

Министерство науки и образования Р.Ф.  
Федеральное агентство по образованию  
ГОУ ВПО «Уфимский Государственный Нефтяной Технический Университет»

кафедра «Горная и прикладная механика»

Учебно-методическое пособие

## Расчет механических передач

Уфа - 2007

Предназначена в помощь студентам немеханических специальностей при выполнении домашних заданий и учебных проектов по курсу «Прикладная механика». Включает справочные данные и методики расчета передач с учетом требований ГОСТ 21354-87. в учебных целях введено упрощение расчетов.

Составители: Полканова О.Г., доцент, к.т.н.  
Хлесткина В.Л., доцент, к.т.н.

Рецензенты: Загорский В.К., проф., д.т.н.  
Попов А.Н., профессор, д.т.н.

## СОДЕРЖАНИЕ

1. Кинематический и силовой расчет привода .....	2
2. Материалы и термическая обработка зубчатых колес .....	5
3. Выбор допускаемых напряжений при расчете цилиндрических и конических зубчатых передач .....	7
4. Методика расчета закрытой цилиндрической передачи .....	10
5. Методика расчета открытой цилиндрической передачи .....	18
6. Методика расчета закрытой конической прямозубой передачи .....	19
7. Методика расчета червячной с цилиндрическим червяком.....	23
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ .....	30

## I. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Выбор электродвигателя. Привод - устройство для приведения в действие двигателем различных машин. При передаче мощности от двигателя к потребителю имеют место потери в элементах привода: в ременной и цепной передачах, в зубчатых зацеплениях, в подшипниках на валах. Все эти потери должны быть учтены при выборе электродвигателя, чтобы была обеспечена необходимая для потребителя мощность.

### I.I. Порядок расчета

#### 1.1.1. К.п.д. привода

$$\eta_{пр} = \eta_{ред} \cdot \eta_{от},$$

где  $\eta_{ред}$  - к. п. д. редуктора;

$\eta_{от}$  - к. п. д. открытой передачи;

$$\eta_{ред} = \eta_{зац}^m \cdot \eta_{вал}^n,$$

где  $\eta_{зац}$  - к.п.д. зубчатого зацепления;

m - число зацеплений в редукторе;

$\eta_{вал}$  - к.п.д. одного вала (пара подшипников);

n - количество валов в редукторе.

Ориентировочные значения к. п. д. [3]:

1) закрытая цилиндрическая зубчатая передача

$$\eta_{цил} = 0,97 \dots 0,98;$$

2) закрытая коническая передача  $\eta_{кон} = 0,96 \dots 0,97$ ;

3) вал (пара подшипников)  $\eta_{\text{вал}} = 0,99$ ;

4) червячная передача  $Z_1 = 4$ ,  $\eta_{чер} = 0,9$ ;

$$Z_1 = 1,3; \eta = 0,8;$$

5) открытая ременная передача  $\eta_{рем} = 0,96 \dots 0,97$ ;

6) открытая цепная передача  $\eta_{цеп} = 0,94$ ;

7) открытая цилиндрическая передача  $\eta_{цил} = 0,95$ .

#### 1.1.2. Расчетная мощность двигателя

$$N_{\text{дв. рас.}} = \frac{N_{\text{вых}}}{\eta_{пр}}$$

По этой

$$N_{\text{вых}} = \frac{T_{\text{вых}} \cdot n_{\text{вых}}}{9,55 \cdot 10^6}$$

мощности выбирают электродвигатель [3],

где  $T_{\text{вых}}$  - крутящий момент на выходном валу привода, Н.мм;

$n_{\text{вых}}$  - частота вращения выходного вала привода, об/мин./,

#### 1.1.3. Передаточное отношение привода

$$i_{пр} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вых}}}$$

#### 1.1.4. Разбивка передаточного Отношения привода по ступеням

$$i_{пр} = i_{от} \cdot i_{ред}$$

#### 1. 1.5. Определяется частота вращения валов.

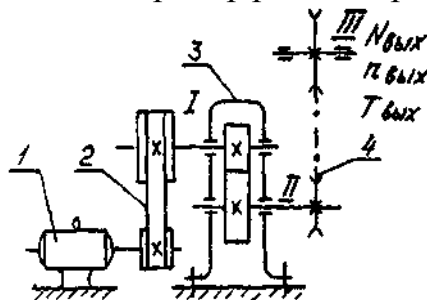
1.1.6. Определяется, мощность на всех валах.

1.1.7. Крутящие моменты на валах

Данные сводятся в 8 Таблицу.

Но мер	N, кВт	n, об/мин.	T, Н·мм
цв.			
I			
II			

1.2. Пример расчета привода



I - электродвигатель;  
2 - ременная передача;  
3 - редуктор;  
4 - ременная передача.  
 $T_{вых} = 0,95 \cdot 10^6$  Н.мм.  
 $n_{вых}$  об/мин.

1.2.1. К.п.д. привода:

$$\eta_{пр} = \eta_{рем} \cdot \eta_{ред} \cdot \eta_{цеп} \cdot \eta_{вал}; \quad \eta_{ред} = \eta_{цил} \cdot \eta_{вал}^2 = 0,98 \cdot 0,99^2 = 0,96;$$

$$\eta_{пр} = 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 0,86.$$

1.2.2. Расчетная мощность двигателя

$$N_{дв} = \frac{N_{вых}}{\eta_{пр}}; \quad N_{вых} = \frac{T_{вых} \cdot n_{вых}}{9,55 \cdot 10^6} = \frac{0,95 \cdot 10^6 \cdot 90}{9,55 \cdot 10^6} = 8,95 \quad \text{кВт.} \quad N_{дв} = \frac{8,95}{0,87} = 10,29 \quad \text{кВт}$$

Выбираем асинхронный электродвигатель 4A132M2У3  $N_{дв} = 11$  кВт.  
Синхронная частота вращения  $n_{дв} = 1500$  об/мин. Т. к. двигатель асинхронный,  
то

$$n_{дв} = 1500 \cdot (1 - S) = 1500(1 - 0,04) = 1440 \text{ об/мин.}$$

где  $S$  - коэффициент скольжения.

1.2.3. Определяем передаточное отношение привода :

$$i_{пр} = \frac{n_{дв}}{n_{вых}} = \frac{1440}{90} = 16$$

1.2.4. Разбивка передаточного отношения по ступеням

$$i_{пр} = i_{рем} \cdot i_{ред} \cdot i_{цеп}$$

$$i_{ред} = 2,5; \quad i_{рем} = 2;$$

$$i_{цеп} = \frac{i_{пр}}{i_{ред} \cdot i_{рем}} = \frac{16}{2,5 \cdot 2} = 3,2$$

### 1.2.5. Частота вращения валов

$$n_I = \frac{n_{\text{дв}}}{i_{\text{рем}}} = \frac{1440}{2} = 720 \text{ об/мин};$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_{\text{ред}}} = \frac{720}{2,5} = 288 \text{ об/мин};$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{i_{\text{цеп}}} = \frac{288}{3,2} = 90 \text{ об/мин}.$$

### 1.2.6. Мощности на валах

$$N_I = N_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{рем}} \cdot \eta_{\text{с}} = 10,29 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 9,78$$

$$N_{II} = N_I \cdot \eta_{\text{цпл}} \cdot \eta_{\text{с}} = 9,78 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 9,49$$

$$N_{III} = N_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{цеп}} \cdot \eta_{\text{с}} = 9,49 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 8,95$$

### 1.2.7. Крутящие моменты на валах

$$T_{\text{дв}} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{N_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{10,29}{1440} = 0,07 \cdot 10^6$$

$$T_I = 9,55 \cdot 10^6 \frac{N_I}{n_I} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{9,78}{720} = 0,13 \cdot 10^6$$

$$T_{II} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{N_{II}}{n_{II}} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{9,49}{288} = 0,31 \cdot 10^6$$

$$T_{III} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{N_{III}}{n_{III}} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{9,02}{90} = 0,95 \cdot 10^6$$

Сводил расчетные данные в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Номер вала	N, кВт	n, об/мин	T, Н·мм
Дв.	10,29	1440	$0,07 \cdot 10^6$
I	9,78	720	$0,13 \cdot 10^6$
II	9,49	288	$0,31 \cdot 10^6$
III	9,02	90	$0,95 \cdot 10^6$

## 2. МАТЕРИАЛЫ И ТЕРМИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Выбор материала зубчатых колес зависит от требований, предъявляемых к размерам и массе передач, а также от мощности, окружной скорости и требуемой точности изготовления колёс [1].

Основным материалом для изготовления зубчатых колес большинства машин являются стали. В зависимости от твердости стальные зубчатые колеса делятся на две группы.

Первая группа - колеса с твердостью  $\leq$  HB 350. Применяются в мало- и средненагруженных передачах. Материалами для колес этой группы служат углеродистые стали 45, 65, 50Г, 65Г, легированные стали 40Х, 40ХН, 40ХГР и др. Термообработка - улучшение производится до нарезания зубьев. Колеса с твердостью  $\leq$  HB 350 хорошо-прирабатывается и не подвержены хрупкому разрушению. Для равномерного износа зубьев и лучшей их прирабатываемости твердость шестерни должна быть на (20-50)HB больше твердости колеса. Колеса с твердостью  $\leq$  HB350 широко используются в мало- и средне-нагруженных передачах, в условиях индивидуального и мелкосерийного производства.

Вторая группа - колеса с твердостью  $>$  HB350 (при твердости  $>$  HB350 твердость материала изменяется по шкале Роквелла:  $10\text{ HB} \approx 1\text{ HRC}$ ). Применяются в тяжелонагруженных передачах. Высокая твердость рабочих поверхностей зубьев достигается объемной и поверхностной закалкой, цементацией. Эти виды термообработки позволяют в несколько раз повысить нагрузочную способность передачи по сравнению с улучшенными сталями. Поверхностная закалка токами высокой частоты (т.в.ч.) целесообразна для шестерен с модулем  $\geq 2$  мм, работающих с улучшенными колесами, ввиду хорошей приработки зубьев.

Колеса с твердостью  $>$  HB350 нарезают до термообработки. Отделка зубьев производится после термообработки. Стали, рекомендуемые для цилиндрических и конических колес, приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

# Материалы, применяемые для зубчатых колес

Марки стали по ГОСТ	Вид термообработки	Твердость зуба*		Средн. значения механических МПа			
		сердцевинны HB	поверхности HRC	$\sigma_B$	$\sigma_T$	$\sigma_{-1}$	
1	2	3	4	5	6	7	
Ст. 5	В состоянии поставки	200	18	600	280	250	
Ст. 6		200	18	700	310	260	
65	Нормализация	170	16	600	270	240	
	Улучшение	300	30	700	500	300	
	Закалка	400	40	920	680	400	
45	Нормализация	200	18	650	320	280	
	Улучшение	250	23	800	510	380	
	Закалка	400	42	960	750	420	
	Закалка ТВЧ	300	50	900	650	400	
50Г	Нормализация	200	18	600	370	300	
	Улучшение	250	24	720	430	340	
	Закалка	400	42	1000	800	500	
65Г	Нормализация	270	27	750	400	350	
	Улучшение	300	30	900	650	430	
	Закалка	400	45	1100	1000	550	
	Закалка	650	60	1500	1360	750	
40X	Нормализация	200	18	700	400	300	
	Улучшение	250	23	900	700	400	
	Закалка	400	42	1250	1150	550	
	Закалка	530	52	1550	1400	680	
	Закалка ТВЧ	300	50	900	750	460	
40XH	Нормализация	250	24	900	700	420	
	Закалка	400	48	1500	1300	750	
	Закалка ТВЧ	320	50	1000	800	500	
40XГР	Улучшение	300	31	950	850	500	
	Закалка ТВЧ	300	50	950	850	500	
15	Нормализация	150	-	400	210	170	
	Цементация	165	60	530	320	230	
20X	Нормализация	170	-	540	350	340	
	Улучшение	240	22	700	500	360	
	Цементация	290	60	950	800	420	

\* - Испытание на твердость, производят путем вдавливания в поверхность испытуемого материала стального парика (метод Бринеля), алмазного конуса (метод Роквелла), алмазной пирамидки (метод Виккерса). О твердости судят по величине площади отпечатка на металле.

Если нагрузку обозначить F, а площадь сферической поверхности лунки A, то твердость по Бринелю

$$HB = F/A = \frac{2F}{\pi D \left( D - \sqrt{D^2 - d^2} \right)}, \quad (2,1)$$

где D - диаметр шарика, мм;

$d$  - диаметр отпечатка, мм.  
 между твердостью и прочностью существует зависимость  $\sigma = kHВ$ ,  
 где  $k$  - коэффициент пропорциональности. Зависит от вида материала (сталь, латунь, медь и др.).

### 3. ВЫБОР ДОПУСКАЕМЫХ, НАПРЯЖЕНИЙ, ПРИ РАСЧЕТЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ И КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Для закрытых зубчатых передач основным, выполняемым в качестве проектного, является расчет на контактную прочность; расчет на изгиб выполняется как проверочный. Открытые передачи рассчитывают на изгиб.

#### 3.1. Допускаемые контактные напряжения

Экспериментом установлено, что контактная прочность рабочих поверхностей зубьев определяется в основном твердостью этих поверхностей. Допускаемые контактные напряжения для расчетов на выносливость при длительной работе

$$[\sigma_H] = (\sigma_{Hlimb} / S_H) \cdot Z_N, \quad (3,1)$$

где  $\sigma_{Hlimb}$  - предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений  $N_{Hlimb}$ , МПа.

Экспериментальные значения  $\sigma_{Hlimb}$  приведены в табл.3.1.

Таблица 3.1.

Термическая обработка.	Твердость поверхностей зубьев	Группа стали	$\sigma_{Hlimb}$ , МПа
Нормализация, улучшение	HВ100-350	Углеродистые и легированные стали	2HВ+70
Объемная закалка	HRC38-50		18HRC+150
Поверхностная закалка	HRC40-56		17HRC+200
Цементация и нитроцементация	HRC56-65	легированные стали	23HRC

$S_H$  - коэффициент безопасности; в связи с постепенным процессом повреждения поверхности и пониженной опасностью аварии машин коэффициент  $S_H$  назначают небольшим :  $S_H=1,1$  (при однородной структуре материала);  $S_H=1,2$ , при неоднородной структуре материала (поверхностная закалка, цементация и др.).

$Z_N$  - коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагрузки передачи, ч.

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{Hlimb}}{N_{HE}}} \geq 1 \leq Z_{Nmax}$$

Для нормализованных и улучшенных колес  $Z_{Nmax}=2,6$ ; для колес с

поверхностной закалкой, цементация  $Z_{Nmax}=1,8$ .

Базовое число циклов  $N_{Hlimb}$  определяется твердостью рабочих поверхностей зубьев, (табл.3.2).

Таблица. 3.2

Базовое число циклов.

Твердость поверхностей зубьев HB	5 0. 200	2 50	3 00	3 50	4 00	4 50	5 00	5 50-	6 00
$N_{Hlimb}$ , МЛН. ЦИКЛОВ	1 0	1 6.5	2 5	3 6.4	5 0	6 8	8 7	1 14	1 43

$N_{HE}$  - эквивалентное число циклов перемены напряжения. При постоянной нагрузке определяется по формуле

$$N_{HE} = 60nL_h, \quad (3;3)^i$$

где  $n$  - частота вращения того из колес, по материалу которого определяют допускаемое напряжение,  $\text{мин}^{-1}$ .

$L_h$  - долговечность передачи, ч.

При  $N_{HE} > N_{Hlimb}$   $Z_N = 1$ .

Расчет передач ведут по меньшему значению  $[\sigma_H]$  из полученных для шестерни и колеса. Ввиду незначительного влияния на величину допускаемого напряжения  $[\sigma_H]$  в расчете не учтены размеры, шероховатость поверхности и окружная скорость колес.

### 3.2. Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$

Допускаемые напряжения изгиба для расчетов на выносливость при длительной работе

$$[\sigma_F] = (\sigma_{Flimb} / S_F) \cdot Y_N, \quad (3.4)$$

Где  $\sigma_{Flimb}$  - базовый предел выносливости зубьев по излому от напряжений изгиба, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений  $N_{Flimb}$ . Базовое число циклов перемены напряжений изгиба  $N_{Flimb} = 4 \cdot 10^6$  [4].

Экспериментальные значения  $\sigma_{Flimb}$  приведены в табл. 3.3 [3].

Таблица 3.3

Термическая обработка	Твердость зубьев		Группа стали	$\sigma_{Flimb}$ , МПа
	на поверхности	в сердцевине		
Нормализация и улучшение	HB 180...350		Углеродистые и легированные стали	HB+260
Объемная закалка	HRC 35...45		Легированные стали	550-600
Закалка ТВЧ сквозная (модуль < 3 мм)	HRC 45...55	HRC 25...55		550
Закалка ТВЧ по контуру зуба (модуль > 3 мм)	HRC 45...55	HRC 45...55		650
Цементация	HRC 55...63	HRC 30...45		750-800

$S_F$  - коэффициент безопасности. Рекомендуется принимать для поковок и штамповок  $S_F = 1,7$ ; для проката  $S_F = 1,9$ ; для литых заготовок  $S_F = 2,2$ ;

$Y_N$  - коэффициент долговечности. При твердости рабочих поверхностей  $HB \leq 350$ .

$$Y_N = \sqrt[6]{N_{Flimb} / N_{FE}} \geq 1, n_o \leq 2; \quad (3.5)$$

при твердости  $HB > 350$

$$Y_N = \sqrt[9]{N_{Flimb} / N_{FE}} \geq 1, n_o \leq 1,6. \quad (3.6)$$

Для длительности работающих передач при

$$N_{FE} \geq N_{Flimb} \quad Y_N = 1,0$$

Эквивалентное число циклов при постоянной нагрузке

$$N_{FE} = 60 \cdot n \cdot L_h$$

Для реверсивных передач  $[\sigma_F]$  уменьшают на 25%.

#### 4. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЗАКРЫТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Ниже индекс  $i=1$  присваивается параметрам, относящимся к шестерне, а  $i=2$  - к колесу.

Исходные данные:

$T_2$  - крутящий момент на большем колесе, Н.м; ///

$n_1$  - частота вращения шестерни, мин<sup>-1</sup>; и

$u$  - передаточное число зубчатой передачи;  $L$  /,

$L_h$  - требуемый полный ресурс передачи, ч?

кинематическая схема и условия работы передачи.

#### Проектировочный расчет

4.1. Назначить степень точности передачи (для редукторов общего назначения - 7,8).

4.2. Выбрать материал и твердость рабочих поверхностей зубьев (см. раздел 2).

4.3. Определить расчетное допускаемое контактное напряжение  $[\sigma_H]$ , МПа (см. раздел 2).

4.4. Выбрать коэффициенты ширины зубчатого венца относительно диаметра  $\Psi_{bd}$  и относительно модуля  $\Psi_{bm}$  (табл., 4.1).

Таблица 4.1

Рекомендуемые значения  $\Psi_{bd}$  и  $\Psi_{bm}$

Параметр	Расположение шестерни относительно опор	Твердость раб. поверх. зубьев	
		H1 и H2 ≤ HB350	H1 и H2 ≥ HB350
$\Psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{w_1}}$	симметричное	0,8 – 1,4	0,4 – 0,9
	несимметричное	0,6 – 1,2	0,3 – 0,6
	консольное	0,3 – 0,4	0,20 – 0,25
$\Psi_{bm} = \frac{b_w}{m}$	Для редукторов с достаточно жесткими валами	не более 25-30	не более 15-20

Замечания: 1. Большие значения для постоянных нагрузок жестких более высокой степени точности.

2. Для открытых передач и для подвижных колес коробок передач:

$$\Psi_{bd} = 0,20 - 0,25;$$

3. Для косозубых передач значение  $^1P_\Sigma$  можно увеличить : 1,2 раза для шевронных при  $b.v$  . равной сумме полушевроннов. в 1.3 - 1.4 раза.

4.5. Определить предварительное значение коэффициента ширины венца

относительно межосевого расстояния:

$$\psi_{ba}^{np} = 2\psi_{bd}/u \pm 1$$

где "-" для зубчатых передач внешнего зацепления. "+" для внутреннего.

4.6. Выбрать числа зубьев колес:

$$Z_1^{*} \rightarrow Z_1 \text{ мм}; Z_2 = Z_1 \cdot u \rightarrow Z_{2\text{ма}}, \quad .$$

Для первой ступени редуктора  $Z_1 = 20 \dots 30$  для второй -  $17 \dots 24$ . Минимально допустимое число зубьев шестерни при  $X = 0$   $Z_{\min} = 17$ . После округления  $Z$  до целых чисел следует проверить фактическое передаточное число  $U = Z_2/Z_1$ .

4.7. Определить коэффициент концентрации нагрузки  $K_{кв}$  по табл. 4.2.

Таблица 4.2

Ориентировочные значения коэффициента  $K_{нв}$

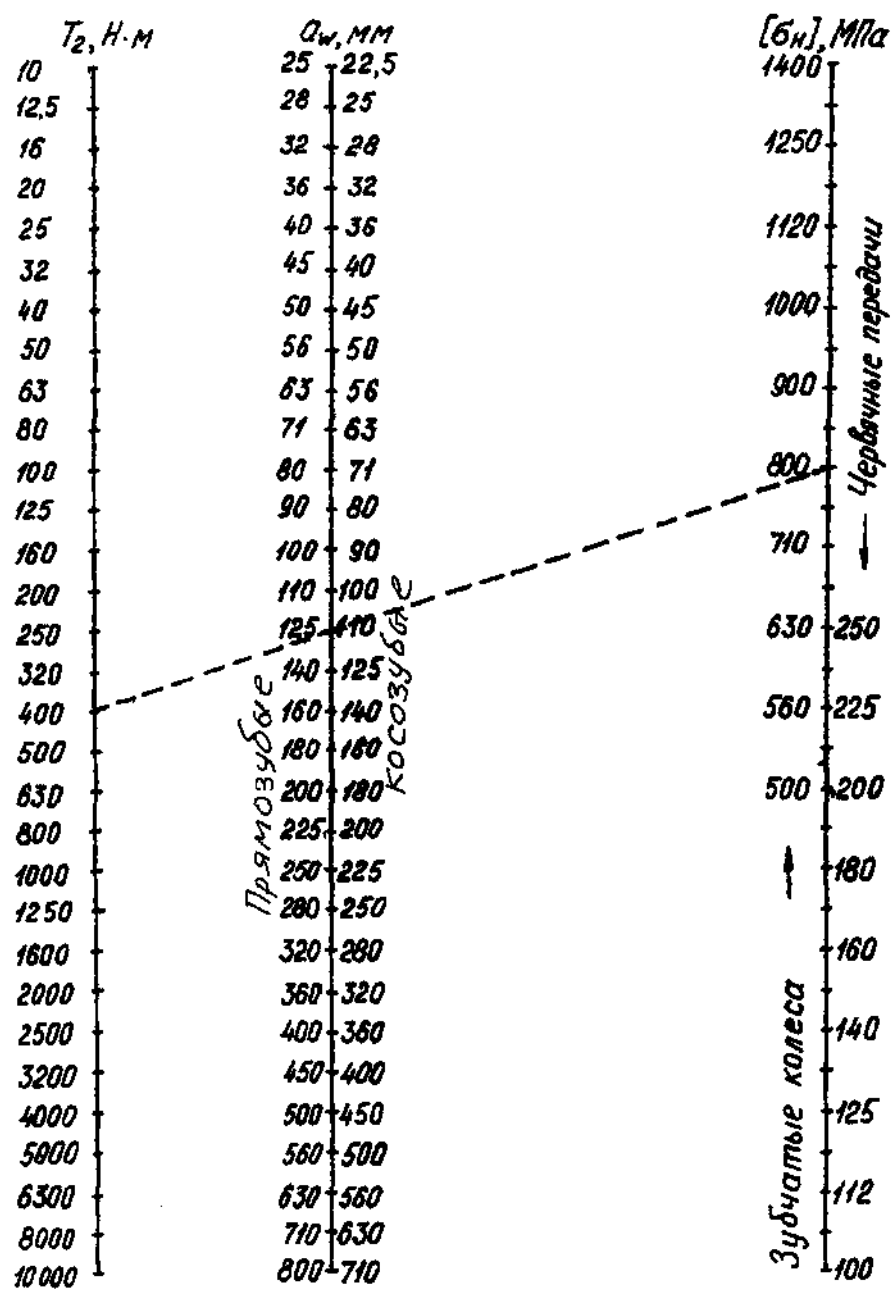
Расположение шестерни относительно опор	Твердость поверхности зубьев колеса HВ	$\psi_{BB} = b_w/d_1$					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
симметричное	$\leq 350$	1,01	1,02	1,03	1,04	1,07	1,11
	$> 350$	1,01	1,02	1,04	1,07	1,16	1,26
несимметричное	$\leq 350$	1,03	1,05	1,07	1,12	1,19	1,23
	$> 350$	1,06	III	120	1,29	1,48	-
консольное, опоры-шарикоподшипники	$\leq 350$	1,08	1,17	1,28	-	-	-
	$> 350$	1,22	1,44	-	-	-	-
консольное, опоры-роликподшипники	$\leq 350$	1,06	1,12	1,19	1,27	-	-
	$> 350$	1,11	1,25	1,45	-	-	-

4.8. Определить ориентировочно межосевое расстояние по номограмме (ст. ).

4.9. Определить предварительно межосевое расстояние, мм:

$$\alpha_w^{np} = K_o (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{HB}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{bd}^{np}}}$$

где  $K_a$  - вспомогательный коэффициент.  $K_a = 49,5$  для прямозубой.  $K = 43,0$  для косозубой передачи.



Номограмма

Результаты вычислений сравнить с межосевым расстоянием по номограмме.

4.10. Определить модуль колес, мм:

$$m_n = \frac{2\alpha_w^{np} \cdot \cos \beta}{(Z_1 - Z_2)}, \quad (4.2.)$$

где угол наклона зубьев по длительному цилиндру выбирается  $\beta = 0$  для прямозубых:  $\beta = 8 \dots 25^\circ$  для косозубых.  $\beta = 25 \dots 40^\circ$  для шевронных колес. Модуль  $m_n$  округляется до ближайшего стандартного по табл. 4.3. [I].

Таблица 4.3

Ряды	Модуль, мм														
1-й	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25
2-й	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18	22	

Значения модулей стандартизированы СТ СЭВ 310 - 76 в диапазоне 0,05... 100 мм.

4.10.1. Окружной модуль  $m_t$  можно определить по формуле

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$$

4.11. Уточнить фактическое межосевое расстояние, мм

$$\alpha_w = \frac{m_n(Z_t + Z_B)}{2 \cdot \cos \beta} \quad (4.3)$$

4.12. Уточнить коэффициент ширины зубчатого венца

$$\psi_{ba} = \psi_{ba}^{np} \left( \frac{\alpha_w^{np}}{\alpha_w} \right)^3 \quad (4.4)$$

4.13. Определить рабочую ширину венца зубчатой передачи и округлить до целого числа, мм:

$$b_w = \alpha_w \cdot \psi_{ba} \quad (4.5)$$

4.14. Определить делительные (начальные) диаметры колес {с точностью до сотых долей'}, мм:

$$d_{w1,2} = d_{1,2} = \frac{m_n \cdot Z_{1,2}}{\cos \beta} \quad (4.6)$$

Полученные параметры колес в процессе проектирования и разработки чертежей могут быть изменены; после определения окончательно принятых размеров производится проверочный расчет передачи.

4.15. Определить расчетную удельную окружную силу при расчете на контактную выносливость, Н/мм:

$$W_{Ht} = W_t \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \quad (4.7)$$

где  $W_t$  - удельная окружная сила, Н/мм

$K_{H\beta}$  - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца при фактическом значении

$\psi_{bd} = b_w/d_1$  (см. табл. 4.2);

$K_{HV}$  - коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении (табл. 4.4)

Таблица 4.4

Значение коэффициента динамической нагрузки  $K_{HV}$

Степень точности	Твердости поверхностей зубьев	V, м/с					
		1	2	4	6	8	10
7-я	$H_1 = H_2 < 350$						
	HB $\leq 350$ или $H_1 \geq \text{HRC}42$ $H_2 \leq \text{HB}350$	1,04 1,02	1,07 1,03	1,14 1,05	1,21 1,06	L29 1,07	1,36 1,08
7-я	$H_1 \geq \text{HRC}42$ $H_2 \geq \text{ВДС}4$	1,03 1,00	1,05 1,01	1,09 1,02	1,14 1,03	1,03	L24 1,04
8-я	$H_1 = H_2 \leq 350$						
	HB $\leq 350$ или $H_1 \geq \text{HRC}42$ $H_2 \leq \text{HB}350$	1,04 1,01	1,08 1,02	1,16 1,04	1,24 1,06	L32 1,07	1,40 1,08
	$H_1 \geq \text{ЩАБ}$ $H_2 \geq \text{HRC}42$	1,83 1,01	1,06 1,01	1,10 1,02	1,16 1,03	1,04	1,26 1,05

Примечание:

1. Значения  $K_{HV}$  в числителе относятся к прямозубым передачам, а в знаменателе – к косозубым.

2. V - окружная скорость колес;  $V = \frac{\pi \cdot d_i \cdot n_i}{60 \cdot 1000}$

4.16. Определить расчетные контактные напряжения в зоне контакта зубьев, МПа:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht}(u \pm 1)}{d w_2}}$$

где  $Z_M = 274$  для стальных колес - коэффициент, учитывающий механические свойства материала колес:

$Z_H$  - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев.

$$Z_n = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta}{\sin 2\alpha_{wt}}} \text{ при } \beta=0^\circ, X=0, Z_H=1,76.$$

$Z_\tau$  - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} \text{ - прямозубых;}$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \text{ - для косозубых передач;}$$

$\varepsilon_\alpha$  - коэффициент торцевого перекрытия,

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 1.88 - 3.2 \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta.$$

4.17. Проверить выполнение условия контактной выносливости активной поверхности зубьев:

$$\sigma_H \leq 1,05[\sigma_H] \quad (4.10)$$

При проектировании редукторов общего назначения допускается 5 % перегрузка. При невыполнении этого условия можно увеличить  $Q_u$  в счет увеличения модуля зубьев  $m_n$  до следующего стандартного значения и повторить расчет с пункта (4.12). В некоторых случаях удобнее взять более прочный материал, оставив геометрические параметры неизменными.

Проверочный расчет на изгибную выносливость зубьев.

4.18. Определить расчетную удельную окружную силу при расчете на изгибную выносливость зубьев, Н/мм :

$$W_{Ft} = W_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}, \quad (4.11)$$

где  $K_{F\beta}$  - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца при изгибе (см. табл. 4.5) [2].

Таблица 4.5

Ориентировочные значения коэффициента  $K_{F\beta}$

Расположение шестерни относительно опор	Твердость по поверхности зубьев колеса,	$\psi_{bd} = b_w / d_{w1}$					
		0,2	0,41	0,6	0,8	1,2	1,6
Симметричное	$\leq 350$	1,01	1,03	1,05	1,07	1,14	1,26
	$> 350$	1,02	1,04	1,08	1,14	1,30	-
Несимметричное	$\leq 350$	1,05	1,10	1,17	1,25	1,42	1,61
	$> 350$	1,09	1,18	1,30	1,43	1,73	-
Консольное, опоры-шашкоподшипники	$\leq 350$	1,16	1,37	1,64	-	-	-
	$> 350$	1,33	1,70	-	-	-	-
Консольное, опоры-роликподшипники	$\leq 350$	1,10	1,22	1,38	1,57	-	-
	$> 350$	1,20	1,44	1,71	-	-	-

$K_{FV}$  - коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении при изгибе зубьев ( табл., 4.6) [1].

Таблица 4.6

Значения коэффициента динамической нагрузки  $K_{FV}$

Степень точно- сти	Твердость поверх- ностей зубьев	Окружная скорость колес, м/с					
		1	2	4	6	8	10
7-я	H1 = H2, HB ≤ 350 или H <sub>1</sub> ≥ HRC45 H <sub>2</sub> ≤ HB350	1,08	1,16	1,33	1,50	1,67	1,82
		1,03	1,06	1,11	1,16	1,22	1,27
	H <sub>1</sub> ≥ HRC45	1,03	1,05	1,09	1,13	1,17	1,22
	H <sub>2</sub> ≥ HRC45	1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08
	H1 = H2, HB ≤ 350 или H <sub>1</sub> ≥ HRC45 H <sub>2</sub> ≤ HB350	1,10	1,20	1,38	1,58	1,78	1,96
		1,03	1,06	1,11	1,17	1,23	1,29
8-я	H <sub>1</sub> ≥ HRC45	1,04	1,06	1,12	1,05	1,07	1,26
	H <sub>2</sub> ≥ HRC45	1,01	1,02	1,03			1,08

Примечание. Значения коэффициента  $K_{FV}$  в числителе относятся к прямозубым передачам, а в знаменателе - к косозубым.

4.19. Определить допускаемые напряжения изгиба для материала шестерни и колеса  $[\sigma_F]_i$  (см. раздел 3.2).

4.20. Найти колеса с более слабыми по изгибной выносливости зубьям по меньшему отношению

$$[\sigma_F]_i / Y_{Fi},$$

где  $Y_{Fi}$  - коэффициент, учитывающий форму зуба  $i$ -го колеса (табл. 4.7) [1].

Для косозубых и шевронных колес  $Y_{Fi}$  определяется по эквивалентному числу зубьев:

$$Z_{vi} = \frac{Z_i}{\cos^3 \beta} \quad (4,12)$$

Таблица 4.7

Значение коэффициента формы зуба  $Y_F$  для некорригированного ( $X=0$ ) внешнего зацепления

Z или $Z_v$	17	20	22	24	26	28	30	35	40
$Y_F$	4,26	4,07	3,98	3,92	3,88	3,81	3,79	3,75	3,70
Z или $Z_o$	45	50	65	80	100	150	300	рейка	
$Y_F$	3,66	3,65	3,62	3,60	3,60	3,60	3,60	3,63	

Из-за меньшего числа зубьев зуб шестерни у основания более тонкий, чем у колеса; это отражено в большей величине коэффициента  $Y_F$  ( $Y_{F1} > Y_{F2}$ ).

4.21. Определить напряжение изгиба в зубьях колеса с более

слабыми зубьями, МПа:

$$\sigma_F = \frac{WFt}{m_n} \cdot y_F \cdot y_\beta, \quad (4,14)$$

где  $y_\beta$  - коэффициент, учитывающий наклон зуба.

$$y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140^\circ}. \quad (4,14)$$

4.22. Проверить выполнение условия изгибной выносливости

$$\sigma_F \leq 1,05[\sigma_F] \quad (4,15)$$

при невыполнении этого условия в пункте (4,11), сохранив значение  $a_w$ , увеличить пропорционально перегрузке стандартное значение модуля зубьев колес. Повторить расчет с пункта 4,18.

4.23. Определить геометрические размеры зубчатых колес

4.23.1. Диаметр вершин зубьев

$$d_{a1} = m_n \left( \frac{Z_1}{\cos \beta} + 2,0 \right),$$

$$d_{a2} = m_n \left( \frac{Z_2}{\cos \beta} + 2,0 \right)$$

4.23.2. Диаметр впадин зубчатых колес

$$d_{f1} = m_n \left( \frac{Z_1}{\cos \beta} + 2,5 \right),$$

$$d_{f2} = m_n \left( \frac{Z_2}{\cos \beta} + 2,5 \right).$$

Для прямозубых колес  $\beta=0$ .

## 5. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ОТКРЫТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные: те же, что в разделе 4. Проектировочный расчет.

5.1. Выполнить раздел 3.1.

5.2. Выбрать значение коэффициента  $K$  (см. табл. 4.5).

5.3. Определить коэффициент  $Y_F$ , учитывающий форму зуба (см. табл.4.7).

5.4. Определить допускаемые напряжения изгиба  $[\sigma_F]_i$  МПа (см. раздел 3.2).

5.5. Определить модуль из условия изгибной выносливости, мм:

$$m \geq 1,43 \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{F\beta} Y_{F1}}{[\sigma_F]_1 \cdot u \cdot \psi_{bd} Z_1^2}}.$$

Округлить значение модуля до стандартного в большую сторону (см.табл.4.3).

5.6.Определить рабочую ширину венца передачи и округлить до целого, мм:

$$m \geq 1,43 \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{F\beta} Y_{F1}}{[\sigma_F]_1 u \psi_{bd} Z_1^2}}.$$

5.6. Определить межосевое расстояние, мм:

$$b_w = m \psi_{bm}.$$

5.8. Определить делительные (начальные) диаметры колес, мм:

Проверочный расчет

5.9. Выполнить пункты 4.15 - 4.17

## 6. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЗАКРЫТОЙ КОНИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ

Ниже индекс  $i=1$  присвоен параметрам, относящимся к шестерне,  $i=2$  - к колесу.

Исходные данные:

$T_2$  - крутящий момент на большем колесе, Н.мм;

$n_1$  - частота вращения шестерни,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$u$  - передаточное число зубчатой передачи;

$L_h$  - требуемый полный ресурс передачи, ч;

$\Sigma_w=90^\circ$  - межосевой угол передачи;

кинематическая схема и условия работы передачи.

Проектировочный расчет.

6.1. Задать степень точности передачи (7 или 8), материал и твердости рабочих поверхностей зубьев (см. раздел 2),

6.2. Определить расчетное допускаемое контактное напряжение  $[\sigma_H]$ , МПа (см. раздела).

6.3. Задать значения коэффициентов ширины венца; относительно конусного расстояния и относительно модуля  $-\Psi_{bm}$ :

$$K_{bm} = \frac{b}{R_e} = 0,25 - 0,3; \quad \psi_{bm} = \frac{b}{m_e} \leq 10,$$

где  $R_e$  - внешнее конусное расстояние, мм;

$m_e$  - внешний делительный модуль зубьев, мм.

6.4. Выбрать число зубьев колес:

$$Z_1 \approx \frac{2\psi_{bm}}{K_{be}} \geq 18,4 \cos \delta_1; \quad z_2 = z_1 \cdot u \leq 80$$

где  $\delta_1$  - угол делительного конуса шестерни ( $\tan \delta_1 = 1/u$ ).

Обычно  $Z_1 = 18 \dots 24$ .

6.5. Определить коэффициент  $K_{H\beta}$ , учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, по коэффициенту ширины венца эквивалентного цилиндрического колеса  $\Psi_{bdv}$  (табл. 6.1):

$$\Psi_{bdv} = \frac{K_{be} u}{2 - K_{be}}.$$

6.6. Определить внешнее конусное расстояние из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев, мм:

$$R_e \geq 50 \sqrt{u^2 + 1} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 K_{be} \cdot 0,85(1 - 0,5 K_{be})^2}}$$

Результат вычисления проверить по номограмме (см. раздел 4).

6.7. Определить внешний делительный модуль зубьев, мм:

$$m_e = \frac{2R_e \sin \delta_i}{Z_i},$$

где  $\delta_i$  - угол делительного конуса  $i$ -го колеса,  $\operatorname{tg} \delta_2 = u$ .

Полученное значение  $m_e$  округлить до стандартного в большую сторону (см. табл. 4.3).

6.8. Уточнить внешнее конусное расстояние, мм:

$$R_e = \frac{m_e z_i}{2 \sin \delta_i},$$

6.9. Определить ширину зубчатого венца передачи и округлить до целого, мм.:

$$b = R_e K_{be}.$$

6.10. Определять внешние делительные диаметры колес, мм:

$$d_{ei} = m_e Z_i.$$

6. 11. Определить средние делительные диаметра колес, мм:

$$d_i = m z_i,$$

где  $m$  - средний делительный модуль зубьев, мм:  $m = m_e (1 - K_{be})$ .

6.12. Убедиться, что полученные параметры передачи приемлемы по конструктивным и технологическим соображениям. В противном случае внести коррективы и задать окончательные размеры для проверочного расчета.

Проверочный расчет на контактную выносливость поверхностей зубьев.

6.13. Определить расчётную удельную окружную силу, Н.мм:

$$W_{Ht} = W_t K_{H\beta} K_{HV},$$

где  $W_t$  - удельная окружная сила, Н/мм;

$K_{HV}$  - коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении.

$$W_t = \frac{2T_2}{d_2 b}; \quad K_{H\beta} \quad (\text{см. табл. 6.1})$$

$K_{HV}$  - для прямозубых колес в табл. 4.4 по окружной скорости колес заднем делительном диаметре

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000}.$$

Степень точности в табл. 4.4 брать на ступень ниже, т.е. если назначена при расчете степень точности 7, то коэффициент в табл. 4.4 брать для 8-й степени точности.

6.14. Определить контактные напряжения, МПа :

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht} \sqrt{u^2 + 1}}{d_2 \cdot 0,85}},$$

где  $Z_M=274$  (МПа<sup>1/2</sup>) для стальных колес - коэффициент, учитывающий механические свойства материала колес;

$Z_H$  - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев.

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha_{wt}}} \text{ при } \beta=0, Z_H=1,76;$$

$Z_\varepsilon$  - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}};$$

$\varepsilon_\alpha$  - коэффициент торцевого перекрытия.

$$\varepsilon_\alpha \approx \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{Z_{v1}} + \frac{1}{Z_{v2}} \right) \right]$$

$Z_{vi} = \frac{Z_i}{\cos \delta_i}$  - число зубьев эквивалентного колеса.

6.15. Проверить выполнение условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев  $\sigma_H \leq 1,05[\sigma_H]$ .

При невыполнении этого условия увеличить геометрические размеры передачи, увеличив  $m_e$  до следующего стандартного значения. Повторить расчеты с пункта 6.8.

Проверка изгибной выносливости зубьев.

6.16. Определить расчетную удельную бкру\*ную силу при расчете на изгибную выносливость, Н/мм:  $W_{Fi} = W_i k_{F\beta} k_{Fv}$

коэффициент  $k_{F\beta}$  (см. табл. 6.1).

6.17. Определить допускаемые напряжения изгиба для материала шестерни и колеса  $[\sigma_F]_i$ , МПа (см. раздел 3.2.).

Коэффициенты  $K_H$  и  $K_{fg}$  для конических передач с прямыми и тангенциальными зубьями

Коэффициент ширины венца эквивалент- ного цилинд- рического колеса	При расчете на контактную прочность				При расчете на изгибную прочность			
	Роликовые опоры		Шариковые опоры		Роликовые опоры		Шариковые опоры	
	Твердость рабочих поверхностей зубьев							
	H1 или H2 > HB350	H1 или H2 ≤HB350	H1 или H2 > HB350	H1 или H2 >HB350	H1 или H2 > HB350	H1 или H2 ≤HB350	H1 или H2 > HB350	H1 или H2 >HB350
0,2	1,08	1,04	1,16	1,07	1,15	1,08	1,25	1,13
0,4	1,20	1,08	1,37	1,14	1,30	1,15	1,55	1,29
0,6	1,32	1,13	1,58	1,23	1,48	1,25	1,92	1,47
0,8	1,44	1,18	1,80	1,34	1,67	1,35	-	1,70
1,0	1,55	1,23	-	-	1,90	1,45	-	-

Примечание. Значения коэффициентов  $K_{H\beta}$  и  $K_{F\beta}$  соответствуют консольному расположению одного из колес конической передачи.

6.18. Определить напряжения изгиба в зубьях колеса с более слабыми зубьями, МПа (слабое звено находится по меньшему отношению  $[\sigma_F]_i / y_{Fi}$ ).

$$\sigma_{Fi} = \frac{W_{Fi}}{m} \cdot \frac{y_{Fi}}{0,85},$$

где  $y_{Fi}$  - коэффициент, учитывающий форму зуба  $i$ -го колеса. Находится по табл. 4.7. по числу зубьев эквивалентного цилиндрического колеса

$$Z_{vi} = Z_i / \cos \delta_i.$$

6.19. Проверить выполнение условия; изгибной выносливости зубьев более слабого звена:  $\sigma_{Fi} \leq 1,05[\sigma_F]_i$ .

При невыполнении этого условия в пункте 6.8, сохранив значение  $R_e$ , увеличить пропорционально перегрузке стандартное значение модуля  $m_e$ . Повторить расчет.

## 7. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРВДАЧИ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ ЧЕРТЯКОМ.

Нижа индексы "1" к "2" присвоены соответственно параметрам червяка и червячного колеса.

Исходные данные:

$u$  - передаточное число червячной передачи;

$T_2$  - вращающий момент на червячном колесе, Н.мм;

$n_2$  - частота вращения червячного колеса, мин;

$Z_1$  - число витков червяка (при  $u=8-15$  принять  $Z_1=4$ ; при  $u=15-31$  принять  $Z_1=2$ , при  $u > 31$   $Z_1=1$ );

$L_h$  - требуемый полный ресурс передачи, ч;

- кинематическая схема и. условия работы передачи.

Проектировочный расчет

7.1. Определяет ориентировочное значение межосевого расстояния из опыта эксплуатации таких передач с сохранением контактной прочности зубьев и отсутствием заедания ( $a_w$  в мм, при  $T_2$  в Н.мм)

$$a_w \approx 2,13\sqrt{T_2}.$$

7.2. Округляет  $a_w$  до ближайшего значения в табл. 7.1. При единичном производстве можно округлить до ближайшего значения, оканчивающегося на 0 или 5 мм.

7.3. Определяет число зубьев червячного колеса и округляют до ближайшего целого числа  $Z_2 = Z_1 \cdot u \geq 28$ .

Таблица 7.1

Основные, параметры червячных передач  
по ГОСТ 2144 - 75 (извлечение) при  $Z_1 = 1.2.4$

$a_w$ , мм	Комбинации параметров									
	$Z_2$	32	36	40	46	50	58	63	73	80
40	m, мм	2	1,6*	1,6	12,5*	1,25	1*	1*	-	-
	q	8	12,5	10	16	12,5	20	16	-	-
50	m, мм	2,5	2*	2	1,6*	1,6	1,25*	1,25*	-	-
	q	8	12,5	10	16	12,5	20	16	-	-
63	m, мм	3,15	2,5*	2,5*	2*	2*	1,6*	1,6*	-	-
	q	8	12,5	10	16	12,5	20	16	-	-
80	m, мм	4	3,15*	3,15*	2,5*	2,5*	2*	2*	-	16*
	q	8	16	10	16	12,5	20	16	-	20
100	m, мм	5	4*	4	3,5*	3,15*	2,5*	2,5*	-	2
	q	8	12,5	10	16	12,5	20	16	-	20
125	m, мм	6,3*	5*	5	4*	4	3,15*	3,15*	-	2,5
	q	8	12,5	10	16	12,5	20	16	-	20
140	m, мм	6,3*	6,3*	5	5	4	4*	-	3,15	-
	q	12,5	8	16	16	20	12,5	-	16	-
160	m, мм	8	6,3*	6,3*	5*	5*	4*	4*	-	3,15
	q	8	14	10	16	12,5	20	16	-	20
180	m, мм	8*	6,3	6,3*	6,3*	5	5*	5*	4*	-
	q	12,5	8	16	10	20	12,5	12,5	16	-
200	m, мм	10	8*	8	6,3*	6,3*	5*	5	-	4
	q	8	12,5	10	16	10	20	16	-	20
225	m, мм	10*	10*	8	8	6,3*	6,3*	6,3*	5*	-
	q	12,5	8	16	10	12,5	12,5	12,5	16	-
250	m, мм	12,5	10*	10	8*	6,3*	6,3*	6,3*	-	5
	q	8	12,5	10	16	20	20	16	-	20
280	m, мм	12,5*	12,5*	10	10	8*	8*	-	6,3	-
	q	12,5	8	6	10	12,5	12,5	-	16	-
315	m, мм	16	12,5	12,5*	10	8*	8*	8*	-	6,3
	q	8	12,5	10	16	20	20	16	-	20
355	m, мм	16*	16*	12,5*	12,5*	10*	10*	-	8*	-
	q	12,5	8	16	10	12,5	12,5	-	16	-

Примечание. Комбинации параметров, отмеченные (\*), при прицеленных значениях  $z_2$  для получения стандартного межосевого расстояния требуют смещения исходного производящего контура.

7.4. По табл. 7.1. подбирают комбинацию параметров  $m$  и  $q$ , соответствующую ближайшим значениям  $a_w$  и  $Z_2$  ( $m$  – модуль зубьев, мм;  $q$  – коэффициент диаметра червяка).

7.5. Определяют геометрические и кинематические параметры передачи: межосевое расстояние  $a_w = m(q + Z_2) / 2$ ;

делительные (начальные) диаметры червяка и колеса, мм:

$$d_1 = m \cdot q; \quad d_2 = m \cdot Z_2;$$

диаметр вершин, мм:

$$d_{a1} = d_1 + 2m; \quad d_{a2} = d_2 + 2m;$$

наибольший диаметр червячного, мм:

$$d_{am2} \leq d_{a2} + 6m / (Z_1 + 2),$$

диаметр впадин архимедовых червяков, мм:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m; \quad d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m;$$

ширина венца колеса, мм:

$$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1}, \text{ при } Z_1=1 \text{ или } 2;$$

$$b_2 \leq 0,67 \cdot d_{a1}, \text{ при } Z_1=4;$$

длина нарезанной части червяка, мм:

$$l_1 = m(0,06Z_2 + 11), \text{ при } Z_1=1 \text{ или } 2;$$

$$l_1 = m(0,09Z_2 + 12,5), \text{ при } Z=4;$$

Для шлифуемых и фрезеруемых червяков полученную длину  $l_1$  следует увеличить при  $m > 10$  мм на 25 мм, при  $m \geq 10 \dots 16$  мм на 35-40 мм и при  $m > 16$  мм на 50 мм.

Начальный угол подъема винтовой линии червяка, град:

$$\gamma = \arctg(Z_1 / q).$$

Окружная скорость на делительном диаметре червяка, м/с:

$$V_1 = \pi d_1 \cdot n_1 / 60000.$$

Скорость скольжения в зацеплении, м/с:

$$V_{ск} = V_1 / \cos \gamma.$$

Проверочный расчет.

Назначают материалы колес и определяют допускаемые контактные  $[\sigma_H]_2$  и изгибные напряжения  $[\sigma_F]_2$  для материала червячного колеса, МПа.

При серийном производстве червячных редукторов, когда окупаются затраты на специальное шлифовальное оборудование, для увеличения КПД и несущей способности передачи поверхности витков червяка термически обрабатывают, шлифуют и полируют. В этом случае Червяки изготавливают из закаливаемых сталей 45, 40Х, 40ХН, 35КГСА с твердостью 45-55 НРС<sub>3</sub> или цементируемых, сталей 20Х, 12ХНЗА, 18ХГТ с твердостью 56-62 НРС<sub>3</sub>. Шлифуемые червяки следует делать эвольвентными (червяки типа Z I), обладающими технологическими преимуществами перед другими из-за возможности шлифования витков плоской стороной шлифовального круга.

На предприятиях нефтяного профиля, оснащенных универсальным оборудованием, червяки чаще изготавливают не шлифованными, из стали 45 с термообработкой "улучшение" (твердость Н=269-302 НВ). В этих

условиях проще и точнее нарезается архимедов червяк (червяк типа Z A ).

Для изготовления венцов червячных колес при скорости скольжения  $V_{СК} > 5$  м/с применяют оловянные бронзы: 5рОФЮ10-1, БРОНФ10-I-I, БрОЦС5-5-3. Эти бронзы дороги и дефицитны, но хорошо противостоят изнашиванию и заеданию. При использовании этих материалов под действием циклически изменяющихся контактных напряжений возможно усталостное выкрашивание поверхностей зубьев. Заедание проявляется в легкой форме - в "намазывании" бронзы на червяк. При этом передача может еще долго работать.

При скоростях скольжения  $V_{СК} \leq 5$  м/с применяет более дешевые безоловянные бронзы: БрАЖ9-4, БрАЖШ10 и латуни. Основным видом повреждения колес из таких бронз - заедание, которое происходит в ярко выраженной форме со значительными повреждениями поверхностей и последующим быстрым изнашиванием зубьев частицами материала колеса, приварившимися к червяку.

При  $V_{СК} \leq 2$  м/с, преимущественно в ручных приводах, применяют относительно мягкие серые чугуны: СЧ 15, СЧ 18 и более твердые высокопрочные антифрикционные чугуны АЧС-4, АЧВ-1.

Допускаемые контактные напряжения для оловянных бронз находят из условия сопротивления материала поверхностной усталости в условиях неизбежного износа, МПа;

$$[\sigma_H]_2 = (0,64 \dots 0,76) \cdot \sigma_B \cdot Z_N \cdot C_V \leq [\sigma_H]_{2\max},$$

где  $\sigma_B$  - предел прочности для бронзы при растяжении, МПа (табл. 7.2);

$Z_N$  - коэффициент долговечности, вычисляют по формуле (7.1);

$C_V$  - коэффициент, учитывающий интенсивность износа (табл. 7.3);

$[\sigma_H]_{\max}$  - предельно допускаемое контактное напряжение при провер-

по табл. 7.2).

При работе зубьев колеса обеими сторонами (реверсивная передача) допускаемое напряжение  $[\sigma_F]_2$  занижается на 20 %. Если зона зацепления находится в масляной ванне,  $[\sigma_F]_2$  следует увеличить на 15%.

7.7. Определяют расчетные контактные напряжения в полисе «•1|пнляния, МПа :

$$\sigma_H = \frac{170}{Z_2/q} \sqrt{\left\{ \frac{Z_2/q + 1}{a_w} \right\}^3 T_2 \cdot K_H},$$

где  $K_H$  - коэффициент нагрузки, принимают  $K_H = 1,1 \dots 1,4$ .

7.8. Проверяют выполнение условия прочности активных поверхностей зубьев колеса, как более слабых, по контактным напряжениям.

$$\sigma_H \leq [\sigma_H]_2.$$

В редукторах общего назначения допускается перегрузка до 5% и недогрузка до 20 % ( $\sigma_H = (0,8 \dots 1,05)[\sigma_H]_2$ ). При невыполнении условия прочности или чрезмерной недогрузке принять новое значение  $Q_u$  (см. табл. 7.1) и повторить расчеты заново.

7.9. Определяют напряжения изгиба в зубьях червячного колеса-». Ш1а :

$$\sigma_{F2} = \frac{1,5 \cdot T_2 \cdot K_F \cdot Y_{F2}}{d_2 \cdot d_1 \cdot m} \cdot \cos \gamma ,$$

$K_H$  - коэффициент нагрузки. При учебном проектировании можно принять  $K_H = K_P = 1,1 - 1,4$ ;

$Y_{F2}$  - коэффициент формы зуба червячного колеса, выбираемый по числу зубьев эквивалентного колеса  $Z_{v2} = Z_2 / \cos^3 \gamma_w$  (табл. 7.5.).

Таблица 7.5

$Z_{v2}$	20	24	26	28	30	32	35	37	40	50	60	80
$Y_{F2}$	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,45	1,40	1,34

7.10. Проверить выполнение условия изгибной выносливости колеса  $\sigma_F \leq 1,05 \leq [\sigma_F]_2$ .