранной формы, показанной на рис. 2.13. Эта форма повторится столько раз, сколько ступеней имеет диаграмма изменения нагрузки. Причем в правой части формы происходит суммирование вводимой информации. При несоответствии относительного суммарного времени всех ступеней диаграммы единице (100 %) программа сообщит об этом и даст возможность повторить ввод.

Рис. 2.13. Ввод параметров ступени диаграммы изменения нагрузки

Следующая экранная форма содержит запрос о принадлежности передачи (рис. 2.14), т. е. какому редуктору она принадлежит, и о ее быстроходности (быстроходная или тихоходная). Эта информация требуется для определения коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине колеса K_β .

Рис. 2.14. Экранная форма **Месторасположение передачи**

Последней запрашиваемой величиной будет значение коэффициента ширины колеса ψ_{ba} (рис. 2.15), от которого зависит соотношение ширины колеса и межосевого расстояния (см. п. 6). Программа сама рекомендует оптимальный диапазон этой величины, но позволяет ввести и другие значения.

Рис. 2.15. Ввод коэффициента ширины колеса

После ввода последней величины программа производит расчет и на основании полученных в результате значений заполняет итоговый отчет. Пример отчета приведен в приложении.

3. РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

В пособии излагается методика расчета ортогональных конических зубчатых передач, в которых межосевой угол $\Sigma = 90^\circ$, с прямыми и круговыми зубьями формы 1 (делительный конус и конус впадин имеют общую вершину), нарезанными без смещения.

Прямые зубья применяются для тихоходных ($v \leq 2$ м/с) закрытых и открытых передач. Круговые зубья применяются в основном для быстроходных передач. Передачи с круговыми зубьями, благодаря более производительным способам нарезания, меньшей чувствительности к неточностям при изготовлении и сборке, повышенной нагрузочной способности, плавности и бесшумности работы, вытеснили косозубые передачи (с тангенциальными зубьями), поэтому косозубые передачи здесь не рассматриваются.

Задачей расчета, как и для цилиндрических передач, являются обоснованный выбор материала для колес и определение размеров колес и зубьев, обеспечивающих работоспособность передачи по контактной и изгибной выносливости зубьев. Обоснование выбора материала для колес и определение допускаемых напряжений являются общими для всех зубчатых передач.

Формулы, применяемые для расчета конических зубчатых передач и определяющие зависимость между нагрузкой, размерами и напряжениями, выведены применительно к эквивалентным цилиндрическим передачам, поэтому вспомогательные расчетные пособия, разработанные для цилиндрических передач, применяются и для конических передач.

3.1. Последовательность расчета конических зубчатых передач

Исходные данные для расчета и выбор вида зубьев:

- вращающий момент на шестерне T_1 , Н · мм;
- вращающий момент на колесе T_2 , Н · мм;
- частота вращения шестерни n_1 , об/мин;
- передаточное число u ;
- условия работы передачи и характер нагрузки, желательная долговечность передачи.

Первые четыре параметра выписываются из сводной таблицы, которая завершает предварительные расчеты привода (см. разд. 1). Характер нагрузки и долговечность, если они не указаны в задании, оцениваются в ходе расчета. Кроме того, выбирается вид зубьев. Для тихоходных передач – *прямые*, для быстроходных – *круговые*.

1. Выбор материала для колес и определение допускаемых напряжений осуществляются по рекомендациям, изложенным в разд. 2.

2. Ориентировочное определение внешнего делительного диаметра шестерни по контактной выносливости:

$$d_{e1} = 2, \quad (3.1)$$

где Z_a – вспомогательный коэффициент, в предварительных расчетах принимают: для прямозубых передач – $310 \text{ (Н/мм}^2\text{)}^{1/2}$, для передач с круговыми зубьями – $260 \text{ (Н/мм}^2\text{)}^{1/2}$; $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение, Н/мм²; K_H – коэффициент нагрузки, в предварительных расчетах принимают: для прямозубых передач с твердостью зубьев $HВ \leq 350$ – $1,20 \dots 1,30$; с твердостью $HВ > 350$ – $1,30 \dots 1,35$; для передач с круговыми зубьями – $1,20 \dots 1,25$; β – коэффициент ширины зубчатого венца,

= ,

здесь b – ширина зубчатого венца; R_e – внешнее конусное расстояние. В закрытых передачах $\leq 0,30$; в открытых $\leq 0,25$. В начале расчета можно принять максимальное значение – $0,30$ или $0,25$.

В дальнейшем величины $[\sigma_H]$, K_H и Z_a уточняются.

3. Предварительное назначение числа зубьев на шестерне z_1 . Для избежания подрезания зубьев шестерни при нарезке их число должно быть не менее минимально допустимого

$$z_{\min} = 17 \cos \delta_1 \cos^3 \beta, \quad (3.2)$$

где δ_1 – угол делительного конуса шестерни ($\delta_1 = \arctg u$); β – средний угол наклона зубьев (для круговых зубьев обычно назначается 35°).

Рекомендуется на этом этапе принять число зубьев, близкое к минимальному: $z_1 = 18 \dots 20$.

4. Определение внешнего окружного модуля:

$$m_{te} = . \quad (3.3)$$

Для конических колес стандартная величина модуля необязательна, но рекомендуется округлить ее хотя бы до десятых долей миллиметра. После этого требуется уточнить величину $d_{e1} = m_{te} z_1$.

5. Определение числа зубьев на колесе:

$$z_2 = z_1 u. \quad (3.4)$$

Следует округлить число зубьев z_2 до ближайшего целого.

6. Уточнение передаточного числа

$$u = \quad (3.5)$$

с точностью до 10^{-5} ; такая точность необходима для того, чтобы определение углов при вершине делительных конусов осуществлялось с точностью до $1''$.

Примечание. Во всех последующих вычислениях углы определяются с точностью до $1''$, их тригонометрические функции – до 10^{-5} , линейные размеры – до 10^{-3} мм с последующим округлением до 10^{-2} мм, кроме ширины зубчатого венца, которая вычисляется с точностью до 1 мм.

7. Определение угла делительного конуса шестерни:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = . \quad (3.6)$$

Здесь же определяются $\sin \delta_1$ и $\cos \delta_1$.

8. Определение внешнего конусного расстояния:

$$, \quad (3.7)$$

где d_{e1} – уточненное (см. п. 4) значение внешнего делительного диаметра.

9. Определение ширины зубчатых венцов:

$$b = R_e. \quad (3.8)$$

Значение округляется до ближайшего целого числа миллиметров.

10. Для недопущения чрезмерного уменьшения толщины зубьев по внутреннему делительному конусу необходимо обеспечить следующее условие:

$$b \leq 10 m_{te}. \quad (3.9)$$

Если оно не удовлетворяется, нужно уменьшить z_1 и повторить расчеты с п. 3. Если этого недостаточно, то нужно уменьшить величину и повторить расчет с п. 2.

11. Определение действительного значения коэффициента ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния (см. п. 2):

$$. \quad (3.10)$$

12. Определение коэффициента ширины зубчатого венца относительно эквивалентного диаметра шестерни:

$$. \quad (3.11)$$

13. Определение среднего конусного расстояния:

$$R_m = R_e - . \quad (3.12)$$

14. Расчет среднего делительного диаметра шестерни:

$$d_{m1} . \quad (3.13)$$

15. Определение средней окружной скорости в передаче, м/с:

$$. \quad (3.14)$$

16. Оценка степени точности изготовления передачи в зависимости от вида зубьев, твердости активной поверхности и окружной скорости (табл. 3.1).

Таблица 3.1

Степень точности конических зубчатых передач

Вид зубьев	Твердость зубьев	Окружная скорость (м/с) для степени точности			
		6	7	8	9
Прямые	НВ ≤ 350	> 7	4... 7	3...4	До 3
	НВ > 350	> 6	3... 6	2,5...3	До 2,5
Непрямые	НВ ≤ 350	> 16	9...16	6...9	До 6
	НВ > 350	> 13	7...13	5...7	До 5

17. Определение коэффициента нагрузки:

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} . \quad (3.15)$$

Для прямозубых передач $K_{H\alpha} = 1$, для передач с круговыми зубьями $K_{H\alpha}$ определяется по графикам в зависимости от окружной скорости v , и степени точности (см. рис. 2.4).

Коэффициент $K_{H\beta}$ определяется по графикам в зависимости от вида зубьев, их твердости, схемы передачи и (рис. 3.1).

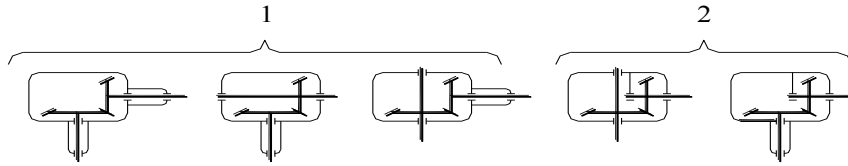
Коэффициент $K_{H\nu}$ определяется в зависимости от вида зубьев, их твердости, степени точности и окружной скорости (см. табл. 2.6).

18. Определение вспомогательного коэффициента Z_a (Н/мм²)^{1/2} (для стальных колес):

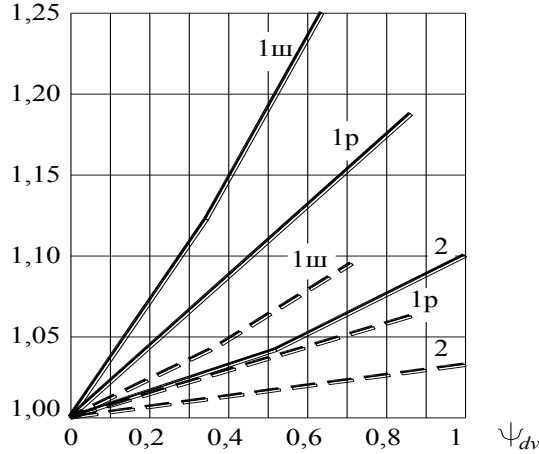
$$Z_a = Z_E Z_H Z_\varepsilon, \quad (3.16)$$

где Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов зубчатых колес, равный для стальных колес $192 \text{ (Н/мм}^2\text{)}^{1/2}$,

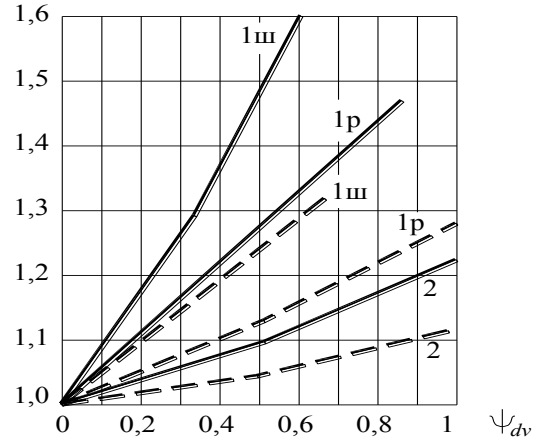
здесь $E_1 = E_2 = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$; $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$; Z_H – коэффициент, учитывающий формулу сопряженных поверхностей зубьев, определяется по графикам в зависимости от среднего угла наклона зубьев β (см. рис. 2.6); Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, определяется по формулам (2.25) или (2.26) в зависимости от вида зубьев и коэффициента торцевого перекрытия ε_α ,



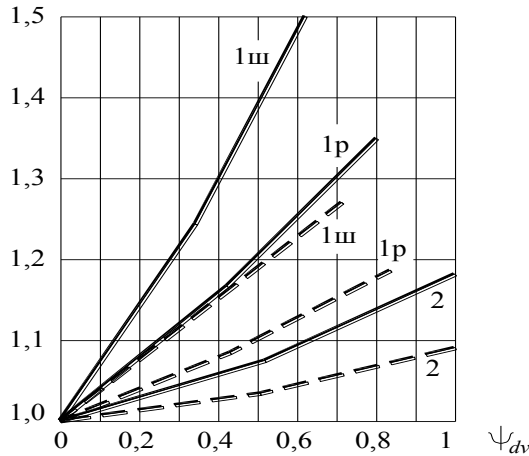
$K_{H\beta}$ при $HB_1 \leq 350$ или $HB_2 \leq 350$



$K_{H\beta}$ при $HB_1 > 350$ или $HB_2 > 350$



$K_{F\beta}$ при $HB_1 \leq 350$ или $HB_2 \leq 350$



$K_{F\beta}$ при $HB_1 > 350$ или $HB_2 > 350$

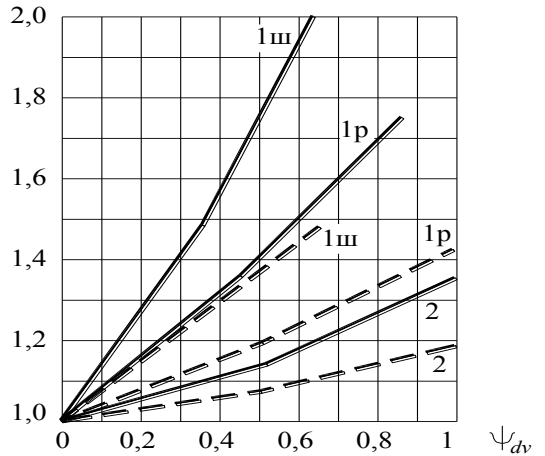


Рис. 3.1. Графики для определения коэффициента $K_{H\beta}$ ($K_{F\beta}$):
 а – схемы редукторов; б, г – графики зависимости для $HB_1 \leq 350$ или $HB_2 \leq 350$;
 в, д – графики зависимости для $HB_1 > 350$ или $HB_2 > 350$ (сплошные линии –
 прямозубые конические передачи, пунктирные – конические передачи с круговыми
 зубьями; цифры 1 и 2 соответствуют верхним схемам; индексы «ш» и «р» – типу
 подшипников – шариковые, роликовые)

19. Определение значений действующих контактных напряжений по уточненным данным:

$$\sigma_H = \leq [\sigma_H]. \quad (3.17)$$

Несовпадение σ_H и $[\sigma_H]$ в пределах до 5 % допустимо.

Превышение σ_H над $[\sigma_H]$ больше 5 % можно компенсировать только увеличением $[\sigma_H]$; увеличение ширины зубчатого венца возможно, но при соблюдении следующих требований:

а) $\leq 0,30$ для закрытых и $\leq 0,25$ для открытых передач (см. п. 2);

б) $b \leq 10 m_{тe}$.

Уменьшение b в случае, если $\sigma_H < [\sigma_H]$ более чем на 5 %, допускается, но при этом надо внести поправки в пп. 8–13.

20. Определение окружной силы в передаче:

$$F_t = \quad (3.18)$$

21. Определение модулей в среднем сечении зубьев:
окружного

$$m_{tm} = \quad (3.19)$$

нормального

$$m_{nm} = m_{tm} \cos \beta. \quad (3.20)$$

22. Определение эквивалентного числа зубьев (отдельно для шестерни z_{v1} и колеса z_{v2})

$$z_v = \quad (3.21)$$

23. Проверка зубьев колеса и шестерни на изгибную прочность:

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta \leq [\sigma_F], \quad (3.22)$$

где Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зубьев; для прямозубых передач $Y_\beta = 1$, для передач с круговыми зубьями $Y_\beta = 0,75$.

Коэффициенты формы зубьев для шестерни Y_{F1} и колеса Y_{F2} определяются по рис. 2.7.

Коэффициент нагрузки определяется аналогично п. 14 разд. 2:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}.$$

Для прямозубых передач $K_{F\alpha} = 1$, для передач с круговыми зубьями

$$K_{F\alpha} =$$

где n – степень точности передачи.

Коэффициент $K_{F\beta}$ определяется по формуле (2.36); K_{Fv} – по табл. 2.7.

По формуле (3.22) проверяются как зубья шестерни, так и зубья колеса.

24. Определение сил, действующих в зацеплении конической передачи:

а) окружная сила F_t была определена в п. 20;

б) осевая сила на шестерне равна радиальной на колесе:

$$F_{a1} = F_{r2} = (\operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 + \sin \beta \cdot \cos \delta_1); \quad (3.23)$$

в) радиальная сила на шестерне равна осевой на колесе:

$$F_{r1} = F_{a2} = (\operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 + \sin \beta \cdot \sin \delta_1). \quad (3.24)$$

Эти формулы справедливы только для ортогональных передач. Знаки в скобках соответствуют сочетанию направления вращения и наклона зубьев на шестерне (рис. 3.2).

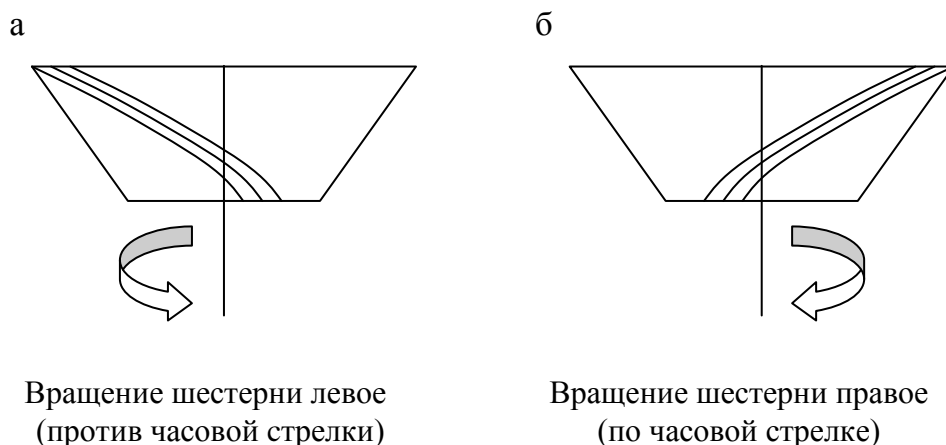


Рис. 3.2. Наклон зубьев:
а – левый; б – правый

Для прямозубой конической передачи $\beta = 0$ и формулы (3.23) и (3.24) примут вид

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1; \quad (3.25)$$

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1. \quad (3.26)$$

25. Проверка прочности зубьев при кратковременных перегрузках – аналогично цилиндрическим передачам (см. пп. 17 и 18 разд. 2).

26. Определение остальных геометрических параметров колеса (рис. 3.3).

А. Для прямозубых передач:

– внешний делительный диаметр колеса

$$d_{e2} = z_2 m_{te}; \quad (3.27)$$

– внешняя высота головки зубьев

$$h_{ae1} = h_{ae2} = m_{te}; \quad (3.28)$$

– внешняя высота ножки зубьев

$$h_{fe1} = h_{fe2} = 1,2 m_{te}; \quad (3.29)$$

– угол головки зубьев

$$\theta_{a1} = \theta_{a2} = \operatorname{arctg} ; \quad (3.30)$$

– угол ножки зубьев

$$\theta_{f1} = \theta_{f2} = \operatorname{arctg} ; \quad (3.31)$$

– угол конуса вершин зубьев:
шестерни

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}; \quad (3.32)$$

колеса

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}; \quad (3.33)$$

– угол конуса впадин:
шестерни

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}; \quad (3.34)$$

колеса

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}; \quad (3.35)$$

– внешний диаметр вершин зубьев:
шестерни

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 h_{ae1} \cos \delta_1; \quad (3.36)$$

колеса

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 h_{ae2} \cos \delta_2; \quad (3.37)$$

– расстояние от вершины делительных конусов до плоскости внешней окружности вершины зубьев:
шестерни

$$B_1 = -h_{ae} \sin \delta_1; \quad (3.38)$$

колеса

$$B_2 = -h_{ae} \sin \delta_2. \quad (3.39)$$

Рис. 3.3. Геометрические параметры конической передачи

Б. Для передач с круговыми зубьями:

– внешний делительный диаметр колеса

$$d_{e2} = z_2 m_{te};$$

– высота головки зубьев в среднем сечении

$$h_{a1} = h_{a2} = m_{nm};$$

– высота ножки зубьев в среднем сечении

$$h_{f1} = h_{f2} = 1,25 m_{nm};$$

– угол головки зубьев

$$\theta_{a1} = \theta_{a2} = \arctg;$$

– угол ножки зубьев

$$\theta_{f1} = \theta_{f2} = \arctg;$$

– угол конуса вершин зубьев:
шестерни

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1};$$

колеса

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2};$$

– угол конуса впадин:
шестерни

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1};$$

колеса

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2};$$

– внешняя высота головки зубьев

$$h_{ae1} = h_{ae2} = h_a$$

Внешние диаметры вершин зубьев d_{ae1} и d_{ae2} , а также расстояния b_1 и b_2 определяются по тем же формулам, что и для прямозубой передачи.

3.2. Пример расчета тихоходной конической зубчатой передачи

Исходные данные и выбор вида зубьев:

– вращающий момент на шестерне $T_1 = 1,75 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм}$;

– вращающий момент на колесе $T_2 = 6,2 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм}$;

– частота вращения шестерни $n_1 = 126 \text{ об/мин}$;

– передаточное число $u = 3,55$;

– условия работы: желательная долговечность передачи до 15 лет при односменной работе; передача закрытая; изменение нагрузки задано диаграммой (см. рис. 2.2) со следующими значениями коэффициентов: $a_1 = 0,6$; $a_2 = 1,0$; $a_3 = 0,4$; $b_1 = 0,4$; $b_2 = 0,1$; $b_3 = 0,5$.

Учитывая тихоходность передачи, выберем прямые зубья.

1. Материал для колес и допускаемые контактные напряжения. Ориентируясь на средний технологический уровень производства, выберем: для шестерни – сталь 40Х улучшенную, $HV_1 = 230$, $\sigma_{T1} = 550 \text{ Н/мм}^2$; для колеса – сталь 45 нормализованную, $HV_2 = 200$, $\sigma_{T2} = 360 \text{ Н/мм}^2$ (см. табл. 2.1).

Допускаемое контактное напряжение, предотвращающее усталостное выкрашивание поверхности зубьев, определяется по формуле (2.1):

$$[\sigma_H] = Z_R Z_v Z_x K_{HL} = 0,95 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 0,999 = 406 \text{ Н/мм}^2,$$

где $\sigma_{H0} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 200 + 70 = 470 \text{ Н/мм}^2$; $S_H = 1,1$ для нормализованных и улучшенных сталей; $Z_R = 0,95$ для 6-го класса шероховатости ($R_a = 2,5 \dots 1,25 \text{ мкм}$); $Z_v = 1$ при окружной скорости $v < 5 \text{ м/с}$; $Z_x = 1$ при начальном диаметре зубчатого колеса до 700 мм;

$$K_{HL} =$$

Суммарное число циклов изменения напряжения

$$N = 60 \cdot 300 \cdot 8 \text{ см Г } n_2 = 60 \cdot 300 \cdot 8 \cdot 1 \cdot 15 \cdot 355 = 7,6 \cdot 10^7.$$

Частота вращения зубчатого колеса

$$n_2 = 35,5 \text{ об/мин.}$$

Из диаграммы изменения нагрузки

$$\begin{aligned} N_{HE2} &= 7,6 \cdot 10^7 (0,6 \cdot 0,4 + 1,0 \cdot 0,1 + 0,4 \cdot 0,5) = \\ &= 7,6 \cdot 10^7 \cdot 0,218 = 1,65 \cdot 10^7. \end{aligned}$$

Таким образом,

$$N_{HE1} > N_{HE2} > N_{H0};$$

$$K_{HL} = 0,999.$$

Допускаемые контактные напряжения при перегрузке для нормализованных сталей определяются по колесу (см. пп. 17, 18 разд. 2):

$$[\sigma_H]_{\max} = 2,8 \sigma_T = 2,8 \cdot 320 = 896 \text{ Н/мм}^2.$$

2. Внешний делительный диаметр шестерни [см. формулу (3.1)]

$$d_{e1} = 2$$

$$= 2 = 119,8 \text{ мм.}$$

Принято $Z_a = 310 \text{ (Н/мм}^2)^{1/2}$; $K_H = 1,30$; $\psi = 0,28$.

3. Число зубьев на шестерне. Принимаем $z_1 = 18$.

4. Внешний окружной модуль [см. формулу (3.3)]

$$m_{te} = = = 6,656 \text{ мм.}$$

Принимаем $m_{te} = 6,7$ мм. Уточняем $d_{e1} = m_{te} z_1 = 18 \cdot 6,7 = 120,6$ мм.

5. Число зубьев на колесе [см. формулу (3.4)]

$$z_2 = 18 \cdot 3,55 = 63,9.$$

Принимаем $z_2 = 64$.

6. Передаточное число [см. формулу (3.5)]

$$u = = = 3,55556 \approx 3,556.$$

7. Угол делительного конуса шестерни [см. формулу (3.6)]

$$\text{tg } \delta_1 = = 0,28125; \delta_1 = 15^\circ 42' 30'';$$

$$\sin \delta_1 = 0,27074; \cos \delta_2 = 0,96265.$$

8. Внешнее конусное расстояние [см. формулу (3.7)]

$$R_e = = 222,387 \text{ мм.}$$

9. Ширина зубчатых венцов [см. формулу (3.8)]

$$b = R_e = 0,28 \cdot 222,387 = 61,992 \text{ мм.}$$

Принимаем $b = 62$ мм

10. Условие $b \leq 10 m_{te}$ выполняется [см. формулу (3.9)]:

$$b < 10 \cdot 6,7 = 67,0 \text{ мм.}$$

11. Действительное значение коэффициента ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния [см. формулу (3.10)]

$$= = 0,301.$$

12. Коэффициент ширины зубчатого венца относительно эквивалентного диаметра шестерни [см. формулу (3.11)]

$$\psi_{dv} = = 0,630.$$

13. Среднее конусное расстояние [см. формулу (3.12)]

$$R_m = R_e - = 222,387 - = 191,387 \text{ мм.}$$

14. Средний делительный диаметр шестерни [см. формулу (3.13)]

$$d_{m1} = d_{e1} = 120,6 = 103,727 \text{ мм.}$$

15. Окружная скорость в передаче [см. формулу (3.14)]

$$v = = 0,682 \text{ м/с.}$$

16. Степень точности изготовления передачи принимаем равной 9 (см. табл. 3.1, прямозубая передача, $HV < 350$ и $v = 0,672$ м/с).

17. Коэффициент нагрузки [см. формулу (3.15)]

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} = 1,0 \cdot 1,18 \cdot 1,05 = 1,24.$$

18. Вспомогательный коэффициент определяется по формуле (3.16):

$$Z_a = Z_E Z_H Z_\varepsilon = 192 \cdot 1,76 \cdot 0,89 = 301 \text{ (Н/мм}^2\text{)}^{1/2}.$$

Коэффициент торцевого перекрытия

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий,

$$Z_\varepsilon = = 0,89.$$

19. Величина действующих контактных напряжений [см. формулу (3.17)]

$$\sigma_H = = 394 \text{ Н/мм}^2.$$

$$[\sigma_H] = 406 \text{ Н/мм}^2.$$

Разница = 3 % – результат удовлетворительный.

20. Окружное усилие в передаче [см. формулу (3.18)]

$$F_t = = 3,43 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

21. Модуль в среднем сечении зубьев [см. формулу (3.19)]

$$m_m = 5,74 \text{ мм.}$$

22. Эквивалентное число зубьев [см. формулу (3.21)]:

– для шестерни

$$z_{v1} = 18,7;$$

– для колеса

$$z_{v2} = 236.$$

Коэффициенты формы зубьев для $X_1 = X_2 = 0$:

– для шестерни ($z_{v1} = 18,7$) $Y_{F1} = 4,13$;

– для колеса ($z_{v2} = 236$) $Y_{F2} = 3,60$.

23. Определение допускаемых напряжений изгиба проводим согласно п. 15 разд. 2:

$$[\sigma_F] = Y_Z Y_A K_{FL}$$

Из табл. 2.8 $\sigma_{F0} = 1,75 \text{ НВ (Н/мм}^2\text{)}$ – для нормализованных и улучшенных сталей:

– для зубьев шестерни

$$\sigma_{F01} = 1,75 \cdot 230 = 402 \text{ Н/мм}^2;$$

– для зубьев колеса

$$\sigma_{F02} = 1,75 \cdot 200 = 350 \text{ Н/мм}^2;$$

$S_F = 1,7$ (см. табл. 2.8);

$Y_Z = 1$ – для поковок и штамповок;

$Y_A = 1$ – для нереверсивных передач;

$K_{FL} = 1$ – при $N_{FE} \geq N_{F0}$.

Тогда:

– для зубьев шестерни

$$[\sigma_F]_1 = 236 \text{ Н/мм}^2;$$

– для зубьев колеса

$$[\sigma_F]_2 = 206 \text{ Н/мм}^2.$$

Проверка зубьев на изгибную выносливость выполняется по формуле (3.22):

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta \leq [\sigma_F].$$

Коэффициент нагрузки

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} = 1,0 \cdot 1,24 \cdot 1,23 = 1,52,$$

где $K_{F\alpha} = 1,0$ для прямозубых передач; $K_{F\beta} = 1,24$ (из рис. 3.1, а – схема 1, роликовые подшипники) для $\psi_{dv} = 0,581$, $HV \leq 350$; $K_{Fv} = 1,23$ (см. табл. 2.7) для прямых зубьев, $HV \leq 350$, 9-й степени точности и $v = 0,816$ м/с.

Для зубьев шестерни

$$\sigma_{F1} = 4,13 \cdot 1,0 = 54,53 \text{ Н/мм}^2.$$

Для зубьев колеса

$$\sigma_{F2} = 3,60 \cdot 1,0 = 47,54 \text{ Н/мм}^2.$$

Так как $[\sigma_F]_1 = 236 \text{ Н/мм}^2$ и $[\sigma_F]_2 = 206 \text{ Н/мм}^2$, то изгибная выносливость зубьев обеспечена с большим запасом.

24. Силы, действующие в зацеплении [см. формулу (3.25)]:

а) $F_t = 3,43 \cdot 10^3 \text{ Н}$ – из п. 20, окружная сила;

б) осевая сила на шестерне равна радиальной силе на колесе:

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 = 3,43 \cdot 0,364 \cdot 0,271 = 0,34 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

в) радиальная сила на шестерне равна осевой силе на колесе [см. формулу (3.26)]:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = 3,43 \cdot 10^3 \cdot 0,364 \cdot 0,963 = 1,20 \cdot 10^3 \text{ Н};$$
$$\alpha = 20^\circ; \operatorname{tg} \alpha = 0,364.$$

25. Проверка прочности при кратковременных перегрузках выполняется по пп. 17, 18 разд. 2:

а) по контактными напряжениям (проверка на контактную прочность)

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H = 394 \approx 557 \text{ Н/мм}^2 \leq [\sigma_H]_{\max} = 896 \text{ Н/мм}^2;$$

б) по изгибным напряжениям (проверка на изгибную прочность)

$$\sigma_{F1\max} = \sigma_{F1} K_{\Pi} = 54,53 \cdot 2 = 109,06 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_F]_{1\max};$$

$$\sigma_{F2 \max} = \sigma_{F2} K_{\Pi} = 47,54 \cdot 2 = 95,08 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_F]_{2 \max},$$

где $[\sigma_F]_{1 \max}$ и $[\sigma_F]_{2 \max}$ определяются по формуле (2.50):

$$[\sigma_F]_{1 \max} = 854 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma_F]_{2 \max} = 743 \text{ Н/мм}^2;$$

K_{Π} – коэффициент перегрузки, который для серийных электрических двигателей можно принять равным 2.

26. Определение остальных геометрических параметров колеса:

– внешний делительный диаметр колеса [см. формулу (3.27)]

$$d_{e2} = z_2 m_{te} = 64 \cdot 6,7 = 428,80 \text{ мм};$$

– внешняя высота головки зубьев [см. формулу (3.28)]

$$h_{ae1} = h_{ae2} = m_{te} = 6,70 \text{ мм};$$

– внешняя высота ножки зубьев [см. формулу (3.29)]

$$h_{fe1} = h_{fe2} = 1,2 m_{te} = 1,2 \cdot 6,70 = 8,04 \text{ мм};$$

– угол головки зубьев [см. формулу (3.30)]

$$\theta_{a1} = \theta_{a2} = \arctg = 1^{\circ}44'15'';$$

– угол ножки зубьев [см. формулу (3.31)]

$$\theta_{f1} = \theta_{f2} = \arctg = 2^{\circ}04'48'';$$

– угол конуса вершин зубьев [см. формулы (3.32), (3.33)]:
шестерни

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1} = 15^{\circ}39'04'' + 1^{\circ}44'15'' = 17^{\circ}23'19'';$$

колеса

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2} = 74^\circ 20' 56'' + 1^\circ 44' 15'' = 76^\circ 04' 11'';$$

– угол делительного конуса колеса

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 15^\circ 99' 04'' = 74^\circ 20' 56'';$$

– угол конуса впадин [см. формулы (3.34), (3.35)]:
шестерни

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} = 15^\circ 39' 04'' - 2^\circ 04' 48'' = 13^\circ 34' 16'';$$

колеса

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} = 74^\circ 20' 56'' - 2^\circ 04' 48'' = 72^\circ 16' 08'';$$

– внешний диаметр вершин зубьев [см. формулы (3.36), (3.37)]:
шестерни

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 h_{ae} \cos \delta_1 = 120 + 2 \cdot 6,7 \cdot 0,963 = 132,90 \text{ мм};$$

колеса

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 h_{ae} \cos \delta_2 = 428,80 + 2 \cdot 6,7 \cdot 0,27 = 432,42 \text{ мм};$$

– расстояние от вершин делительных конусов до плоскости внешней окружности вершин зубьев [см. формулы (3.38), (3.39)]:
шестерни

$$B_1 = - h_{ae} \sin \delta_1 = - 6,7 \cdot 0,271 = 212,58 \text{ мм};$$

колеса

$$B_2 = - h_{ae} \sin \delta_2 = - 6,7 \cdot 0,963 = 53,55 \text{ мм}.$$

В табл. 3.2 приведены основные геометрические параметры передачи.

Таблица 3.2

Основные геометрические параметры передачи

Параметр	Шестерня	Колесо
Внешнее конусное расстояние R_e , мм	221,40	221,40

Ширина зубчатого венца B , мм	62,00	62,00
Внешний делительный диаметр $d_{e1,2}$, мм	120,00	428,80
Угол делительного конуса $\delta_{1,2}$	15°39'04"	74°20'56"
Угол конуса вершин зубьев $\delta_{a1,2}$	17°23'19"	76°04'11"
Угол конуса впадин зубьев $\delta_{f1,2}$	13°34'16"	72°16'08"
Внешний диаметр вершин зубьев $d_{ae1,2}$, мм	132,90	432,42
Расстояние от вершины делительных конусов до плоскости внешней окружности вершин зубьев $B_{1,2}$, мм	212,58	53,55

Расчет для передач с круговыми зубьями выполняется аналогично.

4. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

В курсовом проекте по деталям машин предусматривается проектирование червячных передач, входящих в привод конвейеров и других машин и отличающихся большими передаточными числами (степенью замедления).

В данном пособии рассматривается последовательность расчета червячных передач с углом перекрещивания осей червяка и червячного колеса 90° , с цилиндрическим архимедовым (ЗА) червяком, который в осевом сечении витка имеет прямолинейный профиль с углом наклона к плоскости, перпендикулярной оси червяка (осевой угол профиля), $\alpha = 20^\circ$.

Расчет предусматривает определение основных размеров червячной пары по допускаемым контактным напряжениям. Расчет на изгибную выносливость зубьев колеса, а также расчеты на контактную и изгибную прочность при кратковременных («пиковых») перегрузках передачи осуществляются как проверочные.

4.1. Последовательность расчета червячных передач

Исходные данные:

- вращающий момент на колесе T_2 , Н·мм;
- частота вращения червяка n_1 , об/мин;
- передаточное число u ;
- условия работы передачи: диаграмма изменения нагрузки (см. рис. 2.2), желательная долговечность передачи.

1. Выбор числа заходов червяка z_1 . ГОСТ 2144–74 допускает выбор числа заходов из значений $z_1 = 1, 2, 4$. Наивысший КПД передачи при равных условиях обеспечивается при $z_1 = 4$. Это значение и рекомендуется выбирать для силовых червячных передач при передаточных числах $u = 8 \dots 30$. При $u = 30 \dots 60$ рекомендуется принять $z_1 = 2$, при $u > 60$ $z_1 = 1$.

При числе заходов червяка $z_1 = 1; 2$ габариты передачи оказываются несколько меньшими, чем при $z_1 = 4$, но одновременно с этим падает КПД. Поэтому такие червяки применяются обычно для маломощных или редко работающих передач, для которых снижение КПД не играет существенной роли, а также для кинематических передач (указатели угла поворота, делительные устройства и т. д.), в которых однозаходные червяки обеспечивают повышенную по сравнению с многозаходными точность установки. Однозаходные червяки применяются и в тех передачах, в которых надо обеспечить самоторможение.

2. Определение числа зубьев колеса z_2 осуществляется по формуле

$$z_2 = z_1 u. \quad (4.1)$$

Наименьшее число зубьев колеса, при котором не подрезаются зубья при нарезке (для профильного угла $\alpha = 20^\circ$ и высоты головки, равной модулю), $z_2 = 27$. Таким образом, даже при наименьшем передаточном числе $u = 8$, допускаемом ГОСТ 2144–76, подрезания зубьев при $z_1 = 4$ не будет.

3. Выбор коэффициента диаметра червяка q осуществляют по графикам (рис. 4.1) таким образом, чтобы коэффициент деформации червяка θ удовлетворял условию

$$\theta \geq 1,2 z_2. \quad (4.2)$$

При этом следует руководствоваться стандартными значениями q по ГОСТ 19672–74 (табл. 4.1).

Таблица 4.1

Значения q по ГОСТ 19672–74

1-й (предпочтительный) ряд	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0
2-й ряд	7,1; 9,0; 11,2; 14,0; 18,0; 22,4

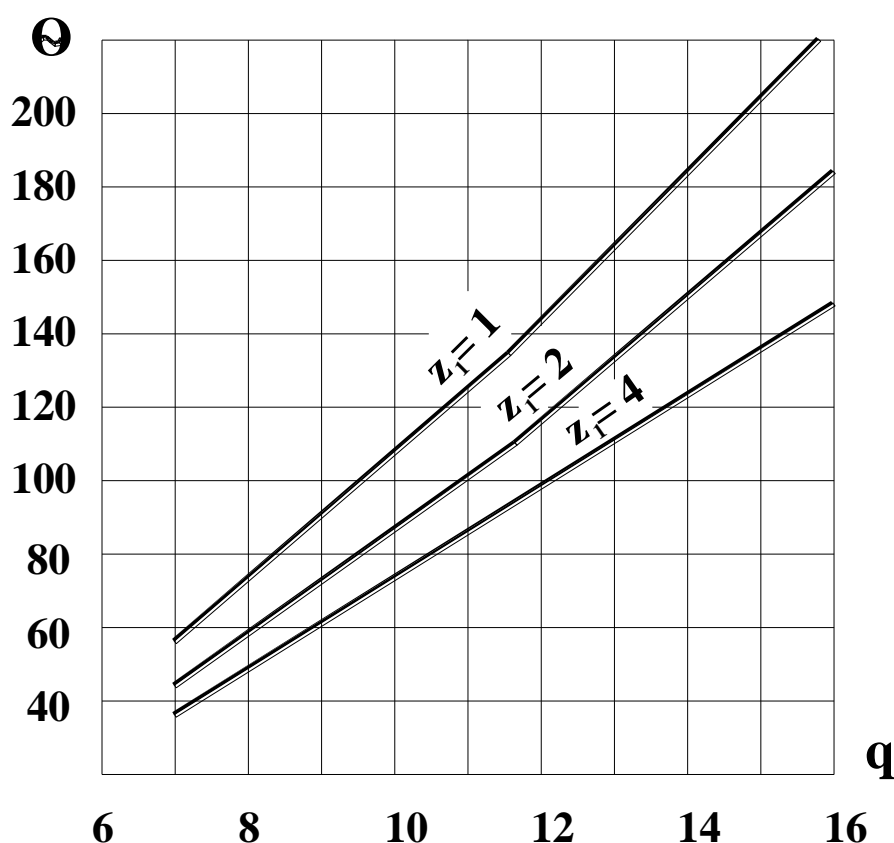


Рис. 4.1. Зависимость коэффициента деформации θ от коэффициента диаметра червяка q и числа заходов z_1

4. Выбор материала червяка. Червяки изготавливают из качественных углеродистых сталей марок 45, 50, 50Г (ГОСТ 1050–74) и легированных сталей марок 40ХН, 50ХН, 40ХНВА, 35ХМ (ГОСТ 4543–71). После предварительной термообработки заготовки осуществляется механическая обработка, в том числе и нарезка витков. Окончательная термообработка – поверхностная закалка с нагревом ТВЧ, при этом обеспечивается твердость рабочей поверхности витков $HRC \geq 45$.

Изготавливают червяки также из цементируемых сталей марок 15Х, 15ХА, 12ХН2А, 12ХН3А (ГОСТ 4543–71). После нарезки, цементации и закалки достигается твердость рабочей поверхности $HRC \geq 55$.

Чистовая обточка в настоящее время обеспечивает шероховатость не ниже $R_z = 0,63$ мкм, что достаточно для выполнения червячных передач 6-го класса точности.

Термообработка в нейтральной среде существенно не снижает качества рабочей поверхности, так что окончательной механической обработкой являются зачистка и полирование.

Червяки с твердостью рабочей поверхности $HRC < 45$ для силовых передач в настоящее время не применяются.

5. Выбор материала червячного колеса. На рис. 4.2 изображена номограмма, позволяющая выбрать материал червячного колеса, определив при этом ориентировочную скорость скольжения в зацеплении (последовательность действий показана в «ключе» в верхнем левом квадранте номограммы, пример – в нижнем правом). При низких скоростях скольжения ($v_{ск} < 2$ м/с) колесо изготавливают из чугуна (низкая стоимость, но плохая приработка и повышенное трение); при $v_{ск} < 8 \dots 10$ м/с рекомендуется применять сравнительно недорогие безоловянные бронзы (БрАЖ9-4Л, БрАЖН10-4-4Л и т. д.); при больших скоростях – оловянные бронзы (БрОФ10-1, БрОНФ, БрОЦС6-6-3 и т. д.), имеющие малое трение и несклонные к заеданию.

6. Определение допускаемых контактных напряжений. По номограмме (см. рис. 4.2) для выбранного материала зубчатого венца червячного колеса и ориентировочной скорости скольжения можно сразу определить допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$ для чугунов (СЧ10, СЧ15) и безоловянных бронз.

Для оловянных бронз $[\sigma_H]$ зависит от требуемой долговечности передачи:

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]' K_{HL}, \quad (4.3)$$

где $[\sigma_H]'$ – основное допускаемое контактное напряжение (при базовом числе циклов нагружения 10^7); K_{HL} – коэффициент контактной долговечности,

здесь N_{HE} – эквивалентное число циклов нагружения,

$$N_{HE} = N_{\Sigma} \Sigma b_i;$$

N_{Σ} – суммарное число циклов нагружения,

$$N_{\Sigma} = \Gamma \cdot 300 \text{ См} \cdot 8 \cdot 60 n_2$$

(Γ – число лет работы передачи; 300 – число рабочих дней в году; См – число рабочих смен в сутки; n_2 – частота вращения червячного колеса, об/мин); Σb_i – коэффициент, учитывающий характер изменения нагрузки, – см. рис. 4.1 (a и b – десятичные безразмерные величины).

При любых значениях N_{HE} коэффициент контактной долговечности должен находиться в пределах $0,67 \leq K_{HL} \leq 1,15$.

7. Определение допускаемых напряжений изгиба. В табл. 4.2 приведены основные допускаемые изгибные напряжения при отнулевом цикле нагружения (для нереверсивных передач) $[\sigma]'$ и при симметричном цикле нагружения (для реверсивных передач) $[\sigma]'$, которые обеспечивают выносливость зубьев при базовом числе циклов нагружения, равном 10^6 . Определение допускаемых изгибных напряжений при другом числе циклов нагружения осуществляется по формулам

$$[\sigma] = [\sigma]' K_{FL}; \quad (4.4)$$

$$[\sigma] = [\sigma]' K_{FL},$$

где – коэффициент изгибной долговечности,
здесь

$$N_{FE} = N_{\Sigma} \Sigma b_i \text{ (см. п. 6).}$$

При любых значениях N_{FE} коэффициент изгибной долговечности должен находиться в пределах $0,54 \leq K_{FL} \leq 1,00$.

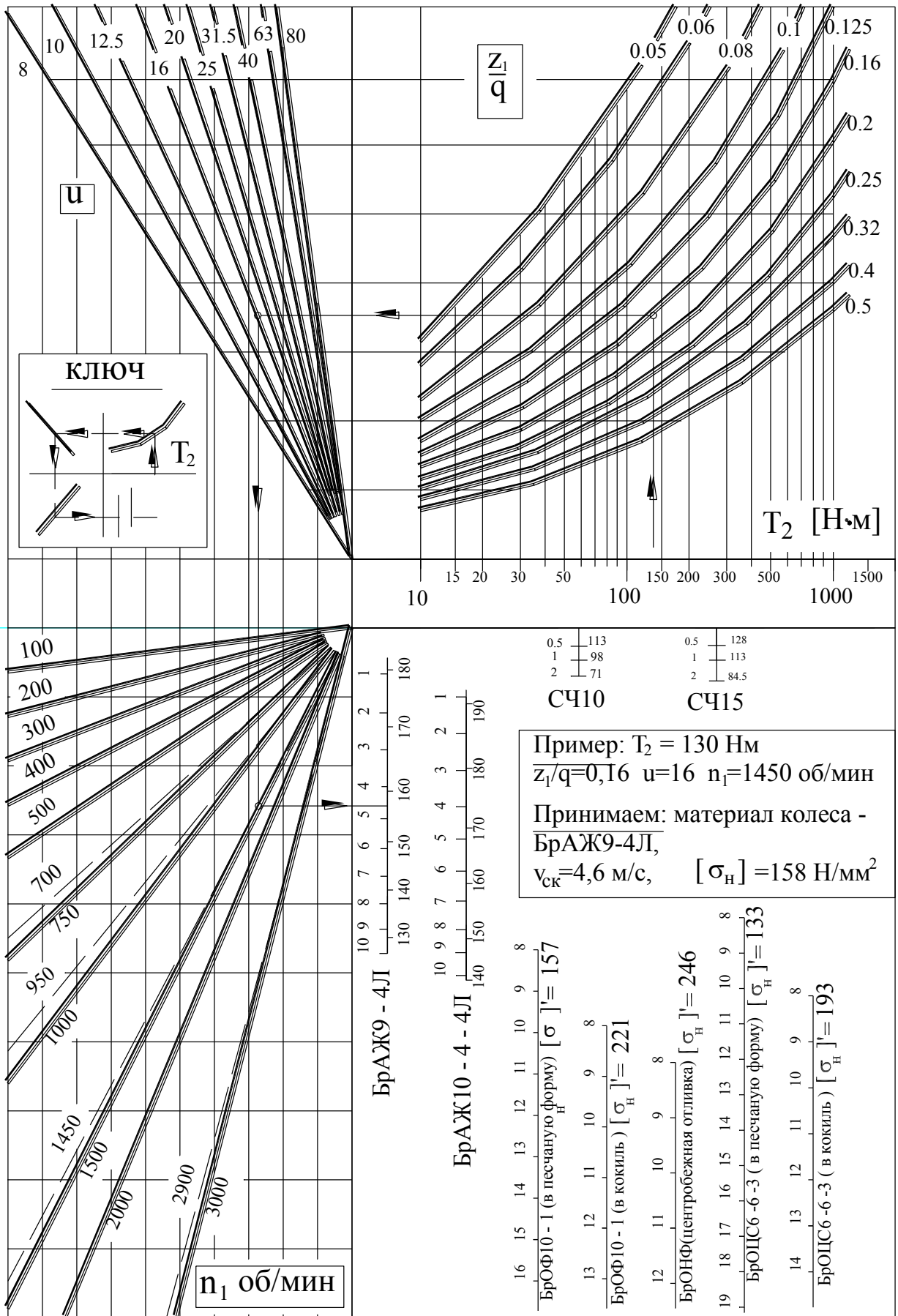


Рис. 4.2. Номограмма для выбора материала червячного колеса

Значения $[\sigma]'$, $[\sigma]'$ и σ_T для материалов червячных венцов, Н/мм²

Марка металла	Способ литья	$[\sigma]'$	$[\sigma]'$	σ_B/σ_T
БрОФ10-1	В песчаную форму	49	35	200 / 120
	В кокиль	71	51	255 / 147
БрОНФ	Центробежный	80	56	290 / 170
БрОЦС6-6-3	В песчаную форму	45	32	110 / 200
	В кокиль	53	38	120 / 220
БрАЖ9-4Л	В песчаную форму	98	75	196 / 392
	В кокиль	108	83	236 / 490
БрАЖН10-4-4Л	В кокиль	130	98	590 / 275
СЧ10	Любой	41	25	118 / –
СЧ15	Любой	47	29	147 / –

8. Определение допускаемых напряжений для проверки прочности зубьев червячных колес при кратковременных («пиковых») перегрузках:

– контактные $[\sigma_H]_{\max}$: для оловянных бронз – $4\sigma_T$, для безоловянных – $2\sigma_T$, для чугунов – $260 \dots 300$ Н/мм²;

– изгибные $[\sigma_F]_{\max}$: для всех марок бронз – $0,8 \sigma_T$; для чугунов – $0,6 \sigma_B$.

9. Выбор степени точности изготовления червячных передач. Из 12 степеней точности, устанавливаемых ГОСТ 3675–76, в практике применяются только 4: 9-я – для $v_{\text{ск}} \leq 1$ м/с; 8-я – для $v_{\text{ск}} 7,5$ м/с; 7-я – для $v_{\text{ск}} = 1,5 \dots 12$ м/с; 6-я – для $v_{\text{ск}} = 3 \dots 25$ м/с. Наиболее употребительными являются 7-я и 6-я степени точности.

10. Определение коэффициента нагрузки:

$$K_H = K_\beta K_v. \quad (4.5)$$

Коэффициент K_β , учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, определяется характером изменения нагрузки и деформацией червяка:

$$K_\beta = 1 + \theta, \quad (4.6)$$

где θ – коэффициент деформации червяка, определяется по графикам в зависимости от q и z_1 (см. рис. 4.1); x – коэффициент, определяемый характером изменения нагрузки за время эксплуатации передачи, $x = \sum a_i b_i$ (см. рис. 2.2).

При строго постоянной нагрузке $x = 1$ и $K_\beta = 1$ за счет полной приработки сопряженных поверхностей витков червяка и зубьев червячного колеса; K_v – коэффициент динамичности нагрузки, зависит от точности изготовления передачи и скорости скольжения (табл. 4.3).

Таблица 4.3

Коэффициент динамичности нагрузки

Степень точности	Коэффициент динамичности при $v_{ск}$, м/с					
	До 1,5	1,5...3	3...7,5	7,5...12	12...16	16...25
6-я	–	–	1,0	1,1	1,3	1,5
7-я	1,00	1,00	1,1	1,2	–	–
8-я	1,15	1,25	1,4	–	–	–
9-я	1,25	–	–	–	–	–

11. Определение межосевого расстояния (мм) в передаче по допускаемым контактным напряжениям:

$$. \quad (4.7)$$

12. Определение модуля зацепления, мм:

$$m = . \quad (4.8)$$

По найденной величине из табл. 4.4 следует выбрать *ближайшее большее* стандартное значение модуля.

Таблица 4.4

Значения модуля в червячных передачах по ГОСТ 19672–74, мм

1-й (предпочтительный) ряд	2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0
2-й ряд	3,0; 3,5; 6,0; 7,0; 12,0

Во всех дальнейших расчетах следует принимать только выбранный стандартный модуль.

13. Уточнение межосевого расстояния в соответствии со стандартным модулем:

$$(4.9)$$

Желательно, чтобы найденное значение a_w совпадало с одним из стандартных, приведенных в табл. 4.5.

Таблица 4.5

Значения межосевых расстояний в червячных передачах по ГОСТ 2144–76, мм

1-й (предпочтительный) ряд	40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500
2-й ряд	140; 180; 225; 280; 355; 450

В учебных проектах допускается также совпадение a_w с одним из размеров ряда Ra 40 по ГОСТ 6636–69: 105, 110, 120, 130, 150, 170, 190, 210, 220, 240, 260, 300, 320, 340, 360, 380, 420, 480.

Если при выбранных стандартных значениях a_w , q и t выполняется равенство (4.9), то эти параметры можно считать окончательными и смещения инструмента при нарезке зубьев червячного колеса не требуется.

В случае, если равенство не выполняется, можно достичь необходимого совпадения изменением числа зубьев колеса (выразив z_2 из формулы (4.9)), но так, чтобы передаточное число в передаче отклонялось от исходного не более чем на 5 %. Если и этот способ не обеспечивает *полного* совпадения, прибегают к нарезке колеса со смещением инструмента.

Коэффициент смещения находят по формуле

$$(4.10)$$

где a_w – стандартное межосевое расстояние.

Коэффициент смещения следует ограничить пределами $-1 \leq x \leq 1$.

14. Определение основных геометрических параметров передачи:

а) делительные диаметры:

червяка

$$d_1 = qm; \quad (4.11)$$

колеса

$$d_2 = z_2 m; \quad (4.12)$$

б) начальные диаметры:
червяка

$$d_{w1} = d_1 + 2xm; \quad (4.13)$$

колеса

$$d_{w2} = d_2. \quad (4.14)$$

Сразу же следует сделать проверку:

$$. \quad (4.15)$$

Совпадение с принятым стандартным a_w будет свидетельствовать о правильности вычислений;

в) диаметры вершин:
витков червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2m; \quad (4.16)$$

зубьев колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m + 2xm; \quad (4.17)$$

г) диаметры впадин:
витков червяка

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m; \quad (4.18)$$

зубьев колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m + 2xm. \quad (4.19)$$

Примечания: 1. При нарезке колеса без смещения инструмента $x = 0$.
2. Все диаметры в п. 14, а–г определяются с точностью до 0,01 мм;

д) наибольший диаметр колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + 6m/(z_1 + 2); \quad (4.20)$$

е) длина нарезанной части червяка

$$b_1 \geq (10 + 5,5/x/ + 0,09z_2) m + (70 + 60x) m/z_2. \quad (4.21)$$

Для фрезеруемых и шлифуемых червяков величину b_1 следует увеличить на 25 мм при $m \leq 10$ мм и на 35...40 мм при $m > 10$ мм;

ж) ширина венца червячного колеса:

при $z_1 = 1; 2$

$$b_2 = 0,75 d_{a1}; \quad (4.22)$$

при $z_1 = 4$

$$b_2 = 0,67d_{a1}. \quad (4.23)$$

Примечание. Размеры в п. 14, д–ж достаточно определять с точностью до 1 мм.

На рис. 4.3 показаны все размеры передачи, определенные выше;

з) угол подъема витка:

делительный

$$\operatorname{tg} \gamma = ; \quad (4.24)$$

начальный

$$\operatorname{tg} \gamma_w = . \quad (4.25)$$

Рис. 4.3. Схема червячной передачи с указанием характерных размеров

15. Уточнение скорости скольжения:

$$. \quad (4.26)$$

В случае применения чугунов и безоловянных бронз по уточненному значению $v_{ск}$ следует откорректировать по номограмме (см. рис. 4.2 – нижний правый квадрант) допускаемое контактное напряжение.

16. Определение действующих контактных напряжений (Н/мм²) и оценка работоспособности передачи по контактным напряжениям:

$$. \quad (4.27)$$

Если $\sigma_{\text{H}} \leq 0,05 \sigma_{\text{Hlim}}$ или $\sigma_{\text{H}} \leq 0,05 \sigma_{\text{Hlim}}$, но не более чем на 5 %, работоспособность по контактным напряжениям обеспечена. Если $\sigma_{\text{H}} > 0,05 \sigma_{\text{Hlim}}$ более чем на 5 %, работоспособность передачи по контактным напряжениям не обеспечивается.

Возможные пути выхода из затруднений:

1) замена материала венца на более работоспособный; при таком решении требуется новый расчет допускаемого контактного напряжения (пп. 5 и 6);

2) увеличение межосевого расстояния либо за счет допускаемого увеличения z_2 , либо за счет выбора ближайшего большего значения модуля; при таком варианте расчеты, начиная с п. 12, необходимо повторить.

17. Определение КПД червячной передачи. С учетом потерь на разбрызгивание масла выражение для КПД имеет вид

$$\eta = \frac{1 - \rho'}{1 + \rho'} \quad (4.28)$$

где ρ' – приведенный угол трения в червячном зацеплении,

$$\rho' = \arctg f',$$

здесь f' – приведенный коэффициент трения в зацеплении, определяется в зависимости от $v_{\text{ск}}$ по графикам (рис. 4.4).

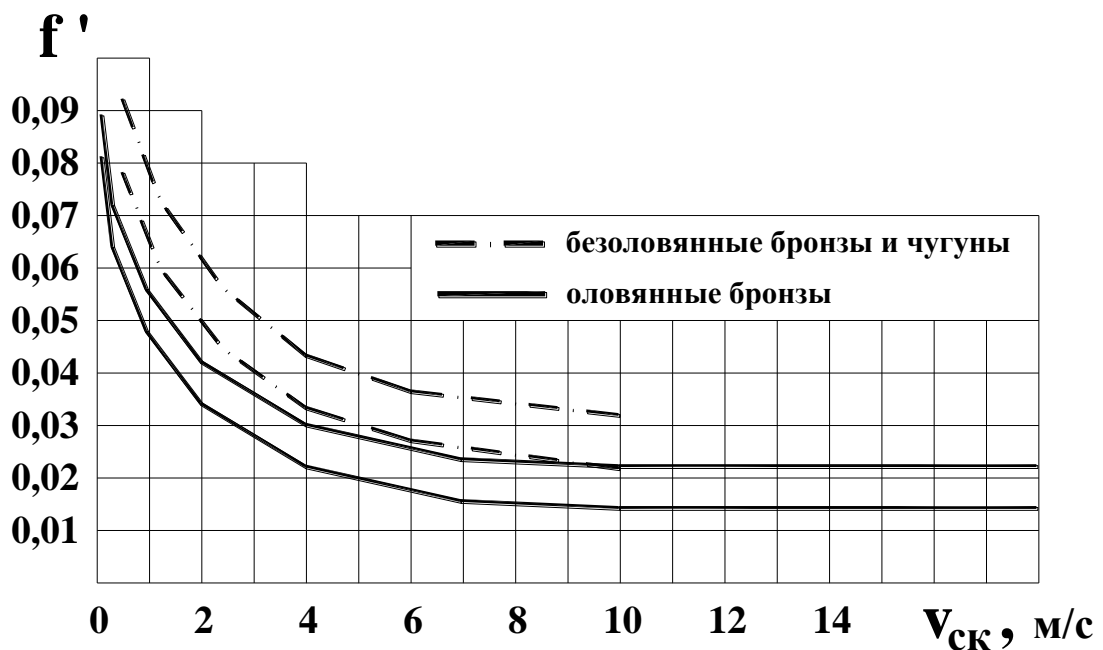


Рис. 4.4. Зависимость приведенного коэффициента трения f' от скорости скольжения $v_{\text{ск}}$ для червяка $\text{HRC} \geq 45$ и $Ra = 0,32 \dots 0,63$ мкм

Множитель (0,97...0,98) учитывает потери на разбрызгивание смазки. При этом следует определить вероятные значения $\eta_{ч.п}$ для крайних значений f' , задаваемых графиками.

18. Определение сил, действующих в зацеплении:
окружной (на колесе)

$$; \quad (4.29)$$

окружной (на червяке)

$$; \quad (4.30)$$

радиальной (на червяке и колесе)

$$, \quad (4.31)$$

где F_{t1} и F_{a1} – окружная и осевая силы на червяке; F_{t2} и F_{a2} – окружная и осевая силы на колесе; F_r – радиальная сила на червяке и колесе; T_2 – вращающий момент на колесе; T_1 – вращающий момент на червяке,

здесь $\eta_{1,2} = \eta_{ч.п} \eta_{п.к}$ ($\eta_{п.к}$ – КПД пары подшипников качения, в которых вращается червяк, $\eta_{п.к} \approx 0,99$; α – профильный угол червяка, ($\alpha = 20^\circ$).

19. Проверка изгибной выносливости зубьев колеса:

$$, \quad (4.32)$$

где σ_F – действующее, $[\sigma_F]$ – допускаемое значения изгибных напряжений, Н/мм²; Y_F – коэффициент формы зубьев (табл. 4.6) для эквивалентного колеса, число зубьев на котором определяется по формуле

$$. \quad (4.33)$$

Таблица 4.6

Коэффициент формы зубьев для червячных колес

z_{v2}	28	30	35	40	45	50	65	80	100	150
Y_F	2,43	2,41	2,32	2,27	2,22	2,19	2,12	2,09	2,08	2,04

20. Определение допустимой кратности кратковременной перегрузки передачи:

а) по контактными напряжениям

$$; \quad (4.34)$$

б) по изгибным напряжениям

$$. \quad (4.35)$$

Окончательной допустимой кратностью кратковременной перегрузки будет наименьшее из найденных в пп. а) и б) значений.

4.2. Пример расчета

Исходные данные:

– $T_2 = 4,7 \cdot 10^5$ Н·мм;

– $n_1 = 2910$ об/мин;

– $u = 12,5$;

– колебания нагрузки умеренные, срок службы – 8 лет при двухсменной работе.

Диаграмма изменения вращающего момента (см. рис. 2.2) принята со следующими значениями коэффициентов: $a_1 = 1,0$; $a_2 = 0,7$; $a_3 = 0,2$; $b_1 = 0,2$; $b_2 = 0,3$; $b_3 = 0,5$.

1. Число заходов червяка. Принимаем $z_1 = 4$.

2. Число зубьев на колесе [см. формулу (4.1)]

$$z_2 = z_1 u = 4 \cdot 12,5 = 50.$$

3. Коэффициент диаметра червяка q . По условию (4.2)

$$\theta \geq 1,2 z_2 = 1,2 \cdot 50 = 60.$$

Из графика (см. рис. 4.1) находим, что этому условию удовлетворяет стандартное по табл. 4.1 $q = 10$ ($\theta = 69$).

4. Материал червяка. Принимаем: закаленная сталь, твердость HRC > 45, обработка – шлифование, шероховатость $R_z = 0,63$ мкм.

5. Материал червячного колеса (см. рис. 4.2) – бронза БрОФ10-1 (в песчаную форму). Ориентировочная скорость скольжения $v_{ск} = 9,4$ м/с. Основное допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]' = 157$ Н/мм².

6. Допускаемые контактные напряжения:

$$N_{\Sigma} = \Gamma \cdot 300 C_M \cdot 8 \cdot 60 \quad n_2 = 8 \cdot 300 \cdot 2 \cdot 8 \cdot 60 = 5,37 \cdot 10^8 \text{ циклов};$$

$$N_{HE} = N_{\Sigma} \sum ab_i = 5,37 \cdot 10^8 (1^4 \cdot 0,2 + 0,7^4 \cdot 0,3 + 0,2^4 \cdot 0,5) = 1,79 \cdot 10^8;$$

$$K_{HL} = .$$

Тогда, согласно формуле (4.3),

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]' K_{HL} = 157 \cdot 0,672 = 108 \text{ Н/мм}^2.$$

7. Допускаемые напряжения изгиба:

$$N_{FE} = N_{\Sigma} \sum ab_i = 5,37 \cdot 10^8 (1^9 \cdot 0,2 + 0,7^9 \cdot 0,3 + 0,2^9 \cdot 0,5) = 1,34 \cdot 10^8;$$

$$K_{FL} = .$$

Находим по формуле (4.4)

$$[\sigma] = [\sigma]' K_{FL} = 49 \cdot 0,623 = 30,8 \text{ Н/мм}^2 \text{ – для нереверсивной передачи.}$$

8. Допускаемые напряжения для проверки зубьев на прочность при кратковременной перегрузке передачи:

– контактные $[\sigma_H]_{\max} = 4\sigma_T = 4 \cdot 120 = 480 \text{ Н/мм}^2$;

– изгибные $[\sigma_F]_{\max} = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 120 = 96 \text{ Н/мм}^2$;

– $\sigma_T = 120 \text{ Н/мм}^2$ – из табл. 4.2.

9. Степень точности изготовления передачи. В соответствии с рекомендациями принимаем для скорости $v_{\text{ск}} = 9,4 \text{ м/с}$ 6-ю степень точности изготовления передачи.

10. Коэффициент нагрузки [см. формулу (4.5)]

$$K_H = K_{\beta} K_v = 1,23 \cdot 1,1 = 1,35;$$

$$K_{\beta} = 1 + = 1,23.$$

Для $v_{\text{ск}} = 9,4 \text{ м/с}$ $K_v = 1,1$.

11. Межосевое расстояние в передаче [см. формулу (4.7)]

$$a_w = 192 \text{ мм.}$$

12. Модуль зацепления [см. формулу (4.8)]

$$m = 6,33 \text{ мм.}$$

Ближайший стандартный модуль из табл. 4.4 $m = 6,30 \text{ мм}$.

13. Межосевое расстояние для принятого модуля [см. формулу (4.9)]

$$a_w = 189,00 \text{ мм}$$

Не совпадает ни с одним стандартным размером; ближайшее большее из 1-го ряда табл. 4.5 значение $a_w = 200,00$ мм.

Примем $z_2 = 52$. В этом случае передаточное число

$$u = = 13,0.$$

Отклонение от исходного $100 \% = 4 \%$ допустимо.

При $z_2 = 52$ делительное межосевое расстояние

$$a_w = = 195,30 \text{ мм.}$$

Теперь следует прибегнуть к смещению инструмента при нарезке колеса. Коэффициент смещения [см. формулу (4.10)]

$$x = .$$

14. Основные геометрические параметры передачи:

а) делительные диаметры [см. формулы (4.11), (4.12)]:

– червяка

$$d_1 = qm = 10 \cdot 6,30 = 63,00 \text{ мм;}$$

– колеса

$$d_2 = z_2m = 52 \cdot 6,30 = 327,60 \text{ мм;}$$

б) начальные диаметры [см. формулы (4.13), (4.14)]:

– червяка

$$d_{w1} = d_1 + 2xm = 63 + 2xm = 63,00 + 2 \cdot 0,746 \cdot 6,30 = 72,4 \text{ мм;}$$

– колеса

$$d_{w2} = d_2 = 327,60 \text{ мм.}$$

Проверка [см. формулу (4.15)]:

$$a_w = = 200,00 \text{ мм;}$$

в) диаметры вершин [см. формулы (4.16), (4.17)]:

– витков червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 63,00 + 2 \cdot 6,30 = 75,60 \text{ мм;}$$

– зубьев колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m + 2xm = 327,60 + 2 \cdot 6,30 + 2 \cdot 0,746 \cdot 6,30 = 348,60 \text{ мм;}$$

г) диаметры впадин [см. формулы (4.18), (4.19)]:

– витков червяка

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 63,00 - 2,4 - 6,30 = 47,88 \text{ мм};$$

– зубьев колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m + 2xm = 327,60 - 2,4 \cdot 6,30 + 2 \cdot 0,746 \cdot 6,30 = 321,88 \text{ мм};$$

д) наибольший диаметр колеса [см. формулу (4.20)]

$$d_{am2} \leq d_{a2} + 6m/(z_1 + 2) = 348,60 + 6,30 = 354,90 \text{ мм}.$$

Примем $d_{am2} = 354,0 \text{ мм}$;

е) длина нарезанной части червяка [см. формулу (4.21)]:

$$b_1 \geq (10 + 5,5|x| + 0,09z_2) m + (70 + 60x) m/z_2 = \\ = (10 + 5,5 \cdot 0,746 + 0,09 \cdot 52) 6,3 + (70 + 60 \cdot 0,746) 6,3/52 = 132,3 \text{ мм}.$$

При $m = 6,3 \text{ мм}$ требуется b_1 увеличить на 25 мм. Окончательно $b_1 = 160 \text{ мм}$;

ж) ширина венца колеса [см. формулу (4.23)]:

$$b_2 \leq 0,67d_{a1} = 0,67 \cdot 75,60 = 50,7 \text{ мм}.$$

Примем $b_2 = 50,0 \text{ мм}$;

з) угол подъема витка [см. формулы (4.24), (4.25)]:

– делительный

$$\text{tg } \gamma = 0,40000;$$

– начальный

$$\text{tg } \gamma_w = 0,34807$$

$$(\gamma_w = 19^\circ 11' 30''; \cos \gamma_w = 0,94442).$$

15. Скорость скольжения [см. формулу (4.26)]:

$$v_{ск} = 9,5 \text{ м/с}.$$

16. Действующие контактные напряжения [см. формулу (4.27)]

$$= 107 \text{ Н/мм}^2,$$

что меньше $[\sigma_H] = 108 \text{ Н/мм}^2$. Следовательно, по контактной выносливости зубьев колеса работоспособность передачи обеспечена.

17. КПД червячной передачи [см. формулу (4.28)]

$$\eta_{ч.п} = (0,97 \dots 0,98) = 0,905 \dots 0,935.$$

Из графиков (см. рис. 4.4) для оловянных бронз при $v_{ск} = 11,7 \text{ м/с}$ $f' = 0,015 \dots 0,022$ и соответственно $\rho' = 0^\circ 51' 30'' \dots 1^\circ 15' 30''$;

$$\text{tg}(19^\circ 11' 30'' + 0^\circ 51' 30'') = 0,365;$$

$$\text{tg}(19^\circ 11' 30'' + 1^\circ 15' 30'') = 0,373.$$

Примем для дальнейших расчетов $\eta_{ч.п} = 0,91$.

18. Силы, действующие в зацеплении. Вращающий момент на червяке

$$T_1 = 4,06 \cdot 10^4 \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

где $\eta_{1,2} = \eta_{ч.п} \eta_{п.к} = 0,91 \cdot 0,99$ (здесь $\eta_{п.к} = 0,99$ – КПД подшипников качения, в которых вращается червяк).

Окружная сила на червяке, равная осевой на колесе [см. формулу (4.29)],

$$F_{t1} = F_{a2} = 1,26 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Окружная сила на колесе, равная осевой на червяке [см. формулу (4.30)],

$$F_{t2} = F_{a1} = 2,90 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Радиальная сила на червяке и колесе [см. формулу (4.31)]

$$F_{r=} = 1,21 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

19. Изгибная выносливость зубьев колеса [см. формулу (4.32)]

где $Y_F = 2,13$ для $z_2 = 62$; $[\sigma_F]^0 = 49 \text{ Н/мм}^2$ – см. п. 7. Следовательно, работоспособность передачи по изгибной выносливости зубьев колеса обеспечена с более чем четырехкратным запасом.

Число зубьев на эквивалентном прямозубом колесе [см. формулу (4.33)]:

$$z_{v2} = 62.$$

20. Допустимая кратность кратковременной перегрузки передачи:

а) по контактным напряжениям [см. формулу (4.34)]:

$$= 19,8;$$

б) по изгибным напряжениям [см. формулу (4.35)]

$$==13,5.$$

В этом примере кратковременная перегрузка ограничивается изгибной прочностью зубьев и максимальный («пиковый») момент в 13,5 раза больше номинального, что значительно превышает практические потребности.

5. РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Ременная передача отличается простотой конструкции и эксплуатации, плавностью и бесшумностью работы. В связи с этим она широко используется в приводах компрессоров, вентиляторов, детандеров, насосов, станков и т. п., обычно при мощностях до 50 кВт и передаточных числах не более шести.

Наибольшее распространение получили клиновые ремни, так как они имеют повышенную тяговую способность по сравнению с плоскими ремнями.

Целями расчета и конструирования клиноременной передачи являются выбор типоразмера ремня, определение диаметров ведущего и ведомого шкивов, межосевого расстояния, длины ремня, числа ремней и их долговечности, а также разработка конструкции шкивов.

Проектный расчет ременных передач производится для избежания преждевременного разрыва ремня, а также недопущения в процессе эксплуатации режима буксования.

Основным условием отсутствия буксования является выполнение неравенства $F_{тр} > F_t$, т. е. сила трения должна превышать силу тяги на ведущем шкиве. При соблюдении этого условия экспериментально получена величина $N_{рем}$ – мощность, передаваемая одним ремнем. При известной мощности, которую требуется передать N_1 , можно определить необходимое число ремней в передаче [формула (5.13)].

Так как одинаковые ремни передачи немного различаются длиной и размерами сечения (в пределах допуска на изготовление), они будут работать в передаче в различных условиях (при разном натяжении). Поэтому при определении числа ремней вводится коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ремням C_k [формула (5.14)].

При небольшом межосевом расстоянии (и соответственно малой длине ремней) в передаче уменьшается цикл изменения напряжения в ремнях, т. е. ремни чаще изгибаются и растягиваются. Это может привести к большему нагреву ремней и уменьшению тяговой способности (более раннему наступлению буксования). Снижение по этой причине мощности, передаваемой

одним ремнем, учитывается введением коэффициента длины ремня C_L [формула (5.12)].

Коэффициент динамичности нагрузки и режима работы C_p [формула (5.12)] показывает снижение передаваемой мощности N_1 из-за колебаний нагрузки в процессе работы.

При определении долговечности ремней [формула (5.19)] вводится коэффициент $C_{и}$, который учитывает различие величины напряжений изгиба на ведущем и ведомом шкивах.

При проектном расчете ременных передач ограничивают значения двух величин – скорости ремней v и частоты пробегов ν .

Ограничением скорости ремней v не допускают резкого увеличения центробежных сил в передаче, а условие $\nu < 10$ об/с (оборотов в секунду) предупреждает возможный перегрев ремней из-за увеличения частоты изменения напряжений.

5.1. Характеристики клиноременных передач

В клиноременной передаче тяговым органом служит прорезиненный ремень трапецеидального профиля. Ремень состоит из несущего слоя на основе материалов из химических волокон (кордовый шнур или кордовая ткань), оберточного тканевого слоя и слоя резины, вулканизированных в одно целое. Несущий слой располагается в продольном направлении. Для передач общего назначения применяют в основном кордотканевые ремни. Кордошнуровые ремни более эластичны, их применяют при малых диаметрах шкивов и больших частотах вращения. Промышленность выпускает клиновые кордотканевые приводные ремни нормального сечения семи типов (0, А, Б, В, Г, Д, Е), характеристики которых приведены в табл. 5.1. Основные размеры сечения клинового ремня показаны на рис. 5.1.

Таблица 5.1

Размеры клиновых ремней

Обозначение*	Размеры сечения, мм**			Площадь сечения, $S_{сеч}, \text{мм}^2$	Расчетная длина L_p , мм			Масса, кг/м
	c	H	b		минимальная	максимальная	базовая	

0 (Z)	8,5	6,0	10	47	400	2500	800	0,06
A(A)	11,0	8,0	13	81	560	4000	1700	0,10
Б (B)	14,0	11,0	17	138	800	6300	2240	0,18
В (C)	19,0	14,0	22	230	1800	10000	3750	0,30
Г (D)	27,0	20,0	32	476	3150	14000	6000	0,60
Д (E)	32,0	23,5	38	692	4500	18000	7100	0,90
Е	42,0	30,0	50	1172	6300	18000	8500	1,52

* В скобках даны обозначения ремней в международной системе.

** Размеры: c – ширина ремня по нейтральному слою; H – высота ремня; b – ширина ремня по его наружному диаметру.

Рис. 5.1. Основные размеры сечения клинового ремня

Клиновые ремни выпускают замкнутыми стандартной длины (см. табл. 5.1). За расчетную длину L_p принимают длину ремня на уровне нейтрального слоя. Значения расчетной стандартной длины ремней по нейтральному слою: 400, 425, 450, 475, 500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, 750, 800, 850, 900, 950, 1000, 1060, 1120, 1180, 1250, 1320, 1400, 1500, 1600, 1700, 1800, 1900, 2000, 2120, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800, 3000, 3150, 3350, 3500, 3750, 4000 мм. Далее значения длины получают умножением перечисленных выше на 10 – до 18000 мм включительно.

5.2. Последовательность расчета клиноременных передач

Исходные данные для расчета:

- мощность на ведущем шкиве N_1 ;
- частота вращения ведущего шкива n_1 ;
- передаточное отношение u ;
- условия работы передачи.

Остальные необходимые данные принимаются в процессе расчета.

1. Выбор типоразмера сечения ремня. На рис. 5.2 изображены графики для определения типоразмера сечения ремней в зависимости от желательного их количества в передаче. Малое число ремней снижает материалоемкость передачи, но при этом уменьшается и ее надежность (при разрыве одного из ремней), что важно при условии непрерывной работы машины. Если это условие не является первостепенным, то рекомендуется принимать небольшое число ремней в передаче – один или два (см. рис. 5.2, а).

Рис. 5.2. Графики для выбора типоразмера (сечения) ремня при числе ремней:
а – 1, 2; б – 3...5; в – 6...8

2. Определение диаметра меньшего шкива d_m , мм. В табл. 5.2 приведены минимальные и рекомендуемые диаметры меньшего шкива в зависимости от типоразмера ремня.

Выбор минимального диаметра приводит к уменьшению габаритов передачи, но при этом возрастает напряжение изгиба в ремне и снижается его долговечность, а также увеличивается нагрев ремня. По этим причинам рациональнее в качестве расчетного диаметра меньшего шкива принимать рекомендуемые значения из табл. 5.2.

Таблица 5.2

Размеры меньшего шкива

Размеры	Диаметры меньшего шкива (мм) для типоразмеров ремня						
	0	А	Б	В	Г	Д	Е
Минимальный	63	90	125	200	315	500	800
Рекомендуемые	71, 80, 90	100, 112, 125	140, 160, 180	224, 250, 280	355, 400, 450	560, 630, 710	900, 1000, 1120

3. Определение диаметра большего шкива d_b , мм:

$$d_b = d_m (1 - \xi) \text{ и (понижающая передача, } u > 1) \quad (5.1)$$

или

$$d_b = d_m (1 - \xi)/u \text{ (повышающая передача, } u < 1), \quad (5.2)$$

где ξ – относительное скольжение ремня, равное 0,01...0,02.

Полученный диаметр округляют до *ближайшего* стандартного значения: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 475, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600 мм.

Примечание: при $u > 1$ ведущий шкив меньший, ведомый – больший: $d_1 = d_m$, $d_2 = d_b$; при $u < 1$ – наоборот.

4. Определение линейной скорости ремня v , м/с:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60} \quad (5.3)$$

где d_1 – диаметр ведущего шкива, мм; n_1 – частота вращения ведущего шкива, об/мин.

Скорость клиновых ремней сечений 0, А, Б, В не должна превышать 25 м/с, а сечений Г, Д, Е – 30 м/с. Для снижения скорости требуется уменьшить диаметры шкивов (пересчитать с п. 2).

5. Расчет фактического передаточного отношения с учетом упругого скольжения:

$$i = \frac{d_2}{d_1} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{d_{10}}{d_1} \cdot \frac{d_2}{d_{20}} \quad (5.4)$$

где d_1 и d_2 – окончательно принятые стандартные диаметры шкивов, мм.

6. Определение отклонения фактического передаточного отношения от заданного:

$$\Delta i = \frac{i - i_{зад}}{i_{зад}} \cdot 100\% \quad (5.5)$$

Оно не должно превышать $\pm 5\%$.

7. Выбор межосевого расстояния. Обычно межосевое расстояние определяется при компоновке механизма или машины как расстояние между валами, которые необходимо соединить ременной передачей. Если условия компоновки допускают широкий диапазон межосевого расстояния, то для увеличения долговечности ремней его рекомендуется определять по формуле

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} \cdot p \quad (5.6)$$

где p – безразмерная величина, зависящая от фактического передаточного отношения:

u	1	2	3	4	5	6
p	1,5	1,2	1,0	0,95	0,9	0,85

Для промежуточных значений u величину p рассчитывают линейной интерполяцией.

При определении межосевого расстояния должно соблюдаться условие

$$a \geq H \quad (5.7)$$

где H – высота сечения ремня, мм (см. табл. 5.1).

8. Определение расчетной длины ремня L_p в зависимости от выбранного межосевого расстояния, мм:

$$L_p = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \quad (5.8)$$

Расчетную длину ремня округляют до *ближайшего* стандартного значения (подразд. 5.1) и вычисляют окончательное межосевое расстояние a , мм:

$$(5.9)$$

При этом следует проверить по табл. 5.1, находится ли выбранная длина ремня в существующем для данного сечения ремня диапазоне длин ().

9. Расчет угла обхвата меньшего шкива α_1 , град. Угол зависит от диаметров шкивов и межосевого расстояния:

$$(5.10)$$

Величина угла обхвата существенно влияет на тяговую способность ременной передачи. Если угол обхвата окажется меньше 120° , то необходимо увеличить межосевое расстояние.

10. Определение частоты пробегов ремня ν , об/с:

$$(5.11)$$

где ν – скорость ремня, м/с; L_p – расчетная стандартная длина ремня, мм.

Для клиновых ремней частота пробегов ремня должна составлять не более 10 об/с во избежание перегрева, а также снижения долговечности ремней. Если частота пробегов окажется больше 10 об/с, то нужно увеличить длину ремня или снизить его скорость, уменьшив диаметры шкивов.

11. Определение мощности, передаваемой одним ремнем в условиях эксплуатации:

$$(5.12)$$

где $N_{\text{рем}}$ – номинальная мощность, передаваемая одним ремнем в условиях типовой передачи (шкивы равных диаметров, длина ремня равна базовой, спокойная нагрузка, средний ресурс), кВт – табл. 5.3; C_α – коэффициент угла обхвата (табл. 5.4); C_L – коэффициент длины ремня,

здесь – базовая длина ремня – см. табл. 5.1; C_p – коэффициент динамичности нагрузки и режима работы (табл. 5.5).

Таблица 5.3

**Номинальная мощность,
передаваемая одним клиновым ремнем в типовых условиях**

Типо- размер ремня	Диаметр меньшего шкива, d_M , мм	Переда- точное отно- шение u	Мощность, передаваемая одним ремнем $N_{рем}$, кВт при частоте вращения меньшего шкива, об/мин					
			200	400	700	950	1450	2800
0	63	< 1	0,09	0,17	0,27	0,34	0,48	0,78
		1 ... 3	0,10	0,19	0,29	0,38	0,53	0,86
		≥ 3	0,11	0,19	0,30	0,39	0,54	0,88
	71	< 1	0,11	0,20	0,33	0,42	0,59	0,98
		1 ... 3	0,13	0,23	0,36	0,46	0,66	1,08
		≥ 3	0,13	0,23	0,37	0,48	0,68	1,11
	80	< 1	0,14	0,25	0,40	0,51	0,72	1,20
		1 ... 3	0,15	0,27	0,44	0,56	0,80	1,32
		≥ 3	0,15	0,28	0,45	0,58	0,82	1,36
	90	< 1	0,16	0,29	0,47	0,61	0,86	1,43
		1 ... 3	0,18	0,32	0,52	0,67	0,96	1,58
		≥ 3	0,18	0,33	0,54	0,69	0,99	1,63
А	90	< 1	0,22	0,39	0,61	0,77	1,07	1,64
		1 ... 3	0,24	0,43	0,67	0,85	1,18	1,82
		≥ 3	0,25	0,44	0,69	0,88	1,21	1,87
	100	< 1	0,26	0,47	0,74	0,95	1,32	2,05
		1 ... 3	0,29	0,52	0,82	1,05	1,45	2,27
		≥ 3	0,30	0,53	0,84	1,08	1,50	2,34
	112	< 1	0,31	0,56	0,90	1,15	1,61	2,51
		1 ... 3	0,35	0,62	0,99	1,27	1,78	2,78
		≥ 3	0,36	0,64	1,02	1,31	1,84	2,87
	125	< 1	0,37	0,67	1,07	1,37	1,92	2,98
		1 ... 3	0,41	0,74	1,18	1,52	2,13	3,30
		≥ 3	0,42	0,76	1,22	1,57	2,19	3,40
Б	125	< 1	0,48	0,84	1,30	1,64	2,19	2,96
		1 ... 3	0,53	0,93	1,44	1,81	2,42	3,27
		≥ 3	0,55	0,96	1,48	1,86	2,50	3,37
	140	< 1	0,59	1,05	1,64	2,08	2,82	3,85
		1 ... 3	0,66	1,16	1,81	2,30	3,10	4,25
		≥ 3	0,68	1,20	1,87	2,37	3,21	4,38

	160	< 1	0,74	1,32	2,09	2,76	3,62	4,89
		1 ... 3	0,82	1,46	2,31	3,05	4,00	5,40
		≥ 3	0,84	1,51	2,38	3,15	4,13	5,58
	180	< 1	0,88	1,59	2,53	3,22	4,39	5,76
		1 ... 3	0,98	1,76	2,79	3,56	4,85	6,63
		≥ 3	1,01	1,81	2,88	3,67	5,01	6,56

Продолжение табл. 5.3

Типо- размер ремня	Диаметр меньшего шкива, d_M , мм	Переда- точное отно- шение u	Мощность, передаваемая одним ремнем $N_{\text{рем}}$, кВт при частоте вращения меньшего шкива, об/мин					
			200	400	700	950	1450	2800
В	200	< 1	1,39	2,41	3,69	4,58	5,84	–
		1 ... 3	1,53	2,67	4,08	5,03	6,45	–
		≥ 3	1,58	2,75	4,21	5,22	6,66	–
	224	< 1	1,70	2,99	4,64	5,78	7,45	–
		1 ... 3	1,88	3,31	5,12	6,38	8,23	–
		≥ 3	1,94	3,41	5,29	6,58	8,49	–
	250	< 1	2,03	3,62	5,64	7,04	9,04	–
		1 ... 3	2,25	4,00	6,23	7,82	9,99	–
		≥ 3	2,32	4,12	6,43	8,07	10,30	–
	280	< 1	2,42	4,32	6,76	8,49	10,72	–
		1 ... 3	2,67	4,78	7,52	9,37	11,84	–
		≥ 3	2,81	4,93	7,76	9,67	12,22	–
Г	315	< 1	4,22	7,28	11,23	14,09	–	–
		1 ... 3	4,68	8,08	12,46	15,63	–	–
		≥ 3	4,81	8,29	12,80	16,06	–	–
	355	< 1	5,31	9,24	13,70	16,15	–	–
		1 ... 3	5,87	10,20	15,13	17,84	–	–
		≥ 3	6,06	10,52	15,61	18,40	–	–
	400	< 1	6,52	11,45	17,07	20,06	–	–
		1 ... 3	7,21	12,64	18,85	22,16	–	–
		≥ 3	7,48	13,04	19,45	22,86	–	–
	450	< 1	7,90	13,85	20,63	24,01	–	–
		1 ... 3	8,72	15,30	22,79	26,52	–	–
		≥ 3	9,00	15,78	23,51	27,36	–	–
Д	500	< 1	10,86	18,55	26,21	28,32	–	–
		1 ... 3	11,99	20,49	28,96	31,28	–	–
		≥ 3	12,37	21,14	29,87	32,27	–	–
	560	< 1	13,09	22,49	31,59	33,40	–	–
		1 ... 3	14,46	24,85	34,90	36,90	–	–
		≥ 3	14,91	25,64	36,01	38,07	–	–

	630	< 1	15,65	26,95	37,36	37,92	–	–
		1 ... 3	17,28	29,77	41,17	41,89	–	–
		≥ 3	17,83	30,71	42,47	43,22	–	–
	710	< 1	18,52	31,83	42,87	–	–	–
		1 ... 3	20,46	35,17	47,37	–	–	–
		≥ 3	21,11	36,28	48,87	–	–	–

Окончание табл. 5.3

Типо-размер ремня	Диаметр меньшего шкива, d_m , мм	Переда-точное отношение u	Мощность, передаваемая одним ремнем $N_{рем}$, кВт при частоте вращения меньшего шкива, об/мин					
			200	400	700	950	1450	2800
E	800	< 1	18,40	38,27	44,82	–	–	–
		1 ... 3	20,24	43,13	53,14	–	–	–
		≥ 3	20,83	44,82	55,94	–	–	–
	900	< 1	27,82	45,70	–	–	–	–
		1 ... 3	30,32	50,64	–	–	–	–
		≥ 3	31,13	52,26	–	–	–	–
	1000	< 1	32,60	52,69	–	–	–	–
		1 ... 3	35,03	57,48	–	–	–	–
		≥ 3	35,84	59,17	–	–	–	–
	1120	< 1	37,90	61,97	–	–	–	–
		1 ... 3	40,33	66,83	–	–	–	–
		≥ 3	40,55	68,45	–	–	–	–

Таблица 5.4

Коэффициент угла обхвата шкива ремнем

Угол обхвата α , град	180	170	160	150	140	130	120	110	90	80	70
C_α	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,78	0,65	0,62	0,56

Таблица 5.5

Коэффициент динамичности нагрузки и режима работы

Режим работы	Характер нагрузки	Тип машины	Коэффициент динамичности при числе рабочих смен		
			1	2	3

Легкий	Спокойная. Максимальная кратковременная нагрузка до 120 % от номинальной	Станки токарные, сверлильные, шлифовальные; вентиляторы, насосы и компрессоры центробежные и ротационные; сепараторы; ленточные конвейеры и т. д.	1,0	1,1	1,4
--------	--	---	-----	-----	-----

Окончание табл. 5.5.

Режим работы	Характер нагрузки	Тип машины	Коэффициент динамичности при числе рабочих смен		
			1	2	3
Средний	Умеренные колебания нагрузки. Максимальная кратковременная нагрузка до 150 % от номинальной	Станки фрезерные и револьверные; электрические генераторы; поршневые насосы и компрессоры с тремя и более цилиндрами; воздуходувки; цепные конвейеры, элеваторы; пищевые машины и т. д.	1,1	1,2	1,5
Тяжелый	Значительные колебания нагрузки. Максимальная кратковременная нагрузка до 200 % от номинальной	Станки строгальные и долбежные; поршневые насосы и компрессоры с одним и двумя цилиндрами; конвейеры винтовые и скребковые; воздуходувки тяжелого типа и т. д.	1,2	1,3	1,6
Очень тяжелый	Ударная нагрузка. Максимальная кратковременная нагрузка до 300 % от номинальной	Подъемники, экскаваторы, ножницы, молоты, дробилки, мельницы шаровые и т. д.	1,3	1,5	1,7

Примечание. Приведенные значения характерны для машин, комплектуемых электродвигателями переменного тока, общепромышленного применения и постоянного тока шунтовых.

12. Определение необходимого числа ремней k для передачи заданной мощности N_1 :

$$(5.13)$$

Если число ремней больше одного, требуется учесть неравномерность распределения нагрузки по ремням:

(5.14)

где C_k – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ремням (табл. 5.6).

Таблица 5.6

Коэффициент числа ремней в передаче

Число ремней в передаче	Значение коэффициента
1	1,00
2 ... 3	0,95
4 ... 6	0,90
Более 6	0,85

Полученное число округляется до *ближайшего* большего целого. Для передач общего назначения рекомендуется, чтобы удовлетворялось условие $k < 6 \dots 8$.

Для уменьшения числа ремней в передаче следует выбрать ремень большего сечения и расчеты повторить.

13. Выбор напряжения от предварительного натяжения ремней. При проектировании принимают следующие значения напряжений:

а) $\sigma_0 = 1,4 \text{ Н/мм}^2$ – в передачах общего назначения;

б) $\sigma_0 = 1,6 \text{ Н/мм}^2$ – в редко работающих передачах и в передачах с большим диаметром шкивов;

в) $\sigma_0 = 1,2 \text{ Н/мм}^2$ – в передачах с повышенной долговечностью ремней.

14. Определение силы предварительного натяжения одного ремня F_0 , Н:

(5.15)

где $S_{\text{сеч}}$ – площадь поперечного сечения ремня, мм^2 (см. табл. 5.1).

Начальное натяжение оказывает существенное влияние на работоспособность передачи и должно периодически контролироваться.

15. Определение силы предварительного натяжения всех ремней H :

(5.16)

16. Определение силы, действующей на шкивы от натяжения ремней F , Н:

(5.17)

где α_1 – угол обхвата меньшего шкива ремнем.

17. Определение максимального напряжения в ремне, Н/мм²:

$$, \quad (5.18)$$

где – напряжение от предварительного натяжения, Н/мм²; σ_t – напряжение от окружной силы, Н/мм²,

$\sigma_{и}$ – напряжение изгиба ремня на меньшем шкиве, Н/мм²,

здесь E – модуль продольной упругости ремня, Н/мм² (для клиновых кордотканевых ремней $E = 40 \dots 100$ Н/мм², для клиновых кордошнуровых ремней $E = 60 \dots 150$ Н/мм²); σ_v – напряжение от действия центробежных сил, Н/мм²,

здесь ρ – плотность материала ремня, кг/м³.

18. Определение долговечности ремня, ч:

$$(5.19)$$

где σ_r – предел выносливости ремня при базовом числе циклов нагружения, для клиновых ремней $\sigma_r = 9 \dots 10$ Н/мм²; m – показатель степени кривой выносливости, для клиновых ремней $m = 7 \dots 11$; N_6 – базовое число циклов нагружения, $N_6 = 10^7$ циклов; C_u – коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа:

u	1	2	4
C_u	1	1,7	1,9

v – частота пробегов ремня, об/с; x – число шкивов в передаче.

Ресурс работы ремня (долговечность) не должен быть меньше нормативного ресурса, который равен 5000, 2000, 1000, 500 ч соответственно при легком, среднем, тяжелом и очень тяжелом режимах работы (см. табл. 5.5).

Если окажется, что ресурс работы ремня меньше нормативного, то для его увеличения следует взять шкивы большего диаметра и повторить расчет с п. 3.

5.3. Разработка конструкции шкивов

Материал, способ изготовления и конструкция шкивов зависят от их размеров, условий производства и эксплуатации.

Шкивы изготавливают литыми, сварными или сборными; из чугуна, стали или легких сплавов.

Серый чугун СЧ15 и СЧ20 применяют для изготовления шкивов при окружной скорости до 30 м/с. Быстроходные шкивы при окружной скорости до 60 м/с изготавливают из стали 25Л или Ст3, а при большей скорости и жестких требованиях к весу – из легких алюминиевых или магниевых сплавов АЛ3 и МЛ3. Шкивы, работающие с окружной скоростью выше 5 м/с, обязательно балансируют.

В передачах общего назначения наибольшее применение получили чугунные литые шкивы. Шкивы диаметром до 100 мм обычно монолитны (рис. 5.3).

Рис. 5.3. Монолитные шкивы

При диаметре шкивов 100...400 мм их выполняют со сплошным диском или с диском, в котором предусматривают отверстия круглой формы для уменьшения массы и удобства транспортировки и монтажа (рис. 5.4).

Рис. 5.4. Шкивы с диском

Шкивы диаметром более 400 мм изготавливают со спицами, расположенными в один (ширина обода до 300 мм) или два ряда (рис. 5.5). Число спиц в одном ряду 4, 6 или 8 соответствует диаметру шкива до 500, 500...1600 и более 1600 мм. Сечение спиц обычно эллиптическое с большей осью в плоскости вращения и соотношением размеров осей 0,4...0,5.

Рис. 5.5. Шкив со спицами

Шкивы устанавливают консольно или в середине вала, обычно на шпонках.

Размеры профиля канавок ободов шкивов стандартизированы (табл. 5.7, рис. 5.6).

Таблица 5.7

Размеры профиля канавок шкивов клиноременных передач

Типо- размер ремня	Размеры профиля, мм					Диаметры шкива для угла канавки α			
	<i>c</i>	<i>f</i>	<i>e</i>	<i>h</i>	<i>t</i>	34°	36°	38°	40°
0	8,5	8,0	12,0	7,0	2,5	63 ... 71	80...100	112...160	180
A	11,0	10,0	15,0	8,7	3,3	90...112	125...160	180...400	450
Б	14,0	12,5	19,0	10,8	4,2	125...160	180...224	250...500	560
В	19,0	17,0	25,5	14,3	5,7	–	200...315	355...630	710
Г	27,0	24,0	37,0	19,9	8,1	–	315...450	500...900	1000
Д	32,0	29,0	44,5	23,4	9,6	–	500...560	630...1120	1250
Е	42,0	38,0	58,0	30,5	12,5	–	–	800...1400	1600

Рис. 5.6. Размеры профиля канавок шкивов

В табл. 5.8 приведены расчетные формулы для определения основных размеров шкивов. Окончательные значения размеров рекомендуется принимать из следующего ряда: 8, 9, 10, 11, 12, 14, 15, 16, 18, 20, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 35, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 65, 68, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 112, 125, 140, 150, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 300, 320, 350, 380, 400, 450, 500 мм.

Последовательность конструирования шкива заключается во взаимном размещении ступицы и обода, после чего они соединяются диском или спицами (если расстояние между ними достаточно велико) или проектируются монолитными (если расстояние мало или отсутствует).

На рис. 5.7. показаны основные размеры шкивов.

Таблица 5.8

Размеры основных частей шкивов, мм

Наименование	Расчетная формула
Ширина обода	$B = (k - 1) e + 2f$
Толщина обода:	
чугунных шкивов	$\delta = (1,1 \dots 1,3) h$
стальных шкивов	$\delta = (0,9 \dots 1,0) h$
Толщина диска	$c = (1,2 \dots 1,3) \delta \geq 8 \text{ мм}$
Диаметр отверстия ступицы	
Диаметр ступицы:	
чугунных шкивов	$d_{\text{ст}} \approx 1,6 d_0$
стальных шкивов	$d_{\text{ст}} \approx 1,5 d_0$
Длина ступицы	$l_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,5) d_0$

Рис. 5.7. Основные размеры шкивов

Окончательные значения всех размеров, кроме ширины шкива B , должны быть стандартными (см. стр. 104).

5.4. Пример расчета и конструирования

Исходные данные:

- передаваемая мощность $N_1 = 1,4$ кВт;
- частота вращения ведущего шкива $n_1 = 1000$ об/мин;
- передаточное отношение $u = 3$.

1. Типоразмер сечения ремня. Принимаем число ремней в передаче один или два, тогда по графику на рис. 5.2, а (для числа ремней 1 и 2) определяем типоразмер – А.

2. Диаметр меньшего шкива для ремня сечения А принимаем в соответствии с рекомендациями по табл. 5.2: $d_m = 112$ мм.

3. Диаметр большего шкива [см. формулу (5.1)]

$$d_6 = d_m (1 - \xi) u = 112 (1 - 0,015) 3 = 330,96 \text{ мм.}$$

Принимаем ближайшее стандартное значение диаметра $d_6 = 315$ мм.

Поскольку передача понижающая ($u > 1$), то ведущий шкив – меньший ($d_1 = d_m = 112$ мм), а ведомый – больший ($d_2 = d_6 = 315$ мм).

4. Линейная скорость ремня [см. формулу (5.3)]

м/с

не превышает предельную.

5. Фактическое передаточное отношение [см. формулу (5.4)]

6. Отклонение от заданного передаточного отношения [см. формулу (5.5)]

не превышает 5 %, что допустимо.

7. Межосевое расстояние [см. формулу (5.6)]. Для увеличения долговечности ремней принимаем

$$a = pd_2 = 1,03 \cdot 315 = 324 \text{ мм} \quad (p = 1,03 \text{ для } u = 2,86).$$

Принятое значение межосевого расстояния больше минимального [см. формулу (5.7)]:

мм.

8. Расчетная длина ремня [см. формулу (5.8)]

мм.

Принимаем ближайшее стандартное значение $L_p = 1320$ мм.
Уточняем межосевое расстояние [см. формулу (5.9)]:

$$= 308,07 \text{ мм.}$$

9. Угол обхвата меньшего шкива [см. формулу (5.10)]

10. Частота пробегов ремня [см. формулу (5.11)]

об/с

не превышает предельную – 10 об/с.

11. Мощность, передаваемая одним ремнем в условиях эксплуатации [см. формулу (5.12)],

кВт.

Принято: ременная передача – для вентилятора (см. табл. 5.3), режим работы – легкий, число рабочих смен – две.

12. Необходимое число ремней [см. формулу (5.13)]

Так как число ремней больше одного, необходимо учесть неравномерность распределения нагрузки на ремни.

Коэффициент неравномерности для двух ремней $C_k = 0,95$. Согласно формуле (5.14)

Окончательно принимаем $k = 2$ ремня.

13. Выбор напряжения от предварительного натяжения ремней. Принимаем: передача общего назначения, $= 1,4 \text{ Н/мм}^2$.

14. Усилие предварительного натяжения одного ремня [см. формулу (5.15)]

Н.

15. Усилие предварительного натяжения всех ремней [см. формулу (5.16)]

Н.

16. Усилие, действующее на шкивы от натяжения ремней [см. формулу (5.17)],

Н.

17. Напряжения в ремне:

– напряжение от предварительного натяжения ремней

$$= 1,4 \text{ Н/мм}^2;$$

– напряжение от окружной силы

$$\text{Н/мм}^2;$$

– напряжение изгиба ремня на меньшем шкиве

$$\text{Н/мм}^2;$$

– напряжение от действия центробежных сил

$$\text{Н/мм}^2;$$

– суммарное максимальное напряжение в ремне [см. формулу (5.18)]

$$\text{Н/мм}^2.$$

18. Долговечность ремня [см. формулу (5.19)]

ч.

Долговечность ремней для легкого режима работы (см. подразд. 5.2, п. 18) должна быть не менее 5000 ч, что выполнено.

Разработка конструкции ведущего шкива

Размеры канавок (см. табл. 5.7):

$$c = 11 \text{ мм};$$

$$f = 10 \text{ мм};$$

$$e = 15 \text{ мм};$$

$$h = 8,7 \text{ мм};$$

$$t = 3,3 \text{ мм};$$

$$\alpha = 34^\circ \text{ (для диаметра шкива 112 мм)}.$$

Основные размеры шкивов (табл. 5.8):

$$\text{ширина обода } B = (k - 1) e + 2f = (2 - 1) 15 + 2 \cdot 10 = 35 \text{ мм};$$

$$\text{толщина обода } \delta = (1,1 \dots 1,3) h = (1,1 \dots 1,3) 8,7 = 9,57 \dots 10,44 \text{ мм (принимаем } \delta = 10 \text{ мм)};$$

толщина диска $c = (1,2 \dots 1,3) \delta \geq 8$ мм; $c = (1,2 \dots 1,3)10 = 12 \dots 13$ мм (принимаем $c = 12$ мм);

диаметр отверстия ступицы мм (принимаем $d_0 = 18$ мм);

диаметр ступицы $d_{ст} \approx 1,6 d_0 = 1,6 \cdot 18 = 28,8$ мм (принимаем $d_{ст} = 30$ мм);

длина ступицы $l_{ст} = (1,2 \dots 1,5) d_0 = (1,2 \dots 1,5) 18 = 21,6 \dots 27$ мм (принимаем $l_{ст} = 25$ мм).

Эскиз ведущего шкива показан на рис. 5.8.

Рис. 5.8. Эскиз ведущего шкива

Сконструированный шкив соответствует варианту с диском (см. рис. 6.4). Отверстия в диске отсутствуют по причине невозможности их размещения на диске такой ширины.

6. РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

В приводах подъемно-транспортных механизмов, сельскохозяйственных, дорожных, пищевых и других машин широко применяются цепные передачи. Они состоят из двух или более звездочек и замкнутой шарнирной цепи. Основными типами приводных цепей являются роликовые, втулочные и зубчатые.

Роликовая цепь показана на рис. 6.1. Наружная пластина 1 напрессована на валик 3, внутренняя пластина 2 – на втулку 4. В связи с этим относительный поворот (и трение) происходит между валиком и втулкой, а также между втулкой и роликом 5. Наличие втулки позволяет распределить нагрузку по длине валика. Применение ролика приводит к частичной замене трения скольжения зуба звездочки по шарниру на трение качения и распределяет давление зуба на втулку.

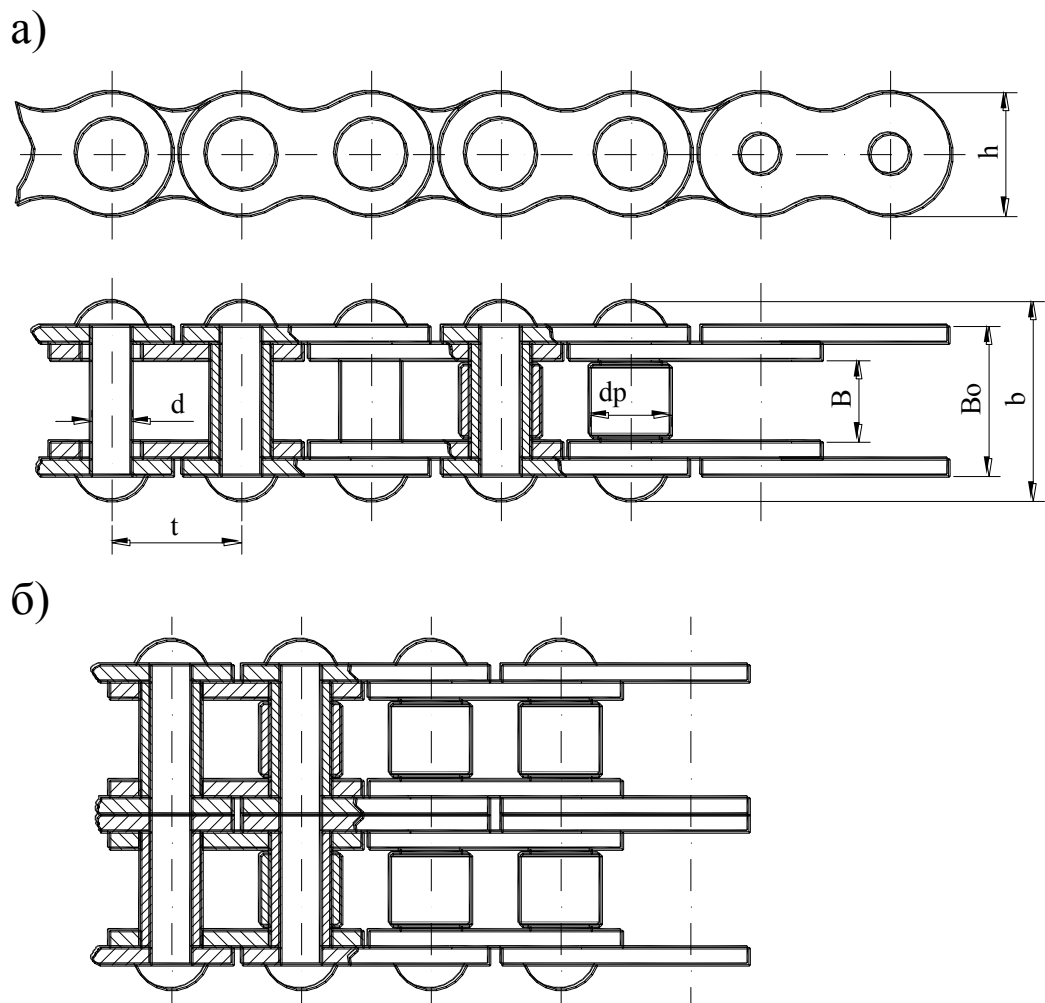
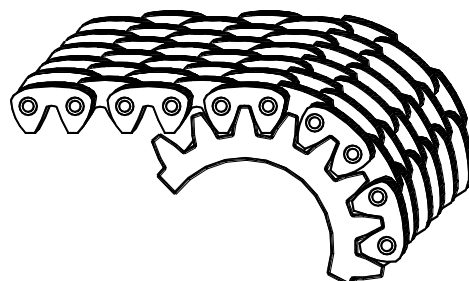


Рис. 6.1. Цепь приводная роликовая:
а – однорядная; б – двухрядная

Конструкция втулочной цепи аналогична роликовой, но в ней отсутствует ролик. По этой причине втулочные цепи проще в изготовлении, легче и дешевле, но быстрее изнашиваются.

Зубчатые цепи (рис. 6.2) изготавливают многорядными, что позволяет



передавать большие нагрузки. Они работают более плавно, с меньшим шумом. Недостатками зубчатых цепей являются значительная трудоемкость изготовления и сложность эксплуатации.

Рис. 6.2. Цепь зубчатая

В соответствии с вышесказанным наибольшее распространение в качестве приводных получили цепные передачи с роликовыми цепями.

6.1. Характеристики роликовых цепей

Основными параметрами цепей являются шаг цепи t и разрушающая нагрузка Q . Эти и некоторые другие параметры роликовых цепей приведены в табл. 6.1 и 6.2.

Таблица 6.1

**Приводные роликовые однорядные цепи ПР
по ГОСТ 13568–75**

t , мм	B , мм	B_0 , мм	d_B , мм	d_p , мм	h , мм	b , мм	Q , кН	$q_{п.м}$, кг/м	A , мм ²
12,7	7,75	13,92	4,45	8,51	11,8	21	18,2	0,75	40
15,875	9,65	16,59	5,08	10,16	14,8	24	22,7	1,0	55
19,05	12,7	22,78	5,96	11,91	18,2	33	31,8	1,9	105
25,4	15,88	29,29	7,95	15,88	24,2	39	56,7	2,6	180
31,75	19,05	35,76	9,55	19,05	30,2	46	91,0	3,8	262

Окончание табл. 6.1

t , мм	B , мм	B_0 , мм	d_B , мм	d_p , мм	h , мм	b , мм	Q , кН	$q_{п.м}$, кг/м	A , мм ²
38,1	25,4	45,44	11,12	22,23	36,2	58	127,0	5,5	395
44,45	25,4	48,87	12,72	25,4	42,4	62	172,4	7,5	475
50,8	31,75	58,55	14,29	28,58	48,3	72	226,8	9,7	645

**Приводные роликовые двухрядные цепи 2ПР
по ГОСТ 13568–75**

t , мм	B , мм	B_0 , мм	d_b , мм	d_p , мм	h , мм	b , мм	Q , кН	$q_{п.м}$, кг/м	A , мм ²
12,7	7,75	13,92	4,45	8,51	11,8	35	31,8	1,4	105
15,875	9,75	16,59	5,08	10,16	14,8	41	45,4	1,9	140
19,05	12,7	22,78	5,96	11,91	18,2	54	72,0	3,5	211
25,4	15,88	29,29	7,95	15,88	24,2	68	113,4	5,0	359
31,75	19,05	35,76	9,55	19,05	30,2	82	177,0	7,3	524
38,1	25,4	45,44	11,12	22,23	36,2	104	254,0	11,0	788
44,45	25,4	48,87	12,72	25,4	42,4	110	344,8	14,4	946
50,8	31,75	58,55	14,29	28,58	48,3	130	453,6	19,1	1292

В табл. 6.1 и 6.2 приняты следующие условные обозначения: t – шаг цепи; B – расстояние между внутренними пластинами; B_0 – расстояние между наружными пластинами; d_b – диаметр валика; d_p – диаметр ролика; h – высота пластин; b – ширина цепи; Q – разрушающая нагрузка; $q_{п.м}$ – масса одного погонного метра цепи; A – площадь проекции опорной поверхности шарнира.

Соответствие обозначений перечисленных величин основным геометрическим параметрам цепи показано на рис. 6.1.

6.2. Проектный расчет цепной передачи

Основным видом повреждения цепных передач является износ шарниров цепи. По этой причине основной геометрический параметр – шаг цепи определяют так, чтобы не допустить чрезмерного износа цепи в течение заданного срока эксплуатации:

$$, \tag{6.1}$$

где K_3 – коэффициент эксплуатации; T_1 – вращающий момент на ведущей звездочке, Н/м; z_1 – число зубьев ведущей звездочки; $[p]$ – допустимое давление в шарнире цепи, Н/мм².

Принятые при выводе формулы (6.1) допущения требуют дополнительной проверки выполнения условия износостойкости после определения окружной силы, уточнения величины опорной поверхности A и допустимого давления в шарнире $[p]$ (см. разд. 6.3, п. 8, б).

Число зубьев меньшей звездочки выбирают с учетом следующих факторов: увеличение числа зубьев приводит к более равномерному движению цепи (снижают шум, динамические нагрузки, износ), но при этом увеличиваются габариты передачи, а также раньше теряется зацепление изношенной цепи со звездочкой. Формула (6.3) рекомендует оптимальное с учетом этих факторов число зубьев меньшей звездочки.

Ограничение числа зубьев большей звездочки связано с потерей зацепления звездочки даже с малоизношенной цепью.

Число рядов цепи первоначально принимают равным единице. К двухрядной и более цепи переходят, если шаг цепи t получается больше максимального стандартного, или для понижения скорости цепи.

Число звеньев цепи L_t рекомендуется принимать четным во избежание установки менее прочного переходного звена (рис. 6.3). При этом для увеличения равномерности износа шарниров числа z_1 и L_t , а также z_2 и L_t не должны иметь общих множителей. Например, при $z_1 = 23$ не рекомендуется принимать $L_t = 23 \cdot 6 = 138$, так как любой шарнир цепи в этом случае будет обязательно попадать на один и тот же зуб ведущей звездочки.

Спроектированную передачу необходимо проверить:

- 1) на долговечность по износу;
- 2) на прочность.

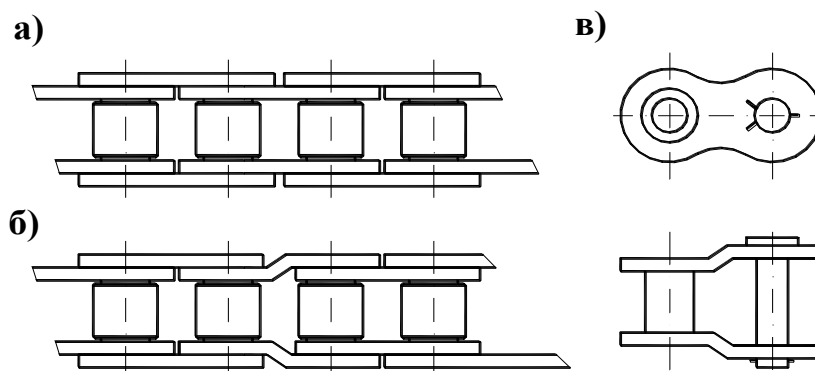


Рис. 6.3. Роликовая цепь:

а – с четным числом звеньев; б – с нечетным числом звеньев;
в – переходное звено

Кроме этого рекомендуется оценить величину динамических нагрузок на передачу, которые резко возрастают с увеличением скорости цепи. Динамические нагрузки принято ограничивать косвенно, снижая частоту ударов шарниров о зубья звездочек, а также уменьшая скорость цепи ($v < 10$ м/с). При этих условиях динамические нагрузки не превышают нескольких процентов от окружной силы F_t и в расчетах на износ и прочность их можно не учитывать.

6.3. Последовательность расчета цепных передач с роликовой цепью

Исходные данные:

- частота вращения ведущей звездочки n_1 , об/мин;
 - частота вращения ведомой звездочки n_2 , об/мин;
 - вращающий момент на ведомой звездочке T_2 , Н·м.
1. Вращающий момент на ведущей звездочке, Н·мм

$$T_1 = , \quad (6.2)$$

где

$$u = ;$$

$\eta_{ц,п}$ – КПД цепной передачи ($\eta_{ц,п} = 0,96 \dots 0,98$).

2. Число зубьев меньшей (ведущей) звездочки

$$z_M = 29 - 2u, \quad (6.3)$$

где u – передаточное число, $u = n_1/n_2$.

Рекомендуется округлить z_M до нечетного числа. Минимальное число зубьев z_M зависит от скорости цепи (например, при $v < 1$ м/с $z_{M \min} = 11 \dots 13$).

3. Число зубьев большей (ведомой) звездочки

$$z_б = z_M u \text{ (понижающая передача, } u > 1) \quad (6.4)$$

или

$$z_б = z_M / u \text{ (повышающая передача, } u < 1). \quad (6.5)$$

Максимальное число зубьев большей звездочки $z_{б \max} = 120$.

Примечание: при $u > 1$ ведущая звездочка меньшая, ведомая – большая: $z_1 = z_m, z_2 = z_6$; при $u < 1$ – наоборот.

4. Коэффициент эксплуатации

$$K_9 = K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6. \quad (6.6)$$

Значения коэффициентов $K_1 \dots K_6$ зависят от условий эксплуатации передачи и выбираются по табл. 6.3.

Таблица 6.3

Значения коэффициентов $K_1 \dots K_6$

Коэффициенты	Условия работы	Значения
K_1	Нагрузка:	
	постоянная	1,0
	близкая к ней переменная	1,2 ... 1,5
K_2	Относительное межосевое расстояние $a_t = a/t$:	
	< 30	1,25
	30 ... 50	1,0
	60 ... 80	0,8
K_3	Линия центров звездочек наклонена к горизонту:	
	до 60°	1,0
	больше 60°	1,25
K_4	Натяжение цепи регулируется:	
	передвигающейся опорой	1,0
	нажимным роликом или оттяжными звездочками	1,1
	Не регулируется	1,25

Окончание табл. 6.3

Коэффициенты	Условия работы	Значения
K_5	Смазывание :	
	непрерывное	0,8
	капельное	1,0
	периодическое	1,5
K_6	Работа:	
	односменная	1,0
	двухсменная	1,25
	трехсменная	1,45

5. Шаг цепи, мм

(6.7)

где $[p]$ – допускаемое давление в шарнире цепи (по условию износостойкости), Н/мм² (табл. 6.4); $K_{\text{ряд}}$ – коэффициент рядности цепи (число рядов цепи $n_{\text{ряд}} = 1 \dots 4$):

$n_{\text{ряд}} \dots$	1	2	3	4
$K_{\text{ряд}} \dots$	1	1,7	2,5	3

T_1 измеряется в Н·мм

Поскольку допускаемое давление зависит от неизвестного (на этом этапе расчетов) шага цепи, вычисления должны быть итерационными: задаемся шагом цепи, определяем допускаемое давление (см. табл. 6.4), вычисляем шаг [см. формулу (6.7)]. Итерации заканчиваются, когда принятое и полученное значения шага совпадут.

Таблица 6.4

Допускаемое давление в шарнире цепи $[p]$, Н/мм²

Шаг цепи t , мм	Значение $[p]$ при n_1 , об/мин							
	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	–	–	–

Окончательный шаг цепи t должен быть стандартным (см. табл. 6.4).

6. Число звеньев цепи

$$L_t = \frac{v}{z \cdot n} \quad (6.8)$$

где ;

Рекомендуется округлить L_t до четного числа и согласовать с числами зубьев звездочек (см. подразд. 6.2).

7. Межосевое расстояние

$$a = \frac{L_t \cdot z}{2} \quad (6.9)$$

8. Проверочные расчеты:

а) *скорость цепи* не должна превышать 10 м/с во избежание резкого увеличения динамических нагрузок:

$$(n \text{ [об/мин]}; t \text{ [мм]}). \quad (6.10)$$

Для снижения скорости можно перейти к двухрядной цепи (повторить расчет с п. 5);

б) *давление в шарнирах цепи* не должно превышать допускаемое:

$$, \quad (6.11)$$

где F_t – окружная сила, Н; $F_t = 2T_1/d_1$ (здесь d_1 – диаметр делительной окружности ведущей звездочки, мм; $d_1 = t/\sin(180/z_1)$); A – площадь проекции опорной поверхности шарнира, мм² (см. табл. 6.1, 6.2).

Допускаемое давление в шарнирах $[p]$ уточняется в соответствии с нормами DIN 8195 в зависимости от скорости цепи (табл. 6.5).

Таблица 6.5

**Допускаемое давление в шарнире цепи $[p]$
по нормам DIN 8195**

Скорость цепи v , м/с	0,1	0,4	1	2	4	6	8	10
$[p]$, Н/мм ²	32	28	25	21	17	14	12	10

При невыполнении неравенства (6.11) необходимо увеличить шаг цепи (взять следующий стандартный – см. табл. 6.1) и повторить расчет с п. 7;

в) *число ударов цепи в секунду* при набегании ее на зубья звездочек и сбегании с них

$$(6.12)$$

не должно превышать допускаемое значение: $[w] = 508 / t$;

г) *коэффициент запаса прочности S* не должен быть меньше нормативного:

$$, \quad (6.13)$$

где $F_{ц}$ – центробежная сила, действующая на цепь, Н,

$$F_{ц} = q_{п.м} v^2,$$

здесь $q_{п.м}$ – масса одного погонного метра цепи, кг/м (см. табл. 6.1, 6.2); F_f – сила натяжения от провисания цепи, Н,

$$F_f = K_f a g q_{п.м},$$

здесь K_f – коэффициент, учитывающий наклон передачи к горизонту (при

горизонтальном расположении $K_f = 6$, при вертикальном – $K_f = 1$, при угле 40° $K_f = 3$); $[S]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности (табл. 6.6).

Таблица 6.6

**Допускаемый коэффициент запаса прочности $[S]$
для роликовых цепей при $z = 15...30$**

Шаг цепи t , мм	Допускаемый коэффициент $[S]$ при частоте вращения меньшей звездочки n_m , об/мин								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10,0
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,5	8,0	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
25,4	7,3	7,6	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12,0	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	11,8	13,4	–
38,1	7,5	8,0	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	–	–
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	–	–	–
50,8	7,7	8,3	9,5	10,8	12,0	–	–	–	–

При невыполнении условия (6.13) (не обеспечена прочность цепи) необходимо увеличить шаг цепи и повторить расчет с п. 7.

6.4. Пример расчета

Исходные данные:

- частота вращения ведущей звездочки $n_1 = 200$ об/мин;
- частота вращения ведомой звездочки $n_2 = 60$ об/мин;
- вращающий момент на ведомой звездочке $T_2 = 2,25$ кН·м.

1. Вращающий момент на ведущей звездочке [см. формулу (6.2)]

Н·м;

2. Число зубьев меньшей (ведущей) звездочки [см. формулу (6.3)]

Принимаем $z_1 = 23$.

3. Число зубьев большей (ведомой) звездочки [см. формулу (6.4)]

Принимаем $z_2 = 77$.

4. Коэффициент эксплуатации [см. формулу (6.6)].

Задаемся условиями работы передачи (см. табл. 6.3):

- нагрузка переменная ($K_1 = 1,5$);
- относительное межосевое расстояние $a_t = 25$ ($K_2 = 1,25$);
- передача расположена горизонтально ($K_3 = 1,0$);
- натяжение цепи не регулируется ($K_4 = 1,25$);
- смазывание периодическое ($K_5 = 1,5$);
- двухсменная работа ($K_6 = 1,25$).

Тогда

$$K_3 = K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6 = .$$

5. Шаг цепи. Принимаем цепь однорядную роликую ПР ($n_{\text{ряд}} = 1$, $K_{\text{ряд}} = 1$). Допускаемое давление в шарнире цепи [p] (см. табл. 6.4) зависит от неизвестного пока шага цепи, поэтому предварительно принимаем [p] = = 30 Н/мм² (для $n_1 = 200$ об/мин и $t = 19,05$ мм и 25,4 мм).

Шаг цепи [см. формулу (6.7)].

мм.

Принимаем стандартный шаг цепи (см. табл. 6.4) $t = 50,8$ мм.

Для такого шага величина [p] = 26 Н/мм², поэтому пересчитываем:

мм.

Окончательно $t = 50,8$ мм.

6. Число звеньев цепи [см. формулу (6.8)]

;

; .

Принимаем $L_t = 102$. Поскольку L_t – четное, установка переходного звена не требуется. Общих множителей числа 102 и 23 (z_1), 102 и 77 (z_2) не имеют, поэтому износ цепи и звездочек будет равномерным.

7. Межосевое расстояние [см. формулу (6.9)]

мм.

8. Проверочные расчеты:

а) скорость цепи [см. формулу (6.10)]

м/с.

Скорость не превысила 10 м/с, поэтому динамические нагрузки при расчете не учитываем;

б) *давление в шарнирах цепи* [см. формулу (6.11)]

Н/мм².

Окружная сила

Н.

Делительный диаметр ведущей звездочки

мм.

По нормам DIN 8195 допустимое давление в шарнире (см. табл. 6.5) при скорости цепи 3,89 м/с [p] ≈ 17 Н/мм², т. е. давление в шарнирах превышает допустимое.

Для снижения давления в шарнирах следует *увеличить шаг цепи*, но поскольку он уже равен максимальному (50,8 мм), перейдем к двухрядной цепи 2ПР ($n_{\text{ряд}} = 2$, $K_{\text{ряд}} = 1,7$).

Повторяем расчет с п. 5:

мм.

Принимаем $t = 44,45$ мм. Тогда

м/с \Rightarrow Н/мм² (см. табл. 6.5);

Н/мм²;

Н;

мм.

Давление в шарнирах (19,76 Н/мм²) снова превышает допустимое (18 Н/мм²). Увеличиваем шаг цепи: $t = 50,8$ мм, получаем

м/с \Rightarrow Н/мм²;

Н/мм²;

Н;

мм.

110

Давление в шарнирах ($12,66 \text{ Н/мм}^2$) меньше допускаемого (17 Н/мм^2), поэтому окончательно принимаем: двухрядная цепь 2ПР, шаг $t = 50,8 \text{ мм}$;
в) *число ударов цепи в секунду* [см. формулу (6.12)]

Так как 0 , следовательно, $w < [w]$;
г) *коэффициент запаса прочности* [см. формулу (6.13)]

где $F_{ц} = q_{п.м} v^2 = 19,1 \cdot 3,89^2 = 289 \text{ Н}$;
 $F_f = K_f a g q_{п.м} = 6 \cdot 1,244 \cdot 9,8 \cdot 19,1 = 1397 \text{ Н}$;
 $[S] = 9,5$ (см. табл. 6.6).

Коэффициент запаса прочности больше допускаемого.

6.5. Конструирование звездочек

На основании выполненного расчета можно осуществить конструирование звездочек. Основные размеры звездочек показаны на рис. 6.4 и приведены в табл. 6.7. Размеры зуба в поперечном сечении необходимо вычислять с точностью $0,1 \text{ мм}$.

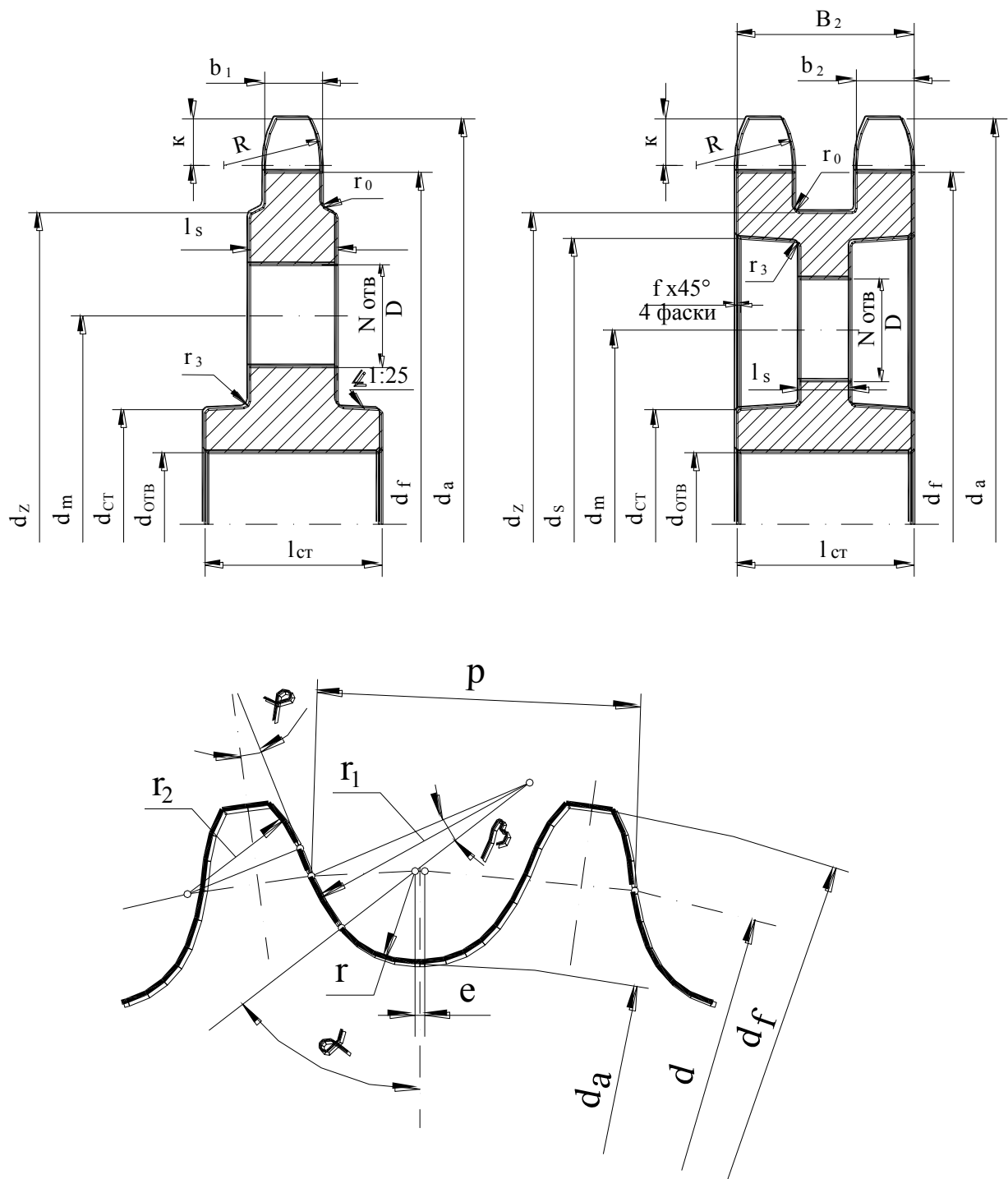


Рис. 6.4. Основные размеры:
 а – однорядной звездочки; б – двухрядной звездочки; в – профиля зуба

Основные размеры звездочек

№ пп	Наименование размера	Обозначение	Формула для расчета
1	Диаметр окружности вершин зубьев	d_a	$d_a = t (0,6 + \operatorname{ctg}(180/z))$
2	Диаметр окружности впадин зубьев	d_f	$d_f = t/\sin (180/z) - 2r$
3	Радиус впадин зуба	r	$r = 0,5025d_p + 0,05$
4	Радиус сопряжения зуба	r_1	$r_1 = 1,3025d_p + 0,05$
5	Радиус головки зуба	r_2	$r_2 = d_p(1,24\cos\varphi + 0,8\cos\beta - 1,3025) - 0,05$
6	Половина угла зуба	φ	$\varphi = 17^\circ - 64^\circ/z$
7	Угол сопряжения	β	$\beta = 18^\circ - 60^\circ/z$
8	Половина угла впадины	α	$\alpha = 55^\circ - 60^\circ/z$
9	Смещение центра впадины	e	$e = 0,03t$
10	Ширина зуба: однорядной цепи двухрядной цепи	b_1 b_2	$b_1 = 0,93B - 0,15$ $b_2 = 0,90B - 0,15$
11	Ширина венца звездочки двухрядной	B_2	$B_2 = B_0 + b_2$
12	Радиус закругления зуба (наименьший)	R	$R = 1,7d_p$
13	Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закругления	k	$k = 0,8d_p$
14	Диаметр проточки (наибольший)	d_z	$d_z = t \operatorname{ctg}(180/z) - 1,3h$
15	Радиусы закруглений для звездочек с шагом: до 40 мм свыше 40 мм	r_0	$r_0 = 1,5 \text{ мм}$ $r_0 = 2,5 \text{ мм}$
16	Диаметр диска	d_s	$d_s \approx d_z - b_2$
17	Толщина диска звездочки: однорядной двухрядной	l_s	$l_s = b_1 + (2 \dots 4) r_0$ $l_s \approx 0,3B_2$
18	Радиус закругления	r_3	$r_3 = 3 \dots 5 \text{ мм}$
19	Диаметр отверстия ступицы	$d_{\text{отв}}$	$d_{\text{отв}} \approx 130$
20	Диаметр ступицы	$d_{\text{ст}}$	$d_{\text{ст}} \approx 1,6 d_{\text{отв}}$
21	Длина ступицы	$l_{\text{ст}}$	$l_{\text{ст}} = (1 \dots 1,5) d_{\text{отв}}$
22	Фаска	f	$f = 1 \dots 3 \text{ мм}$

Примечание: размеры цепи – d_p , B , B_0 , h приведены в табл. 6.1, 6.2.

На рис. 6.5 и 6.6 показаны эскизы звездочки и роликовой цепи по данным примера расчета.



Рис. 6.5. Эскиз звездочки

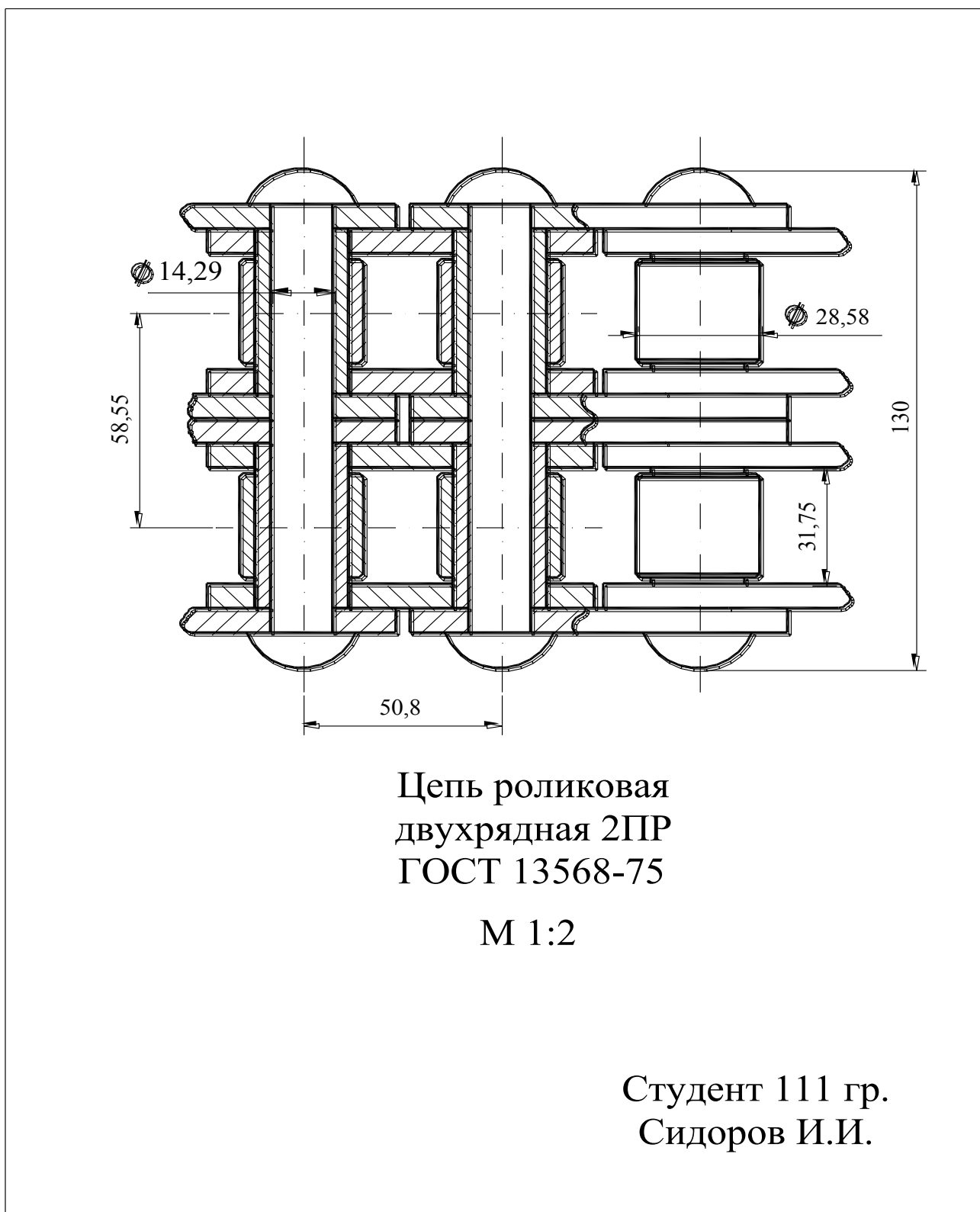


Рис. 6.6. Эскиз роликовой цепи

Размеры звездочки и роликовой цепи на рис. 6.5 и 6.6 получены из табл. 6.2 или рассчитаны по формулам табл. 6.7.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Анурьев В.И.** Справочник конструктора-машиностроителя. – 7-е изд.: В 3 т. – М.: Машиностроение, 1992.
2. **Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б.** Расчет на прочность деталей машин. – М.: Машиностроение, 1993.
3. **Ваньшин А.И., Бойцов Ю.А., Тренин Н.А.** Номограмма для проектного расчета червячных передач: Межвуз. сб. науч. тр. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2000.
4. **Ваньшин А.И., Бойцов Ю.А.** Проектный расчет клиноременных передач: Межвуз. сб. науч. тр. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2000.
5. **Воробьев И.И.** Ременные передачи. – М.: Машиностроение, 1979.
6. ГОСТ 21354–87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчеты на прочность. – М.: Изд-во стандартов, 1988.
7. ГОСТ 1284.1–89. Ремни приводные клиновые нормального сечения. Основные размеры и методы контроля. – М.: Изд-во стандартов, 1990.
8. ГОСТ 1284.3–80. Ремни приводные клиновые нормального сечения. Расчет передач и передаваемой мощности. – М.: Изд-во стандартов, 1981.
9. ГОСТ 20898–88. Шкивы для приводных клиновых ремней нормальных сечений. – М.: Изд-во стандартов, 1989.
10. ГОСТ 13568–75. Цепи приводные роликовые. Основные размеры. – М.: Изд-во стандартов, 1976.
11. Детали машин. Атлас конструкций. – 5-е изд.: В 2 ч. / Под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1992.
12. **Дунаев П.Ф., Леликов О.П.** Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие. – М.: Высш. шк., 1998.
13. **Иванов М.Н.** Детали машин. Учеб. – М.: Высш. шк., 1998.
14. **Иоселевич Г.Б.** Детали машин. – М.: Машиностроение, 1988.
15. **Печников А.Ф.** Методические указания к курсовому проектированию по деталям машин. Общие вопросы. – Л.: ЛТИХП, 1981.
16. **Чернавский С.А.** и др. Проектирование механических передач: Учебно-справ. пособие. – М.: Машиностроение, 1984.
17. **Чернавский С.А.** и др. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Машиностроение, 1988.
18. **Шейнблит А.Е.** Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Высш. шк., 1991.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Расчет цилиндрической зубчатой передачи

1. Исходные данные:

Вращающий момент на колесе T_2 , Н·м	260
Передаточное число u	4
Частота вращения шестерни n_1 , об/мин	480
Срок службы передачи Γ , год	8
Число смен работы C_m	2

2. Принимаем:

Материал шестерни	Сталь 45, нормализация, HB ₁ = 190; σ_{T1} = 360 Н/мм ²
Материал колеса	Сталь 45, улучшение, HB ₂ = 210; σ_{T2} = 450 Н/мм ²

3. Допускаемое контактное напряжение.

3.1. Число циклов нагружения: шестерни

$$N_1 = \Gamma \cdot 300 \cdot C_m \cdot 8 \cdot 60 \cdot n_1 = 8 \cdot 300 \cdot 2 \cdot 8 \cdot 60 \cdot 480 = 1106 \cdot 10^6;$$

колеса:

$$N_2 = \Gamma \cdot 300 \cdot C_m \cdot 8 \cdot 60 \cdot n_2 = 8 \cdot 300 \cdot 2 \cdot 8 \cdot 60 \cdot 120 = 276 \cdot 10^6.$$

3.2. Эквивалентное число циклов шестерни

$$= 1106 \cdot 10^6 (0,8^3 \cdot 0,2 + 1^3 \cdot 0,3 + 0,4^3 \cdot 0,5) = 480 \cdot 10^6;$$

колеса

$$276 \cdot 10^6 \cdot 0,434 = 119,8 \cdot 10^6.$$

3.3. Базовое число циклов нагружения: шестерни

$$10 \cdot 10^6;$$

колеса

$$11 \cdot 10^6.$$

3.4. Коэффициент долговечности:
шестерни

;

колеса

.

3.5. Предел контактной выносливости:
шестерни

$$\sigma_{H0} = 2HB_1 + 70 = 2 \cdot 190 + 70 = 450 \text{ Н/мм}^2;$$

колеса

$$\sigma_{H0} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 210 + 70 = 490 \text{ Н/мм}^2.$$

3.6. Коэффициенты:

Z_R – учитывает шероховатость рабочих поверхностей зубьев; для 6-го класса шероховатости $Z_R = 0,95$;

Z_v – учитывает величину окружной скорости v ; при $v \leq 5 \text{ м/с}$ $Z_v = 1$;

Z_x – учитывает размеры зубчатого колеса; при $d_a < 700 \text{ мм}$ $Z_x = 1$;

S_H – коэффициент запаса прочности; $S_H = 1,1$ (однородная структура материала).

3.7. Допускаемое контактное напряжение:

;

$$[\sigma_H]_1 = 450 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 824/1,1 = 320 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma_H]_2 = 490 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 887/1,1 = 375 \text{ Н/мм}^2.$$

Расчетное значение:

$$[\sigma_H] = 0,45 ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) = 0,45 (320 + 375) = 313 \text{ Н/мм}^2.$$

4. Геометрические параметры передачи.

4.1. Межосевое расстояние

$$= (4 + 1) (270/313)^{2/3} \{ (1,25 \cdot 260)/(0,4 \cdot 4^2) \}^{1/3} = 167,8 \text{ мм.}$$

Принимаем $a_w = 180 \text{ мм}$.

4.2. Модуль $m = (0,01 \dots 0,02) a_w = (1,8 \dots 3,6) \text{ мм}$.

Принимаем $m = 2,5$ мм.

4.3. Число зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 . Тогда

$$\sum z = z_1 + z_2 = 139,09.$$

(Угол наклона зубьев β предварительно принят равным 15° .)

Принимаем $\sum z = 140$.

В связи с округлением $\sum z$ уточняем величину β :

$$\cos \beta = \beta = 13,5363^\circ.$$

Минимальное значение β из условия обеспечения двупарности зацепления:

$$\beta_{\min} = \arcsin \dots = \arcsin \dots = 4,9798^\circ;$$

$\beta > \beta_{\min}$ – двупарность обеспечена.

Число зубьев шестерни

$$z_1 = 28,08.$$

Принимаем $z_1 = 28$.

Число зубьев колеса

$$z_2 = \sum z - z_1 = 140 - 28 = 112.$$

Передаточное число

$$u = z_2/z_1 = 112/28 = 4.$$

4.4. Диаметры шестерни и колеса:

а) делительные

$$d_1 = z_1 m / \cos \beta = 28 \cdot 2,5 / 0,9722 = 72 \text{ мм};$$

$$d_2 = z_2 m / \cos \beta = 112 \cdot 2,5 / 0,9722 = 288 \text{ мм};$$

б) начальные

$$d_{w1} = d_1 = 72 \text{ мм};$$

$$d_{w2} = d_2 = 288 \text{ мм};$$

в) вершин зубьев

$$d_{a1} = d_{w1} + 2m = 77 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_{w2} + 2m = 293 \text{ мм};$$

г) впадин зубьев

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 65,75 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 281,75 \text{ мм}.$$

4.5. Ширина:
колеса

$$b_2 = \psi_a a_w = 4 \cdot 180 = 75 \text{ мм};$$

шестерни

$$b_1 = b_2 + 5 = 80 \text{ мм}.$$

5. Коэффициент торцевого перекрытия

$$[1,88 - 3,2 (1/28 + 1/112)] 0,9722 = 1,69.$$

6. Эквивалентное число зубьев:
шестерни

$$28 / 0,9722^3 = 30,5;$$

колеса

$$112 / 0,9722^3 = 121,9.$$

7. Коэффициент ширины колеса по диаметру шестерни

$$75 / 72 = 1,042.$$

8. Окружная скорость

$$3,14 \cdot 72 \cdot 480 / 60 \cdot 10^3 = 1,81 \text{ м/с}.$$

Скорость v не превышает 5 м/с, поэтому окончательно $[\sigma_H] = 313 \text{ Н/мм}^2$.

9. Принимаем 9-ю степень точности изготовления передачи (по скорости v в соответствии с ГОСТ 1643–81).

10. Коэффициент нагрузки для расчета по контактным напряжениям

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} = 1,12 \cdot 1,1 \cdot 1,02 = 1,25,$$

где $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями в дупарном зацеплении, зависит от окружной скорости и степени точности; $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца, зависит от схемы передачи, ширины колеса и твердости активной поверхности зубьев; $K_{H\nu}$ – коэффициент, учи-

тывающий динамическую нагрузку в зацеплении, зависит от окружной скорости, степени точности, твердости и вида зубьев.

11. Вспомогательный коэффициент

$$Z_a = Z_E Z_H Z_\epsilon = 192 \cdot 1,7 \cdot 77 = 251 \text{ (Н/мм}^2\text{)}^{0,5},$$

где Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов зубчатых колес; Z_H – коэффициент, учитывающий форму рабочих поверхностей зубьев; Z_ϵ – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий,

$$1,69^{-0,5} = 0,77.$$

12. Действующее контактное напряжение

$$= 257 \text{ Н/мм}^2.$$

Поскольку напряжение меньше допускаемого, можно уменьшить ширину колеса: при $b_2 = 55 \text{ мм}$ $\sigma_H = 300 \text{ Н/мм}^2$.

13. Силы в зацеплении:

окружная

$$2 \cdot 260 / 288 = 1805 \text{ Н};$$

осевая

$$1805 \cdot \text{tg } 13,5363^\circ = 434 \text{ Н};$$

радиальная

$$1805 \cdot \text{tg } 20^\circ / 9722 = 1071 \text{ Н}.$$

14. Допускаемое напряжение изгиба.

14.1. Предел изгибной выносливости зубьев для отнулевого цикла: шестерни

$$1,75 \cdot 190 = 332 \text{ Н/мм}^2;$$

колеса

$$1,75 \cdot 210 = 367 \text{ Н/мм}^2.$$

14.2. Эквивалентное число циклов:

шестерни

$$1106 \cdot 10^6 (0,8^6 \cdot 0,2 + 1^6 \cdot 0,3 + 0,4^6 \cdot 0,5) = 391 \cdot 10^6;$$

колеса

$$276 \cdot 10^6 \cdot 0,354 = 97 \cdot 10^6.$$

14.3. Коэффициент долговечности:
шестерни

$$= 0,466;$$

принимаем = 1;

колеса

$$= 0,588;$$

принимаем = 1.

14.4. Допускаемое напряжение изгиба:
шестерни

$$332 \cdot 0,8 \cdot 1 / 1,75 = 156 \text{ Н/мм}^2;$$

колеса

$$367 \cdot 0,8 \cdot 1 / 1,75 = 172 \text{ Н/мм}^2,$$

где S_F – коэффициент запаса прочности, $S_F = 1,75$; Y_z – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки колеса, принимаем $Y_z = 0,8$ (литье).

15. Действующее напряжение изгиба.

15.1. Коэффициент нагрузки:

$$[4 - (1,69 - 1) (9 - 5)] / (4 \cdot 1,69) = 1;$$

$$1,1^{0,93} = 1,09;$$

$$1,06 \text{ (для скорости } v = 1,81 \text{ м/с);}$$

$$1 \cdot 1,09 \cdot 1,06 = 1,16.$$

15.2. Коэффициент формы зуба:

шестерни 3,79;

колеса 3,6.

15.3. Коэффициент, учитывающий наклон зубьев:

$$1 - 13,5363 / 140 = 0,9.$$

15.4. Напряжение изгиба:

шестерни

$$3,79 \cdot 0,9 \cdot 1,16 \cdot 1805 / (60 \cdot 2,5) = 47,6 \text{ Н/мм}^2;$$

колеса

$$3,6 \cdot 0,9 \cdot 1,16 \cdot 1805 / (55 \cdot 2,5) = 49,3 \text{ Н/мм}^2.$$

Изгибная выносливость зубьев шестерни и колеса обеспечена: и .

16. Проверка прочности зубьев при кратковременных перегрузках.

16.1. По контактными напряжениям:

$$= 300 \cdot 2^{0,5} = 424 \text{ Н/мм}^2;$$

$$2,8 \cdot 360 = 1008 \text{ Н/мм}^2.$$

Контактная прочность зубьев обеспечена:

16.2. По напряжениям изгиба:

шестерня:

$$47,6 \cdot 2 = 95,2 \text{ Н/мм}^2;$$

$$6,5 \cdot 190 / (1,75 \cdot 8) = 882 \text{ Н/мм}^2,$$

где – предельное напряжение, для сталей после нормализации или улучшения
– коэффициент запаса прочности,

Изгибная прочность шестерни обеспечена:

колесо:

$$49,3 \cdot 2 = 98,6 \text{ Н/мм}^2;$$

$$6,5 \cdot 210 / (1,75 \cdot 8) = 975 \text{ Н/мм}^2.$$

Изгибная прочность колеса обеспечена:

СОДЕРЖАНИЕ

СПИСОК ОСНОВНЫХ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ	3
ВВЕДЕНИЕ	5
1. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА	6
1.1. Последовательность расчета привода с двухступенчатым редуктором	8
1.2. Последовательность расчета привода с редуктором и ременной или цепной передачей	14
2. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ	16
2.1. Материалы зубчатых колес	18
2.2. Последовательность расчета цилиндрических зубчатых передач при заданном межосевом расстоянии.....	20
2.3. Последовательность расчета цилиндрических зубчатых передач при заданном межосевом расстоянии.....	42
2.4. Последовательность расчета цилиндрических зубчатых передач на ЭВМ	43
3. РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ	45
3.1. Последовательность расчета конических зубчатых передач	45
3.2. Пример расчета тихоходной конической зубчатой передачи	55

4. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ.....	64
4.1. Последовательность расчета червячных передач	64
4.2. Пример расчета	76
5. РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ.....	81
5.1. Характеристики клиноременных передач	82
5.2. Последовательность расчета клиноременных передач	83
5.3. Разработка конструкции шкивов	93
5.4. Пример расчета и конструирования	95
6. РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ.....	99
6.1. Характеристики роликовых цепей.....	101
6.2. Проектный расчет цепной передачи.....	102
6.3. Последовательность расчета цепных передач с роликовой цепью.....	104
6.4. Пример расчета	108
6.5. Конструирование звездочек	111
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	116
ПРИЛОЖЕНИЕ	116

Рис. 1.1. Двигатель Редуктор Муфта Привод

Рабочая машина Рабочая машина Двигатель Редуктор Муфта Привод

1.2. 1 2 4 5 6 7 8 9 1 2 4 5 6 7 8 9

1.3. 2 3 4 2 3 4 2 3 4 2 3 4 2 3 4 2 3 4 2 3 4

а б в г д е а б в г д е

1.4. а б а б

1.5. 1 2 3 4 5 6 7 1 2 3 4 5 6 7 1 2 3 4 5 6 7

$u_{р.п}$ $u_{пр}$ $u_{ц.п}$ $u_{пр}$ $u_{р.п}$ $u_{пр}$ $u_{ц.п}$ $u_{пр}$ $u_{р.п}$ $u_{пр}$ $u_{ц.п}$ $u_{пр}$

1 2 5 10 20 50 100 1000 1 2 5 10 20 50 100 1000 1 2 5 10 20 50 100 1000

2.1. 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100 110 120

$N_{Н0}$, 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100 110 120
млн ЦИКЛОВ

$N_{Н0}$, 100 200 300 400 500 600 НВ 100 200 300 400 500 600 НВ
млн ЦИКЛОВ

35 40 45 50 55 60 65 HRC 35 40 45 50 55 60 65 HRC

2.2. 0,8 T 1,0 T 0,5 T 0,8 T 1,0 T 0,5 T

0,45 t 0,4 t 0,15 t 1,0 t 0,45 t 0,4 t 0,15 t 1,0 t

2.4. $K_{H\alpha}$ $v, \text{ м/с}$ $K_{H\alpha}$ $v, \text{ м/с}$ 1,20 1,16 1,12 1,08 1,04 1,00 0 5 10 15 20 25

1,20 1,16 1,12 1,08 1,04 1,00 0 5 10 15 20 25 5 6 7 8 9 5 6 7 8 9

2.5 а б в а б в 5 3 4 5 3 7 6 5 1,2 5 5 3 4 5 3 7 6 5 1,2 5

$K_{H\beta}$ ψ_d $K_{H\beta}$ ψ_d $K_{H\beta}$ ψ_d $K_{H\beta}$ ψ_d $K_{H\beta}$ ψ_d

1,4 1,3 1,2 1,1 1,0 0 0,4 0,8 1,2 1,6 1,4 1,3 1,2 1,1 1,0 0 0,4 0,8 1,2 1,6

2.6. 2,4 2,2 2,0 1,8 1,6 1,4 1,2 0 10 20 30 -0,015 -0,01 0 0,01 0,02 0,05 0,08

2,4 2,2 2,0 1,8 1,6 1,4 1,2 0 10 20 30 -0,015 -0,01 0 0,01 0,02 0,05 0,08

Z_H β , град Z_H β , град Z_H β , град

2.7.

Z_v Y_F Z_v Y_F Z_v Y_F 3,0 3,2 3,4 3,6 3,8 4,0 4,2 4,4 3,0 3,2 3,4 3,6 3,8 4,0 4,2 4,4

12 14 17 20 25 30 40 60 80 100 200 12 14 17 20 25 30 40 60 80 100 200

0,8 0,6 0,4 0,2 0 -0,2 $x = -0,4$ 0,8 0,6 0,4 0,2 0 -0,2 $x = -0,4$

2.8 $K_{H\beta}$ ψ_{dv} $K_{H\beta}$ ψ_{dv} $K_{H\beta}$ ψ_{dv} $K_{H\beta}$ ψ_{dv} $K_{H\beta}$ ψ_{dv} $K_{H\beta}$ ψ_{dv}

а б в г д а б в г д а б в г д

1,00 1,05 1,10 1,15 1,20 1,25 1,00 1,05 1,10 1,15 1,20 1,25

1,0 1,1 1,2 1,3 1,4 1,5 1,6 1,0 1,1 1,2 1,3 1,4 1,5 1,6 1,0 1,1 1,2 1,3 1,4 1,5 1,6

1,0 1,2 1,4 1,6 1,8 2,0 1,0 1,1 1,2 1,3 1,4 1,5 1,6

$I_{\text{ш}}$ I_p 2 2 $I_{\text{ш}}$ I_p 2 2 $I_{\text{ш}}$ I_p 2 2 $I_{\text{ш}}$ I_p 2 2 $I_{\text{ш}}$ I_p 2 2 $I_{\text{ш}}$ I_p 2 2 $I_{\text{ш}}$ I_p 2 2

$I_{\text{ш}}$ I_p 2 2 $I_{\text{ш}}$ I_p 2 2

3.3. R_e R_m R_e R_m R_e R_m δ_1 δ_2 δ_{f1} δ_{a1} θ_{a1} θ_{f1} b $b/2$ h_{ae2} h_{fe2} h_{ae1} h_{fe1}

R_e R_m R_e R_m R_e R_m δ_1 δ_2 δ_{f1} δ_{a1} θ_{a1} θ_{f1} b $b/2$ h_{ae2} h_{fe2} h_{ae1} h_{fe1} м М м М

0 0,2 0,4 0,6 0,8 0 0,2 0,4 0,6 0,8 0 0,2 0,4 0,6 0,8 0 0,2 0,4 0,6 0,8 0 0,2 0,4 0,6 0,8

4.1. $q \ q \ q \ q \ 40 \ 60 \ 80 \ 100 \ 120 \ 140 \ 160 \ 180 \ 200 \ 40 \ 60 \ 80 \ 100 \ 120 \ 140 \ 160 \ 180 \ 200$

6 8 10 12 14 6 8 10 12 14 6 8 10 12 14

4.4 0,01 0,02 0,03 0,04 0,05 0,06 0,07 0,08 0,09 0 2 4 6 8 10 12 14 $f \ f$

0,01 0,02 0,03 0,04 0,05 0,06 0,07 0,08 0,09 0 2 4 6 8 10 12 14 $v_{ск}, \text{ м/с} \ v_{ск}, \text{ м/с}$

5.1 $b \ c \ H \ 40^\circ \ b \ c \ H \ 40^\circ \ b \ c \ H \ 40^\circ$

5.2. $a \ b \ \bar{b} \ a \ b \ \bar{b} \ a \ b \ \bar{b} \ n_1, \text{ об/мин} \ N_1, \text{ кВт} \ n_1, \text{ об/мин} \ N_1, \text{ кВт} \ n_1, \text{ об/мин} \ N_1, \text{ кВт}$

$n_1, \text{ об/мин} \ N_1, \text{ кВт} \ 200 \ 600 \ 1000 \ 1400 \ 1800 \ 2600 \ 0,1 \ 0,2 \ 0,5 \ 1 \ 2 \ 5 \ 10 \ 20 \ 50 \ 100$

200 600 1000 1400 1800 2600 0,1 0,2 0,5 1 2 5 10 20 50 100

200 600 1000 1400 1800 2600 0,1 0,2 0,5 1 2 5 10 20 50 100

200 600 1000 1400 1800 2600 0,1 0,2 0,5 1 2 5 10 20 50 100

5.6. $d \ t \ f \ e \ c \ h \ d \ t \ f \ e \ c \ h \ d \ t \ f \ e \ c \ h \ d \ t \ f \ e \ c \ h$

5.7. $B \ c \ d \ d_{ст} \ d_o \ l_{ст} \ B \ c \ d \ d_{ст} \ d_o \ l_{ст} \ B \ c \ d \ d_{ст} \ d_o \ l_{ст}$

6.1. $a \ \bar{b} \ a \ \bar{b} \ B \ t \ d \ b \ h \ d_p \ B \ t \ d \ b \ h \ d_p \ B \ t \ d \ b \ h \ d_p$

1 2 3 4 5 1 2 3 4 5

6.3. $a \ b \ \bar{b} \ a \ b \ \bar{b} \ a \ b \ \bar{b}$

6.5. $R \ 48,5 \ z \ R \ 48,5 \ z \ \text{ГОСТ } 13568-75$

Звездочка двухрядная
Сталь 40Х ГОСТ 977–88

Студент 111 гр.
Сидоров И.И.

6.6.

Цепь роликовая
двухрядная
ГОСТ 13568–75
М 1:2

Студент 111 гр.
Сидоров И.И.

58,55

1.2. 1 2 4 5 6 7 8 9 1 2 4 5 6 7 8 9

1.3. 2 3 4 2 3 4 2 3 4 2 3 4 2 3 4 2 3 4 2 3 4

1.5. 1 2 3 4 5 6 7 1 2 3 4 5 6 7 1 2 3 4 5 6 7

4.2 8 10 12,5 20 31,5 63 80 16 25 и Ключ T_2 $T_2, Н·м$
0,05 0,06 0,08 0,1 0,125 0,16 0,2 0,25 0,32 0,4 0,5

Пример: $T_2 = 130 Н·м$;
 $z_1/q = 0,16$; $u = 16$; $n_1 = 1450 об/мин$

Принимаем: материал колеса –
БрАЖ9-4Л; $v_{ск} = 4,6 м/с$; $[\sigma_H] = 158 Н/мм^2$

$n_1, об/мин$ БрАЖ9-4Л БрАЖН10-4-4Л

БрОФ10-1 (в песчаную форму) $[\sigma_H]' = 157$

БрОФ10-1 (в кокиль) $[\sigma_H]' = 221$

БрОНФ (центробежная отливка) $[\sigma_H]' = 246$

БрОЦС6-6-3 (в песчаную форму) $[\sigma_H]' = 133$

БрОЦС6-6-3 (в кокиль) $[\sigma_H]' = 193$

0,5 0,5 84,5
4.2 8 10 12,5 20 31,5 63 80 16 25 и Ключ T_2 $T_2, Н·м$

0,05 0,06 0,08 0,1 0,125 0,16 0,2 0,25 0,32 0,4 0,5

Пример: $T_2 = 130$ Н·м;
 $z_1/q = 0,16$; $u = 16$; $n_1 = 1450$ об/мин

Принимаем: материал колеса –
БрАЖ9-4Л; $v_{ск} = 4,6$ м/с; $[\sigma_H] = 158$ Н/мм²

n_1 , об/мин БрАЖ9-4Л БрАЖН10-4-4Л

БрОФ10-1 (в песчаную форму) $[\sigma_H]' = 157$

БрОФ10-1 (в кокиль) $[\sigma_H]' = 221$

БрОНФ (центробежная отливка) $[\sigma_H]' = 246$

БрОЦС6-6-3 (в песчаную форму) $[\sigma_H]' = 133$

БрОЦС6-6-3 (в кокиль) $[\sigma_H]' = 193$

d_{am2} d_{f2} d_2 d_{a2b} d_{am2} d_{f2} d_2 d_{a2} d_{am2} d_{f2} d_2 d_{a2}

$d_{w1} = d_1$ d_{a1} d_{f1} $x = 0$ $x > 0$ $x < 0$ Ось червяка Ось червяка

$d_w = d$ $a_w = a$ a_w

d_1 d_{w1} $d_{w2} = d_2$ d_{a2} d_{f2} d_{w1} d_{f1} d_{f2} B_1 B_2

d_{am2} d_{f2} d_2 d_{a2b} d_{am2} d_{f2} d_2 d_{a2} d_{am2} d_{f2} d_2 d_{a2}

$d_{w1} = d_1$ d_{a1} d_{f1} $x = 0$ $x > 0$ $x < 0$ Ось червяка Ось червяка

$d_w = d$ $a_w = a$ a_w

d_1 d_{w1} $d_{w2} = d_2$ d_{a2} d_{f2} d_{w1} d_{f1} d_{f2} B_1 B_2

d_{am2} d_{f2} d_2 d_{a2b} d_{am2} d_{f2} d_2 d_{a2} d_{am2} d_{f2} d_2 d_{a2}

$d_{w1} = d_1$ d_{a1} d_{f1} $x = 0$ $x > 0$ $x < 0$ Ось червяка Ось червяка

$d_w = d$ $a_w = a$ a_w

d_1 d_{w1} $d_{w2} = d_2$ d_{a2} d_{f2} d_{w1} d_{f1} d_{f2} B_1 B_2

d_{am2} d_{f2} d_2 d_{a2b} d_{am2} d_{f2} d_2 d_{a2} d_{am2} d_{f2} d_2 d_{a2}

$d_{w1} = d_1$ d_{a1} d_{f1} $x = 0$ $x > 0$ $x < 0$ Ось червяка Ось червяка

$d_w = d$ $a_w = a$ a_w

d_1 d_{w1} $d_{w2} = d_2$ d_{a2} d_{f2} d_{w1} d_{f1} d_{f2} B_1 B_2

Шкив

СЧ15 ГОСТ 977–88

Студент 111 гр.

Сидоров И.И.

Шкив

СЧ15 ГОСТ 977–88

Студент 111 гр.

Сидоров И.И.

Рис. 2.3. Варианты
расположения
колес относи-
тельно опор

Рис. 2.3. Варианты
расположения
колес относи-
тельно опор

Учебное издание

Ваньшин Александр Иванович
Печников Александр Филиппович

**ДЕТАЛИ МАШИН
РАСЧЕТ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ**

Пособие

Редактор

Е.О. Трусова

Корректор

Н.И. Михайлова

Директор ИПЦ

Т.Г. Смирнова

Подписано в печать 21.11.2003. Формат 60×84 1/16. Бум. писчая
Печать офсетная. Усл. печ. л. 8,14. Печ. л. 8,75. Уч.-изд. л. 8,25
Тираж 500 экз. Заказ № С 31

СПбГУНиПТ. 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9
ИПЦ СПбГУНиПТ. 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9