

Федеральное агентство по образованию

Государственное образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ТЕХНОЛОГИИ И ДИЗАЙНА»

Кафедра теоретической и прикладной механики

## **ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВЕДОМОГО ВАЛА РЕДУКТОРА**

Методические указания к выполнению самостоятельных работ  
по дисциплине «Детали машин и основы конструирования»  
для студентов всех форм обучения

СОСТАВИТЕЛИ:  
М. Р. Рудая  
Б. П. Григорьев

Санкт-Петербург  
2009

Утверждено  
на заседании кафедры  
29 декабря 2008 г.,  
протокол № 3

Рецензент  
д-р техн. наук, профессор  
И. И. Матюшев

Оригинал подготовлен составителями  
и издан в авторской редакции

Подписано в печать 30.10.09 Формат  
Печать трафаретная. Усл. печ. л. 2,2 Тираж 100 экз.  
Заказ 157109

Электронный адрес: <http://tpm.sutd.ru>  
Отпечатано в типографии СПГУТД  
191028, Санкт-Петербург, ул. Моховая, 26

## ВВЕДЕНИЕ

Настоящие методические указания предназначены для оказания помощи студентам при выполнении ими самостоятельных работ по дисциплине «Детали машин и основы конструирования»:

расчетно-графических работ (РГР)

курсовых работ (КР) и курсовых проектов (КП) по кинематическому и силовому расчету привода.

В состав предлагаемых к расчету приводов входят: редуктор, как правило, одно- или двухступенчатый, и внешняя передача (ременная, цепная или зубчатая).

Поэтому расчет валов редуктора является одним из важнейших в работе. Ему предшествуют кинематические расчеты привода (определение КПД привода, выбор электродвигателя, определение общего передаточного числа привода и разбивка его по ступеням, определение частот вращения валов, крутящих моментов и т.п.)

Задание на выполнение РГР, КР и КП выдается преподавателем каждому студенту индивидуально на специальном бланке с указанием исходных расчетных параметров и объема графических работ. Исходные данные не должны повторяться в пределах учебного потока студентов.

Все расчеты по выданному заданию сводятся в пояснительную записку (ПЗ). Пояснительная записка должна содержать:

титульный лист;

бланк задания с подписью преподавателя;

предварительные и уточненные расчеты;

список использованной литературы;

оглавление.

ПЗ должна быть аккуратно оформлена на листах формата А4, иллюстрирована необходимыми схемами и эскизами, поясняющими расчеты. Она может быть выполнена как от руки, так и отпечатана на принтере, при одностороннем заполнении листа.

Формулы должны приводиться в буквенных выражениях, а затем - с подстановкой числовых данных и результатов вычисления. Все буквенные обозначения, входящие в формулы, должны иметь пояснения в тексте.

Ссылки на литературные источники приводятся в квадратных скобках в соответствии со списком использованной литературы.

Во всех расчетных формулах должна быть использована Международная система единиц (СИ).

### Особенности расчета

Для того чтобы составить математическое описание объекта расчета, и по возможности просто решить задачу, в инженерных расчетах реальные конструкции заменяют идеализированными моделями или расчетными

схемами. Например, при расчетах на прочность, по существу, не сплошной и неоднородный материал деталей рассматривают как сплошной и однородный, идеализируют опоры, нагрузки и форму деталей. При этом расчет становится приближенным. Неточность расчетов на прочность компенсируют в основном за счет запасов прочности. При этом выбор коэффициентов запасов прочности становится весьма ответственным этапом расчета. Погрешности приближенных расчетов существенно снижаются при использовании опыта проектирования и эксплуатации аналогичных конструкций. В результате обобщения предшествующего опыта вырабатывают нормы и рекомендации, например нормы допускаемых напряжений или коэффициентов запасов прочности, рекомендации по выбору материалов расчетной нагрузки и пр. Масса и габариты редуктора в значительной степени зависят от того, как распределено общее передаточное отношение по ступеням передачи. Оптимальные показатели имеют редукторы, у которых диаметры колес (а не шестерен) всех ступеней близки между собой.

На первом этапе проектирования валов составляют конструктивную и расчетную схемы, определяют действующие нагрузки. Затем по формулам проектировочного расчета находят диаметры входного, выходного или промежуточного сечения вала, выбирают номинальные диаметры соединений, назначают высоту заплечиков, галтелей, фасок. Для полностью спроектированного вала уточняют расчетную схему, проводят расчеты на выносливость, статическую прочность и жесткость. Обоснованность назначенных конструктивно размеров соединений типа вал-ступица должны быть также подтверждены соответствующими проверочными расчетами.

# 1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

## 1.1. Задание и исходные данные для расчета

Задание на проектирование включает в себя схему привода и исходные данные для его расчета. В состав привода обычно входят передача гибкой связью, закрытые зубчатые передачи, а в ряде случаев и открытые зубчатые передачи. Примеры такого задания приводятся ниже (схемы № 18,19,20).

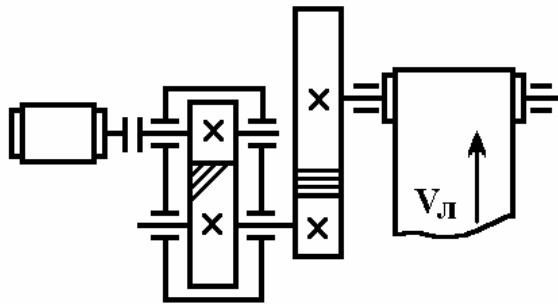


Схема № 18

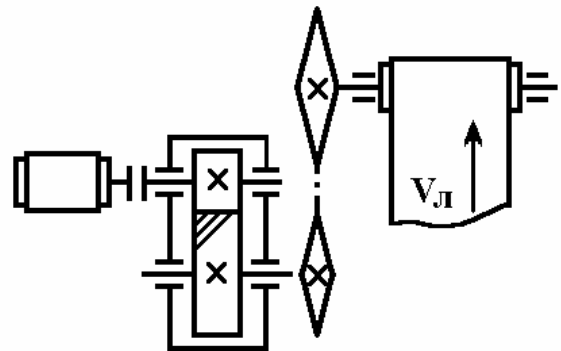


Схема № 19

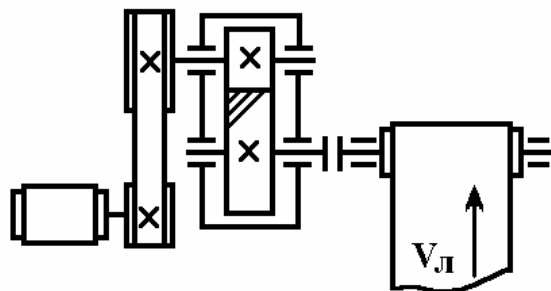


Схема № 20

## 1.2. Исходные данные для расчета

(Пример для схемы привода № 20)

1. Мощность на приводном валу рабочей машины  $N_p = 4,2$  кВт.
2. Частота вращения вала рабочей машины  $n_p = 45$  мин<sup>-1</sup>.
3. Синхронная частота вращения вала электродвигателя  $n_{\text{синх.}} = 750$  мин<sup>-1</sup>.
4. Долговечность привода  $h = 8\ 000$  ч.
5. Характер работы машины – нереверсивная,  $K = 1,3$ .
6. Погрешность частоты вращения приводного вала рабочей машины  $\Delta n \leq 5\%$
7. Опорами служат подшипники качения.

Схема привода № 20, включает ременную передачу и одноступенчатый редуктор с цилиндрическими зубчатыми колесами. В рассмотренной схеме привода передачу гибкой связью принимаем клиноременной, закрытую зубчатую передачу – косозубой (для скоростей  $> 2$  м/с).

**В некоторых случаях могут быть заданы:**

1. Окружная сила на барабане ленточного или приводной звездочки пластинчатого конвейера,  $F_t$ , Н или кН;
2. Скорость движения ленты или цепи (окружная скорость барабана или звездочки),  $V_L$ , м/с;
3. Диаметр приводного барабана,  $D_B$ , м, или  $D_{36} = \frac{z \cdot t}{\pi}$ , мм;
4. Угловая скорость приводного вала,  $\omega$ , с<sup>-1</sup>;
5. Крутящий момент на рабочем валу,  $T$ , Н·м.

В этом случае мощность на приводном валу рабочей машины определяют по формуле:

$$N_p = F_t \cdot V_L \quad \text{или} \quad N_p = \frac{T\omega}{1000}.$$

Угловая скорость приводного вала может быть определена по формуле:

$$\omega = \frac{2V_L}{D_B}, \quad \text{а частота вращения приводного вала:} \quad n_p = \frac{30\omega}{\pi}.$$

### 1.3. Определение КПД привода и выбор электродвигателя

Общий КПД привода определяется с учетом потерь во всех элементах привода. При определении значений КПД элементов привода могут быть использованы данные, приведенные в табл.1.

Т а б л и ц а 1

Элемент привода	Рекомендуемые значения КПД	
	Закрытый, работающий при постоянной смазке	Открытый
Передачи:		
Зубчатая цилиндрич.	0,97...0,99	0,95...0,97
Зубчатая коническая	0,95...0,98	0,94...0,96
Червячная однозах.	0,70...0,75	0,55...0,65
Червячная двухзах.	0,75...0,82	0,95...0,75
Плоскоременная	-	0,95...0,97
Клиноременная	-	0,97...0,98
Цепная	-	0,94...0,97
Пара подшипников качения	0,99	-
Соединительная муфта	-	0,99

Для схемы № 20, представленной на рис.1, общий КПД будет равен

$$\eta_{общ} = \eta_{пр} \cdot \eta_{пк}^3 \cdot \eta_{зсп} \cdot \eta_m = 0,98 \cdot 0,99^3 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 0,923, \quad (1.1)$$

где  $\eta_{pn} = 0,98$  – КПД клиноременной передачи;  
 $\eta_{нк} = 0,99$  – КПД пары подшипников качения;  
 $\eta_{ззп} = 0,98$  – КПД закрытой зубчатой передачи;  
 $\eta_{м} = 0,99$  – КПД соединительной муфты.

Потребная (затраченная) мощность электродвигателя будет равна

$$N'_{ЭД} = \frac{N_P}{\eta_{общ}} = \frac{4,2}{0,923} = 4,55 \text{ кВт.} \quad (1.2)$$

Для заданной синхронной частоты вращения выбираем по таблице 2 электродвигатель типа 4А132М8, имеющий мощность  $N_{ЭД} = 5,5$  кВт и частоту вращения  $n_{ном} = 720 \text{ мин}^{-1}$ .

Т а б л и ц а 2

Электродвигатели серии 4А (выборка из ГОСТ 19523-81)

Тип	N, кВт	n <sub>ном</sub> , мин <sup>-1</sup>	D, мм
n <sub>синх</sub> = 3000 / 1500 / 1000 / 750 мин <sup>-1</sup>			
4АА56В2	0,25	2735	11
4АА64А4		1380	14
4АА63В6		890	14
4АА71В8		680	19
4АА63А2	0,37	2720	14
4АА63В4		1365	14
4АА71В8		910	19
4АА80А8		675	22
4АА63В2	0,55	2745	14
4АА71А4		1390	19
4АА71В6		900	19
4АА80В8		680	22
4А71А2	0,75	2820	19
4А71В4		1390	19
4А80А6		915	22
4А90LА8		705	24
4А71В2	1,1	2810	19
4А80А4		1420	22
4А80В6		920	22
4А90LВ8		700	24
4А80А2	1,5	2875	22
4А80В4		1415	22
4А90L6		935	24
4А100L8		700	28
4А80В2	2,2	2870	22
4А90L4		1425	24
4А100L6		950	28
4А112МА8		705	32

4A90L2	3,0	2870	24
4A100S4		1435	28
4A112MA6		955	32
4A112MB8		705	32
4A100S2	4,0	2900	28
4A100L4		1430	28
4A112MB6		950	32
4A132S8		720	38
4A100L2	5,5	2900	28
4A112M4		1455	32
4A132S6		965	38
4A132M8		720	38
4A112M2	7,5	2925	32
4A132S4		1455	38
4A132M6		970	38
4A160S8		730	38
4A132M2	11,0	2930	38
4A132M4		1460	38
4A160S6		970	42
4A160M8		730	42

Номинальная частота вращения  $n_{ном}$  меньше  $n_{синх}$  вследствие явления проскальзывания ротора электродвигателя относительно вращающегося магнитного поля, создаваемого статорной обмоткой. Эта разница выражается величиной проскальзывания  $s$ , вследствие чего:

$$n_{ном} = n_{синх} \left(1 - \frac{S}{100}\right), \quad (1.3)$$

где  $n_{синх}$  – синхронная частота вращения электродвигателя, мин<sup>-1</sup>;  
 $S$  – величина проскальзывания, %.

#### 1.4. Определение общего передаточного числа привода, его ступеней и частот вращения валов

Разбивка передаточных чисел между ступенями привода наряду с принятым материалом и относительной шириной зубчатого венца колес существенно влияет на габариты и массу зубчатых передач. Для определения оптимальной массы и габаритов зубчатых передач расчет ведется методом последовательного приближения при варьировании вышеуказанными данными. В нашем случае для предварительной разбивки общего передаточного числа могут быть использованы данные табл.3. При этом для редуктора передаточное число необходимо выбирать из стандартного ряда (1,00; 1,12; 1,25; 1,40; 1,60; 1,80; 2,00; 2,24; 2,50; 2,80; 3,15; 3,55; 4,00; 4,50; 5,00; 5,60; 6,30; 7,10; 8,00; 9,00; 10,00; 11,2; 12,5; 14,0; 16,0; 18,0; 20,0; 22,4; 25,0; 28,0; 31,5; 40,0; 50,0; 56,0; 63,0; 71,0; 80,0; 90,0; 100,0) [ 2, с. 51].

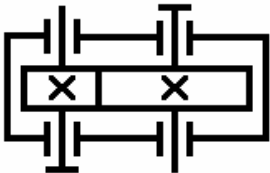
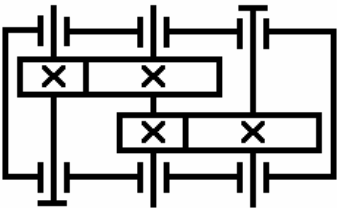


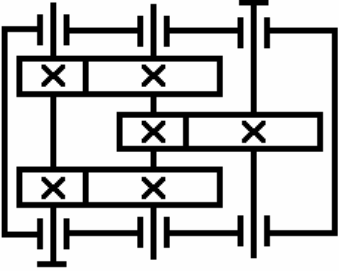
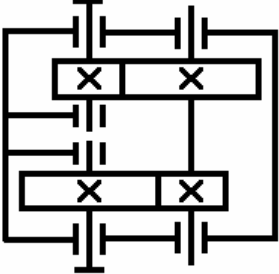
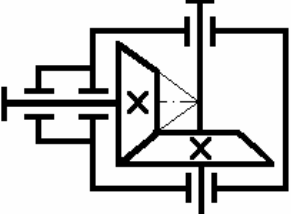
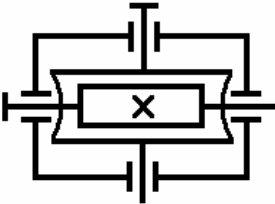
Т а б л и ц а 3

Рекомендуемые значения $U$ механических передач		
Тип передачи	Значение передаточного числа	
	рекомендуемые	предельные
Зубчатая цилиндрическая: - тихоходная ступень во всех редукторах $U_T$ , - быстроходная ступень в редукторах с разверн. схемой $U_6$ , - быстроходная ступень в соосных редукторах $U_6$ - планетарная редукторная - открытая передача	2,5...5,0	6,3
	3,15...5,0	7,1
	4,0...6,3	9,0
	2,8...8,0	16,0
	2,5...5,0	6,3
Зубчатая коническая	1,0...3,0	4,0
Червячная	16,0...50,0	80,0
Плоскоременная	2,0...3,0	5,0
Клиноременная	2,0...4,0	6,0
Цепная	1,5...5,0	10,0

Т а б л и ц а 4.

**Рекомендуемые значения передаточных чисел в редукторах [1, с.7]**

Тип редуктора	Кинематическая схема редуктора	Передаточное число		
		$U_{ред}$	$U_{бп}$	$U_{тп}$
Одноступенчатый цилиндрический		2,5...8 max=12,5		
Двухступенчатый с развернутой схемой		12,5...2 5	$\frac{U_{ред}}{U_{тп}}$	$0,88 \cdot \sqrt{U_{ред}}$

Двухступенчатый с раздвоенной быстрой ступенью		8...40	$\frac{U_{ред}}{U_{тп}}$	$0,88 \cdot \sqrt{U_{ред}}$
Двухступенчатый соосный		8...16	$\frac{U_{ред}}{U_{тп}}$	$0,95 \cdot \sqrt{U_{ред}}$
Конический		3,15...5		
Червячный		8...80		

Общее передаточное число привода

$$U_{общ} = \frac{n_{эд}}{n_p} = \frac{720}{45} = 16,0. \quad (1.4)$$

В нашем случае привод имеет две ступени

$$U_{общ} = U_{ред} \cdot U_{пн} = U_1 \cdot U_2. \quad (1.5)$$

Передаточное число редуктора примем по стандартному ряду

$U_{ред} = 5$ , тогда передаточное число клиноременной передачи будет равно

$$U_{пн} = \frac{U_{общ}}{U_{ред}} = \frac{16}{5} = 3,2. \quad (1.6)$$

Для обеспечения принятого передаточного числа редуктора необходимо определить число зубьев шестерни и колеса.

Минимальное число зубьев шестерни при условии не подрезания зуба для некоррегированного профиля равно  $z_{min} = 17$ . Обычно оно принимается в пределах от 17 до 24.

Примем число зубьев шестерни  $z_1 = 20$ , тогда  $z_2 = z_1 \cdot U_{ред} = 20 \cdot 5 = 100$ .

При уточнении числа зубьев колеса необходимо варьировать числом зубьев шестерни, обычно в пределах от 17 до 24, чтобы получить целое число зубьев на колесе. Если этого не удалось добиться подбором зубьев шестерни, то необходимо число зубьев колеса получить близким к целому числу и округлить до целого числа и уточнить передаточное число.

Выбираем минимальный диаметр шкива для клинового ремня типа Б, который равен  $D_1 = 140$  мм. При выборе типа ремня и диаметра шкива ориентируемся на мощность, передаваемую одним ремнем [2, с.265].

$$\text{Тогда } D_2 = D_1 \cdot U_{pn} \cdot (1 - \varepsilon) = 140 \cdot 3,2 \cdot (1 - 0,02) = 439,04 \text{ мм,}$$

где  $\varepsilon$  - коэффициент, учитывающий упругое скольжение ремня.

Принимаем  $D_2 = 440$  мм и уточняем  $U_{pn}$ .

$$U_{pn} = D_2 / [D_1 \cdot (1 - \varepsilon)] = 440 / [140 \cdot (1 - 0,020)] = 3,207.$$

### Определяем частоты вращения валов

(вариант № 20)

$$n_1 = n_{эд} / U_{pn} = 720 / 3,207 = 224,5 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_2 = n_1 / U_{ред} = 224,5 / 5,0 = 44,9 \text{ мин}^{-1};$$

(вариант № 18, 19)

$$n_1 = n_{эд} = 720 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_2 = n_1 / U_{ред} = 720 / 5,0 = 144,0 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_3 = n_2 / U_{вн} = 144 / 3,2 = 45,0 \text{ мин}^{-1},$$

где передаточное число внешней передачи  $U_{вн} = 3,2$ .

### Определяем погрешность частоты вращения рабочего вала машины

$$\Delta n_p = [(n_2 - n_p) / n_p] 100\% = [(44,9 - 45) / 45] 100 = 0,022\% < 5\%$$

## 1.5. Определение мощностей и крутящих моментов на валах привода

(вариант № 20)

$$N_1 = N_{эд} \cdot \eta_{pn} \cdot \eta_{нк} = 4,55 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 4,41 \text{ кВт};$$

$$N_2 = N_1 \cdot \eta_{нк}^2 \cdot \eta_{ззн} \cdot \eta_{м} = 4,41 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 4,198 \text{ кВт};$$

$$T_1 = 9550 \frac{N_1}{n_1} = 9550 \frac{4,41}{224,5} = 181,24 \text{ Нм};$$

$$T_2 = 9550 \frac{N_2}{n_2} = 9550 \frac{4,198}{44,9} = 892,9 \text{ Нм.}$$

(вариант № 18, 19)

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_m \cdot \eta_{\text{нк}}^3 \cdot \eta_{\text{ззн}} \cdot \eta_{\text{вн}} = 0,99 \cdot 0,99^3 \cdot 0,98 \cdot 0,97 = 0,913.$$

Потребная (затраченная) мощность электродвигателя будет равна

$$N'_{\text{эд}} = \frac{N_P}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{4,2}{0,913} = 4,60 \text{ кВт.} \quad (1.7)$$

где  $\eta_m = 0,99$  – КПД соединительной муфты;

$\eta_{\text{нк}} = 0,99$  – КПД пары подшипников качения;

$\eta_{\text{ззн}} = 0,98$  – КПД закрытой зубчатой передачи;

$\eta_{\text{вн}} = 0,97$  – КПД внешней (цепной или зубчатой) передачи.

$$N_1 = N_{\text{эд}} \cdot \eta_m \cdot \eta_{\text{нк}} = 4,60 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 4,508 \text{ кВт;}$$

$$N_2 = N_1 \cdot \eta_{\text{ззн}} \cdot \eta_{\text{нк}} = 4,508 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 4,374 \text{ кВт;}$$

$$N_3 = N_2 \cdot \eta_{\text{вн}} \cdot \eta_{\text{нк}} = 4,374 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 4,20 \text{ кВт;}$$

$$T_1 = 9550 \frac{N_1}{n_1} = 9550 \frac{4,508}{720} = 59,8 \text{ Нм;}$$

$$T_2 = 9550 \frac{N_2}{n_2} = 9550 \frac{4,37}{144} = 290,1 \text{ Нм;}$$

$$T_3 = 9550 \frac{N_3}{n_3} = 9550 \frac{4,2}{45} = 891,3 \text{ Нм.}$$

## 2. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

2.1. Выбор материалов зубчатых колес, их термической обработки и определение допускаемых напряжений

Основными материалами зубчатых колес служат термически обрабатываемые стали, т.к. по сравнению с другими материалами они в наибольшей степени обеспечивают высокую контактную и изгибную прочность зубьев. Известно, что из двух зацепляющихся элементов зуб шестерни подвержен большему числу циклов нагружений по сравнению с колесом. Поэтому для создания равнопрочности шестерня выполняется из материала с более высокими прочностными характеристиками.

По табл.4.6. из [2,с.90] выбираем для шестерни сталь 40ХН, а для колеса - 40Х. Изделия подвергаем закалке при нагреве ТВЧ по всему контуру для обеспечения поверхностной твердости зубьев HRC 50...55.

Определяем допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{HO} \cdot K_{HL}}{S_H} = \frac{1050 \cdot 1,0}{1,2} = 875 \text{ МПа}, \quad (2.1)$$

где  $\sigma_{HO} = 17 \cdot \text{HRC} + 200 = 17 \cdot 50 + 200 = 1050$  МПа – контактная выносливость;

$S_H = 1,2$  – коэффициент безопасности;

$K_{HL} = 1,0$  - коэффициент долговечности.

Определяем допускаемые напряжения изгибной выносливости

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FO} \cdot K_{FL}}{S_F} = \frac{420 \cdot 1,0}{1,75} = 240 \text{ МПа}, \quad (2.2)$$

где  $\sigma_{FO} = 420$  МПа – напряжения изгибной выносливости;

$S_H = 1,75$  – коэффициент безопасности;

$K_{FL} = 1,0$  - коэффициент долговечности.

## 2. 2 Расчет цилиндрических зубчатых передач

**Пример** (вариант № 20).

Определение межосевого расстояния зубчатой передачи **из условия контактной прочности зубьев.**

$$a_w = K_a \cdot (U_1 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_2}{U_1^2 \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma_H]^2}} = \quad (2.3)$$

$$= 430 \cdot (5 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,3 \cdot 890}{5^2 \cdot 0,3 \cdot [875]^2}} = 151,25 \text{ мм},$$

где  $K_a = 430$  – коэффициент типа передачи (для косозубых колес);

$K_H = 1,3$  – коэффициент нагрузки;

$T_2 = 890$  Н·м, - крутящий момент на валу колеса;

$$\psi_{ba} = \frac{b}{a_w} = 0,3 \quad \text{- коэффициент относительной ширины зубчатого}$$

венца колеса по межосевому расстоянию (принимается в пределах 0,2 ... 0,4).

Исходя из полученного межосевого расстояния определяем нормальный модуль передачи:

$$m_n = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{z_1 + z_2} = \frac{2 \cdot 151,25 \cdot 0,966}{20 + 100} = 2,435 \text{ мм}; \quad (2.4)$$

где  $\cos \beta = \cos 15^\circ = 0,966$ .

Принимаем стандартный модуль  $m_n = 2,5$  мм. Модули эвольвентных зубчатых колес стандартизированы по ГОСТ 9563-80 (СТ СЭВ 310-76). Стандарт распространяется на нормальные модули для цилиндрических колес в диапазоне 0,05 – 100 мм. Ниже приведен наиболее употребительный диапазон (1-й ряд предпочтителен).

Ряд	Модуль
1-й	1,0; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20
2-й	1,125; 1,375; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18

Проверяем величину выбранного модуля **из условия изгибной прочности зуба.**

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_2 \cdot K_F \cdot Y_F \cdot \cos \beta}{z_2 \cdot \Psi_{bm} \cdot [\sigma_F]}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 890 \cdot 10^3 \cdot 1,3 \cdot 3,6 \cdot 0,966}{100 \cdot 20 \cdot 240}} = 2,56 \text{ мм}, \quad (2.5)$$

где:  $Y_F = 3,6$  - коэффициент формы зуба [3,с.88] для эквивалентного числа зубьев  $z_\alpha = z_2 / \cos^3 \beta = 100 / 0,966^3 = 110$ ;

$z_\alpha$	17	20	30	40	50	60	70	80	100 и более
$Y_F$	4,28	4,09	3,80	3,70	3,66	3,62	3,61	3,61	3,60;

$\Psi_{bm} = b_2 / m_n = 50 / 2,5 = 20$  - коэффициент ширины зуба колеса по модулю;  
 $K_F = 1,3$  - коэффициент нагрузки при расчете изгибной прочности зуба.

Так как, по условию изгибной прочности, величина модуля получилась больше, чем принятый ранее  $m_n = 2,5$  мм, **окончательно принимаем модуль равным  $m_n = 3$  мм.**

Исходя из принятого модуля определяем параметры зубчатой передачи.

Диаметры делительных окружностей шестерни и колеса:

$$d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 20}{0,966} = 62,11 \text{ мм}; \quad (2.6)$$

$$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 100}{0,966} = 310,56 \text{ мм.} \quad (2.7)$$

Диаметры вершин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 62,11 + 2 \cdot 3 = 68,11 \text{ мм;} \quad (2.8)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 310,56 + 2 \cdot 3 = 316,56 \text{ мм.} \quad (2.9)$$

Диаметры впадин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n = 62,11 - 2,5 \cdot 3 = 54,61 \text{ мм;} \quad (2.10)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n = 310,56 - 2,5 \cdot 3 = 303,06 \text{ мм.} \quad (2.11)$$

Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{(d_1 + d_2)}{2} = \frac{62,11 + 310,56}{2} = 186,33 \text{ мм.} \quad (2.12)$$

Ширина зубчатых венцов колеса и шестерни:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,3 \cdot 186,33 = 55,90 \text{ мм.} \quad (2.13)$$

Принимаем  $b_2 = 60$  мм.

$$b_1 = b_2 + (5 \dots 10) = 65 \text{ мм.} \quad (2.14)$$

### 3. РАСЧЕТЫ ВНЕШНИХ (ОТКРЫТЫХ) ПЕРЕДАЧ

В качестве внешней передачи в расчетно-графической работе и курсовом проекте по деталям машин могут быть заданы:

- Ременная (плоскоременная, клиноременная).
- Зубчатая.
- Цепная.

Рассмотрим каждый из типов передач подробнее.

#### 3.1 РАСЧЕТ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ (ВАРИАНТ № 20)

Ременная передача состоит из ведущего и ведомого шкивов и ремня, надетого на шкивы с натяжением и передающего окружную силу с помощью трения.

Ременные передачи, как правило, устанавливают между электродвигателем и редуктором. Наиболее широкое распространение в машинах имеют клиновые и плоские ремни.

В клиноременных передачах благодаря повышенному сцеплению ремней со шкивами (в результате эффекта клина) выше тяговая способность, чем в плоскоременных передачах. По этой причине угол обхвата у них меньше и может составлять  $\alpha_{\min} = 90 \dots 120^\circ$ . Габарит клиноременных передач значительно меньше, чем плоскоременных.

### Расчет клиноременной передачи

Расчет передачи заключается в определении типа ремня, его длины, и параметров ведущего и ведомого шкивов по максимальной мощности и необходимому передаточному числу.

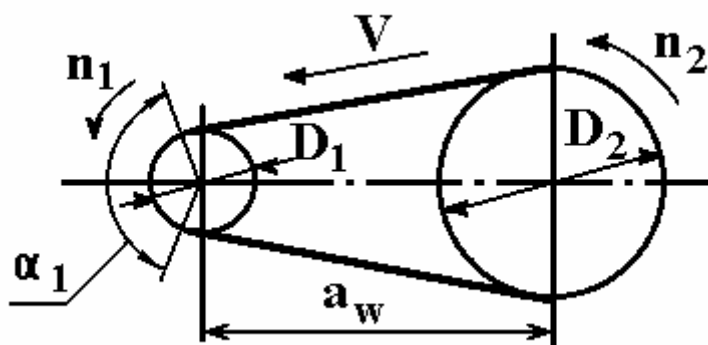


Схема ременной передачи

Предварительно определено (см. п.1.4)  $n_{эд} = 720 \text{ мин}^{-1}$  – частота вращения,  $N_{эд} = 4,5 \text{ кВт}$  – мощность на ведущем шкиве,  $U = 3,2$  – передаточное число, сечение ремня Б, диаметр ведущего шкива  $D_1 = 140 \text{ мм}$ , диаметр ведомого шкива  $D_2 = D_1 \cdot U_{pn} \cdot (1 - \varepsilon) = 140 \cdot 3,2 \cdot (1 - 0,02) = 439,04 \text{ мм} \approx 440 \text{ мм}$ .

Принимаем [4, с.71, табл.4.3] мощность, передаваемую одним ремнем  $N_0 = 1,92 \text{ кВт}$ , длина ремня  $L_p = 2240 \text{ мм}$ .

Т а б л и ц а 3.1. Мощность  $N_0$ , передаваемая одним клиновым ремнем, кВт (для ремней сечения Б; по ГОСТ 1284.3-96)

Сечение ремня (длина $L_p$ , мм)	Диаметр малого шкива, $D_1$ , мм	Переда точное число $U_{pn}$	Частота вращения малого шкива, $n_{эд}$ , $\text{мин}^{-1}$			
			700	950	1450	2900
Сечение Б ( $L_p = 2240$ )	125	$\geq 3$	1,48	1,86	2,5	3,37
	140	$\geq 3$	1,87	2,37	3,21	4,38
	180	$\geq 3$	2,88	3,67	5,01	6,56
	200	$\geq 3$	3,37	4,3	5,85	7,33



Межосевое расстояние соответствующее принятой длине ремня:

$$a_w = \frac{2 \cdot L_p - \pi \cdot (D_2 - D_1) + \sqrt{[2 \cdot L_p - \pi \cdot (D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} =$$

$$= \frac{2 \cdot 2,24 - 3,14 \cdot (0,44 - 0,14) + \sqrt{[2 \cdot 2,24 - 3,14 \cdot (0,44 + 0,14)]^2 - 8(0,44 - 0,14)^2}}{8} =$$

$$= 0,648 \text{ м.} \quad (3.1)$$

Угол обхвата ремнем ведущего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57^\circ(D_2 - D_1)}{a_w} = 180^\circ - \frac{57^\circ(0,44 - 0,14)}{0,648} = 153,6^\circ. \quad (3.2)$$

Необходимое число ремней

$$z_p = \frac{k_d \cdot N_1}{N_0 \cdot k_\alpha \cdot k_l \cdot k_z} = \frac{1,3 \cdot 4,5}{1,92 \cdot 0,906 \cdot 1 \cdot 0,95} = 3,539, \quad (3.3)$$

где  $k_\alpha$  - коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата ведущего шкива. При изменении угла обхвата от 90 до 180  $k_\alpha = 0,68 \dots 1,0$

$k_l$  - коэффициент, учитывающий длину ремня (ГОСТ 1284.3-80), для сеч. Б с длиной ремня 2240 мм,  $k_l = 1,0$

$k_z$  - коэффициент, учитывающий число ремней (при  $z_p = 2 \rightarrow 6$ ,  $k_z = 0,95 \rightarrow 0,85$ )

**Принимаем число ремней  $z_p = 4$ .**

Число пробегов ремня

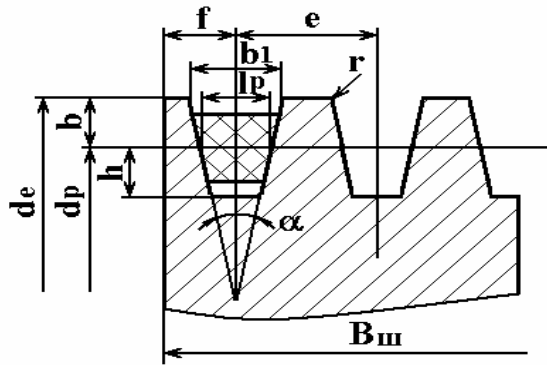
$$n_n = \frac{v}{L_p} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot L_p} = \frac{3,14 \cdot 0,14 \cdot 720}{60 \cdot 2,24} = 2,355 \text{ с}^{-1} \quad (3.4)$$

Число пробегов  $n_n = 2,355 \text{ с}^{-1} < [n_n] = 10 \text{ с}^{-1}$ .

Размеры профиля канавок шкивов (ГОСТ 20889-80)

Параметры профиля для сечения ремня типа Б:

$l_p = 14,0$  мм;  $b = 4,2$  мм;  $h$ , не менее 10,8 мм;  $e = 19,0$  мм;  $f = 12,5$  мм;  
 $r = 1,0$  мм



Профиль канавок клиноременного шкива

$$B_{ш} = (z-1) \cdot e + 2f = (4-1)19 + 2 \cdot 12,5 = 82 \text{ мм.} \quad (3.5)$$

Для последующего проектного расчета вала необходимо рассчитать силу давления на вал от ременной передачи ( $H$ ). Ориентировочный расчет можно выполнить по формуле:

$$Q = \frac{4T_1}{D_1}, \quad (3.6)$$

где:  $T_1$  - крутящий момент на ведомом валу передачи, Н·мм;

$D_1$  - диаметр ведущего шкива, мм.

Остальные силы в передаче можно не учитывать ввиду их малой величины.

Уточненный расчет нагрузки ( $Q$ ) на вал от ременной передачи выполняется по формуле:

$$Q = 2 \cdot F_0 \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 2 \cdot 993,6 \cdot 0,9736 = 1934,7 \text{ Н}, \quad (3.7)$$

где  $F_0 = [\sigma] \cdot A \cdot z_p = 1,8 \cdot 138 \cdot 4 = 993,6 \text{ Н}$  – предварительное натяжение ремня;

$[\sigma] = 1,8 \text{ Мпа}$  – начальное натяжение ремня;

$A = 138 \text{ мм}^2$  – площадь поперечного сечения ремня.

### 3.2 РАСЧЕТ ОТКРЫТОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ (вариант № 18)

Открытые зубчатые передачи рассчитывают на выносливость по напряжениям изгиба с учетом износа зубьев в процессе эксплуатации. В этом случае нет необходимости проверять выносливость поверхностей зубьев по контактным напряжениям, так как абразивный износ поверхностей зубьев предотвращает выкрашивание их от переменных контактных напряжений.

Расчет выполняется по проектной формуле:

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_3 \cdot K_F \cdot Y_F}{z_4 \cdot \psi_{bm} \cdot [\sigma_F]}} =$$

$$= \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 891,3 \cdot 10^3 \cdot 1,3 \cdot 3,615}{64 \cdot 20 \cdot 240}} = 3,00 \text{ мм}, \quad (3.8)$$

где:  $T_3 = 9550 \frac{N_3}{n_3} = 891,3 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ; - крутящий момент на валу колеса откры-

той зубчатой передачи; Н·м;

Примем число зубьев шестерни ОЗП  $z_3 = 20$ ,

тогда  $z_4 = z_3 \cdot U_{озп} = 20 \cdot 3,2 = 64$ .

$Y_F = 3,615$  - коэффициент формы зуба [3, с. 88] для числа зубьев  $z_4 = 64$ ;

$z$	17	20	30	40	50	60	70	80	100 и более
$Y_F$	4,28	4,09	3,80	3,70	3,66	3,62	3,61	3,61	3,60;

$\psi_{bm} = b_4 / m_n = 60 / 3 = 20$  - коэффициент ширины зуба колеса по модулю;  
 $K_F = 1,3$  - коэффициент нагрузки при расчете изгибной прочности зу-  
ба.

Принимаем модуль равным  $m_n = 3 \text{ мм}$ .

Исходя из полученного модуля определяем параметры зубчатой пере-  
дачи.

Диаметры делительных окружностей шестерни и колеса:

$$d_3 = m_n \cdot z_3 = 3 \cdot 20 = 60 \text{ мм}; \quad (3.9)$$

$$d_4 = m_n \cdot z_4 = 3 \cdot 64 = 192 \text{ мм}. \quad (3.10)$$

Диаметры вершин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{a3} = d_3 + 2 \cdot m_n = 60 + 2 \cdot 3 = 66 \text{ мм}; \quad (3.11)$$

$$d_{a4} = d_4 + 2 \cdot m_n = 192 + 2 \cdot 3 = 198 \text{ мм}. \quad (3.12)$$

Диаметры впадин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{f3} = d_3 - 2,5 \cdot m_n = 60 - 2,5 \cdot 3 = 52,5 \text{ мм}; \quad (3.13)$$

$$d_{f4} = d_4 - 2,5 \cdot m_n = 192 - 2,5 \cdot 3 = 184,5 \text{ мм.} \quad (3.14)$$

Ширина зубчатых венцов колеса и шестерни:

$$b_4 = \psi_{bm} \cdot m_n = 20 \cdot 3 = 60 \text{ мм.} \quad (3.15)$$

Принимаем  $b_4 = 60$  мм.

$$b_3 = b_4 + (5 \dots 10) = 65 \text{ мм.} \quad (3.16)$$

Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{(d_3 + d_4)}{2} = \frac{60 + 192}{2} = 126 \text{ мм.} \quad (3.17)$$

### 3.3 РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ (ВАРИАНТ № 19)

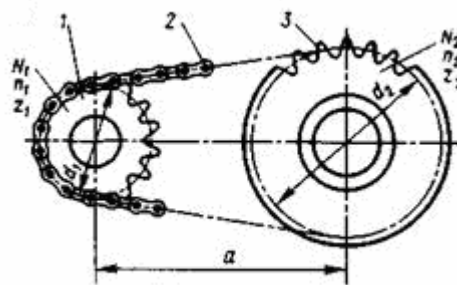


Схема цепной передачи

1- ведущая звездочка, 2-ведомая звездочка, 3-цепь.

Передаточное число цепной передачи (см. п. 1.3)  $u_{en} = 3,2$ .

Минимальное число зубьев ведущей звездочки  $z_{min} = 29 - 2u \geq 13$ , примем число зубьев ведущей звездочки  $z_3 = 25$ , тогда число зубьев ведомой звездочки будет  $z_4 = z_3 \cdot u_{en} = 25 \cdot 3,2 = 80$ .

Крутящий момент на валу ведущей звездочки

$$T_2 = 9550 \frac{N_2}{n_2} = 290,1 \text{ Н·м.}$$

Определяем шаг цепи

$$t = (12,8 \div 13,5) \sqrt[3]{\frac{T_2}{z_3}} = (12,8 \div 13,5) \sqrt[3]{\frac{290,1}{25}} = 28,97 \div 0,56 \text{ мм.} \quad (3.18)$$

Принимаем по ГОСТ 13568-75 [3, с.109, табл.13.2] приводную роликовую цепь ПР-25,4-60,0. Шаг цепи  $t = 25,4$  мм, площадь опорной поверхности шарнира  $A = 179,7$  мм<sup>2</sup>, разрушающая нагрузка  $P = 60,0$  кН, масса 1 погонного метра цепи  $q = 2,6$  кг.

Т а б л и ц а 3.2. Цепи приводные роликовые (по ГОСТ 13568-97\*).

Размеры в мм.

Типоразмер	$t$	$b_3$ , не менее	$d_2$	$d_1$	$h$	$b_7$	$b$	$A$ , мм <sup>2</sup>	$P$ , кН	$q$ , кг
					не более					
<i>Цепи приводные роликовые однорядные типа ПР</i>										
					<p>1 - внутреннее звено; 2 - наружное звено; 3 - соединительное звено; 4 - переходное звено; 5 - двойное переходное звено</p>					
ПР-8-4,6	8,0	3,00	2,31	5,00	7,5	12	7	11	4,6	0,20
ПР-9,525-9.1	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	10	28	9,1	0,45
ПР-12,7-10-1	12,7	2,40	3,66	7,75	10	10,5	6,3	17,9	10,0	0,30
ПР-12,7-9	12,7	3,30	3,66	7,75	10	12	7	21	9,0	0,35
ПР-12,7-18,2-1	12,7	5,40	4,45	8,51	11,8	19	10	40	18,2	0,65
ПР-12,7-18,2	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	11	50	18,2	0,75
ПР-15,875-23-1	15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20	11	55	23	0,80
ПР-15,875-23	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	71	23	1,0
ПР-19,05-31,8	19,05	12,70	5,94	11,91	18,2	33	18	105	31,8	1,9
ПР-25,4-60	25,4	15,88	7,92	15,88	24,2	39	22	180	60	2,6
ПР-31,75-89	31,75	19,05	9,53	19,05	30,2	46	24	260	89	3,8
ПР-38,1-127	38,1	25,40	11,10	22,23	36,2	58	30	395	127	5,5
ПР-44,45-172,4	44,45	25,40	12,70	25,40	42,4	62	34	475	172,4	7,5
ПР-50,8-227	50,8	31,75	14,27	28,58	48,3	72	38	645	227	9,7

Скорость цепи

$$V = \frac{n_2 \cdot z_3 \cdot t}{60 \cdot 1000} = \frac{144 \cdot 25 \cdot 25,4}{60 \cdot 1000} = 1,524 \text{ м/с.} \quad (3.19)$$

Оптимальное межосевое расстояние

$$a = 40 \cdot t = 40 \cdot 25,4 = 1016 \text{ мм.} \quad (3.20)$$

Окружная сила

$$F_t = \frac{N_2}{V} = \frac{4,37 \cdot 10^3}{1,524} = 2867,4 \text{ Н.} \quad (3.21)$$

Натяжение от центробежных сил

$$F_u = q \cdot V^2 = 2,6 \cdot 1,524^2 = 6,04 \text{ Н}, \quad (3.22)$$

где  $q$  – масса 1 погонного метра цепи (см. ГОСТ13568-75)  $q = 2,6$  кг.

Предварительное натяжение цепи

$$F_q = K_f \cdot q \cdot g \cdot a = 6 \cdot 2,6 \cdot 9,81 \cdot 1,016 = 155,5 \text{ Н}, \quad (3.23)$$

где  $K_f$  - коэффициент провисания, зависящий от расположения привода и стрелы провисания (6- для горизонтальной передачи, 1- для вертикальной передачи);

$g$  - ускорение свободного падения ( $9,81 \text{ м/с}^2$ );

$a$  – межосевое расстояние.

Основным критерием работоспособности приводных цепей является износостойкость их шарниров. Для этого давление в шарнирах  $q$  не должно превышать допускаемые  $[q]$ .

Отсюда допускаемая окружная сила передачи

$$[F_d] = A \cdot [q] = 179,7 \cdot 23,5 = 4223,0 \text{ Н}, \quad (3.24)$$

где  $A$  – площадь проекции опорной поверхности шарнира;

$[q]$  – допускаемое давление в шарнирах при средних условиях эксплуатации.

Допускаемые значения  $[q]$  в зависимости от скорости

$V, \text{ м/с}$     0,1   0,4   1,0   2,0   4,0   6,0   8,0   10,0;

$[q], \text{ МПа}$    32   28   25   21   17   14   12   10.

Расчет цепи на износостойкость шарниров сводится к сравнению действующей и допускаемой нагрузки с учетом коэффициента запаса:

$$F_t \cdot K_9 \leq [F_d], \quad (3.25)$$

где  $K_9$  - коэффициент эксплуатации передачи.

Определение коэффициента эксплуатации

$$K_9 = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 = 1 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 = 1,375, \quad (3.26)$$

где  $K_1$  – коэффициент, учитывающий динамичность нагрузки ( $1 \div 1,8$ );

где  $K_2$  – коэффициент, учитывающий регулирование натяжения цепи ( $1 \div 1,25$ );

где  $K_3$  – коэффициент, учитывающий межосевое расстояние передачи ( $0,8 \div 1,25$ );

где  $K_4$  – коэффициент, учитывающий наклон передачи к горизонту ( $1 \div 1,5$ );

где  $K_5$  – коэффициент, учитывающий характер смазывания цепи ( $0,8 \div 1,5$ );

где  $K_6$  – коэффициент, учитывающий режим работы передачи ( $1 \div 1,5$ ).

Условие износостойкости шарниров

$$(F_t + F_u + F_q) \cdot K_9 = (2867,4 + 24,5 + 155,5) \cdot 1,375 = 4175,0 \text{ Н} \\ \leq [F_d] = 4223,0 \text{ Н}.$$

Нагрузка, действующая на вал звездочки

$$Q = (F_t + 2 \cdot F_q) = 3047,4 + 2 \cdot 155,5 = 3358,4 \text{ Н}. \quad (3.27)$$

Для упрощения расчета ориентировочно примем силу давления на вал от цепной передачи равной окружной силе (Н):

$$Q \approx F_t = \frac{2T_2}{d_{зв1}}, \quad (3.28)$$

где:  $T_2$  – крутящий момент на ведущем валу передачи, Нмм;

$d_{зв1}$  - делительный диаметр ведущей звездочки, мм.

$$d_{зв1} = \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_3}\right)}. \quad (3.29)$$

Остальные силы в передаче можно не учитывать ввиду их малой величины.

## 4. РАСЧЁТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА

### 4.1 Предварительный расчет

Определяют диаметр вала из условия прочности на кручение при пониженных допускаемых напряжениях.

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]}}, \quad (4.1)$$

где,  $T = 9550 \cdot 10^3 \frac{N}{n}$  - крутящий момент, Н·мм;

$[\tau]$  - допускаемое условное напряжение при кручении, МПа.

Так как в данном расчете не учитывается изгиб для валов из стали 35, 40, 45, значение  $[\tau]$  рекомендуется принимать небольшим:

а)  $[\tau] = 20 \dots 25$  МПа – при ориентировочном расчете диаметра входных и выходных концов валов;

б)  $[\tau] = 10 \dots 15$  МПа – при ориентировочном расчете диаметра промежуточного вала в опасном сечении (в месте посадки зубчатого колеса) для двухступенчатых редукторов.

Полученное значение округляют до ближайшего из ряда R40 по ГОСТ 6636-69:

10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 52, 55, 60, 63, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160.

Диаметры остальных участков вала могут в случае необходимости, например для удобства посадки на вал подшипников качения, зубчатых колес, назначаться по конструктивным и технологическим соображениям.

Намечаем конструкцию вала, установив его основные размеры (диаметры и длины участков вала, расстояния между серединами опор и плоскостями приложения сил).

#### 4.2 Проектный расчет

Это расчет вала при совместном действии крутящего и изгибающего моментов. Для определения изгибающего момента необходимо знать плоскости приложения действующих на вал сил. Обычно силы, действующие на вал, лежат в двух взаимно перпендикулярных плоскостях:

- в вертикальной плоскости – окружное усилие  $F_t$  - направлено по касательной в сторону, противоположную вращению (на шестерне);
- в горизонтальной плоскости – радиальное  $F_r$  (всегда направлено к центру колеса) и осевое  $F_a$  усилия;

окружная	$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}$
радиальная	$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$
осевая	$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$

где:  $\alpha$  – угол зацепления, по ГОСТ 13755-81  $\alpha = 20^\circ$ .

#### Силы в зацеплении цилиндрических зубчатых колес

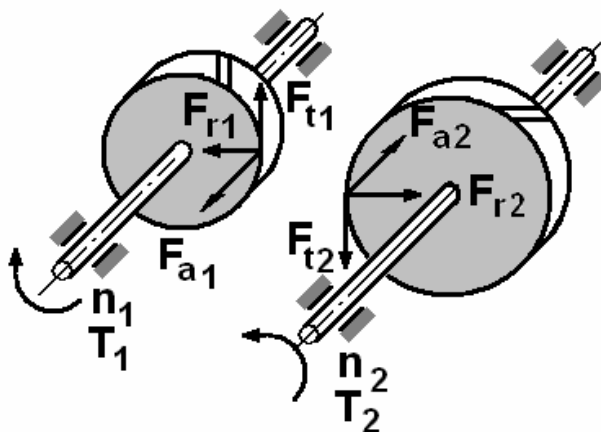


Рис. 4.1 Силы, действующие в косозубом зацеплении (редуктор)

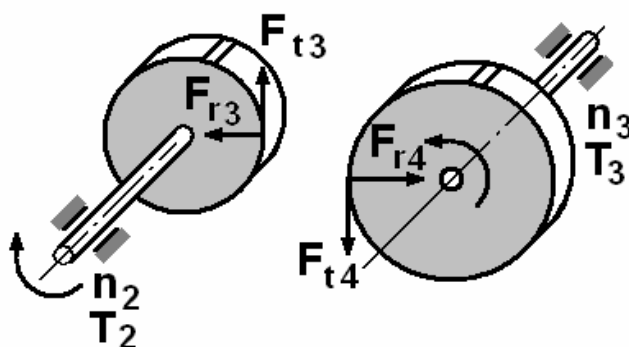


Рис. 4.2 Силы, действующие в прямозубом зацеплении (внешняя передача)



## Рассмотрим пример расчета выходного вала редуктора (вариант № 18).

### Предварительный расчет

Находим диаметр вала из условия прочности на кручение:

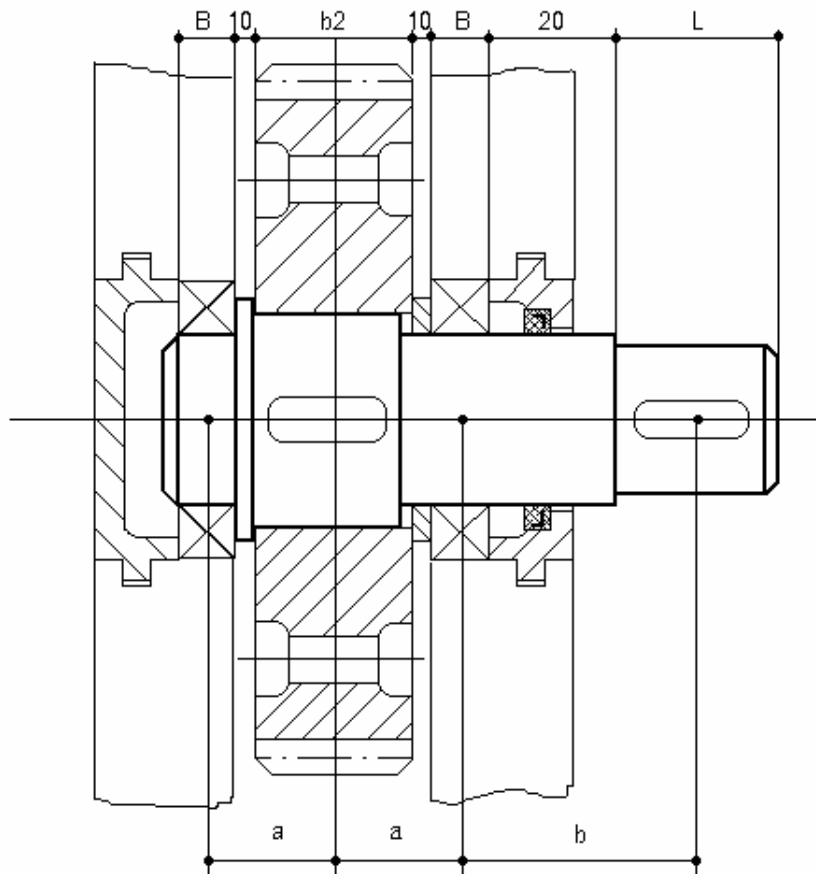
$$d_{в2} = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{290,1 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 38,7 \text{ мм}, \quad (4.2)$$

где  $T_2 = 290,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$  – крутящий момент на выходном валу.

Принимаем диаметр вала в районе подшипника равным 40 мм и задаемся типом подшипника для принятого диаметра вала. Принимаем однорядный радиальный подшипник средней серии типа 308. Ширина подшипника  $B = 23 \text{ мм}$ .

### Проектный расчет

Составляем расчетную схему для определения плеч приложения сил.

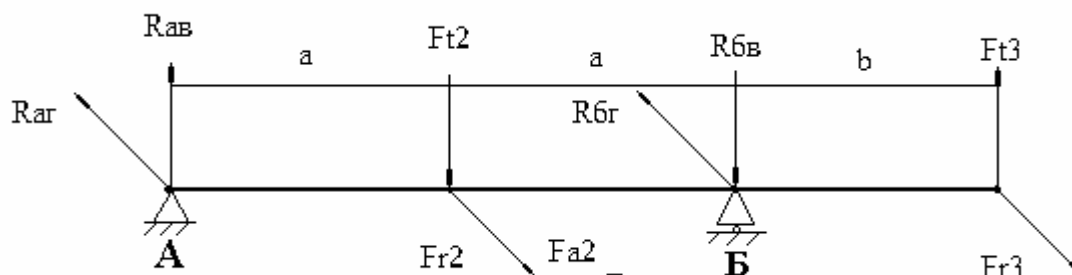


$$a = \frac{B}{2} + 10 + \frac{b_2}{2} \cong 50 \text{ мм}; \quad b = \frac{B}{2} + 20 + \frac{L}{2} \cong 60 \text{ мм},$$

где  $L = b_3$  - ширине зубчатого венца шестерни открытой зубчатой передачи.

Для варианта № 19 с цепной передачей смотри  $L = l$  [4, с.85, табл. 6.1].

Для определения опорных реакций и действующих изгибающих и крутящих моментов используем следующую схему:



Определяем величины сил, действующих в зацеплении:

$$Ft_2 = \frac{2T_2}{d_2}; \quad Fr_2 = Ft_2 \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}; \quad Fa_2 = Ft_2 \cdot \operatorname{tg} \beta$$

$$Ft_3 = \frac{2T_3}{d_3}; \quad Fr_3 = Ft_3 \cdot \operatorname{tg} \alpha;$$

где  $\alpha = 20^\circ$  - угол зацепления в эвольвентных зубчатых передачах,  $\operatorname{tg} 20^\circ = 0,364$ ;

$\beta = 15^\circ$  - принятый угол наклона линии зуба (может находиться в пределах от  $8^\circ$  до  $22^\circ$ ),  $\operatorname{tg} 15^\circ = 0,268$ ;

$F_{t2}$ ,  $F_{r2}$ ,  $F_{a2}$  - силы, действующие в зацеплении косозубых зубчатых колес (редуктор);

$F_{t3}$ ,  $F_{r3}$  - силы, действующие в зацеплении прямозубых зубчатых колес (внешняя передача).

Для определения реакций опор необходимо составить уравнение моментов относительно опоры  $A$  ( $\Sigma M_A = 0$ ), определим  $R_B$  и относительно опоры  $B$  ( $\Sigma M_B = 0$ ), определим  $R_A$ .

Проверка правильности расчета реакций:  $\Sigma F = \Sigma R$  (сумма всех действующих сил равна сумме реакций опор).

Рассмотрим отдельно вертикальную и горизонтальную плоскости.

1. Вертикальная плоскость:

$$\Sigma M_{AB} = 0; \quad Ft_2 \cdot a + R_{бв} \cdot 2a - Ft_3(2a + b) = 0; \quad R_{бв} = \frac{Ft_3(2a + b) - Ft_2 \cdot a}{2a};$$

$$\Sigma M_{BB} = 0; \quad -Ft_3 \cdot b - Ft_2 \cdot a + R_{ав} \cdot 2a = 0; \quad R_{ав} = \frac{Ft_3 \cdot b + Ft_2 \cdot a}{2a};$$

2. Горизонтальная плоскость.

$$\Sigma M_{AГ} = 0; \quad -Fr_2 \cdot a + Fa_2 \cdot 0,5d_2 + R_{бг} \cdot 2a - Fr_3(2a + b) = 0;$$

$$R_{бг} = \frac{Fr_3(2a + b) - Fa_2 \cdot 0,5d_2 + Fr_2 \cdot a}{2a};$$

$$\Sigma M_{BГ} = 0; \quad -R_{аг} \cdot 2a + Fr_2 \cdot a + Fa_2 \cdot 0,5d_2 - Fr_3 \cdot b = 0;$$

$$R_{аг} = \frac{Fr_2 \cdot a + Fa_2 \cdot 0,5d_2 - Fr_3 \cdot b}{2a}.$$

Находим величины изгибающих моментов (сечения 1 и 2) в вертикальной и горизонтальной плоскостях и строим эпюры.

Вертикальная плоскость:

$$M_{B1} = Rav \cdot a; \quad M_{B2} = Ft3 \cdot b.$$

Горизонтальная плоскость:

$$M_{\Gamma1}^I = -Raz \cdot a; \quad M_{\Gamma1}^{II} = -Raz \cdot a + Fa2 \cdot 0,5d2; \quad M_{\Gamma2} = Fr3 \cdot b;$$

Суммарные изгибающие моменты в сечениях 1 и 2:

$$M_{\Sigma1}^I = \sqrt{(M_{B1})^2 + (M_{\Gamma1}^I)^2}; \quad M_{\Sigma1}^{II} = \sqrt{(M_{B1})^2 + (M_{\Gamma1}^{II})^2};$$

$$M_{\Sigma2} = \sqrt{(M_{B2})^2 + (M_{\Gamma2})^2}.$$

Эквивалентные моменты в сечениях 1 и 2:

$$M_{\text{экв1}}^I = \sqrt{(M_{\Sigma1}^I)^2 + (T_{кр2})^2}; \quad M_{\text{экв1}}^{II} = \sqrt{(M_{\Sigma1}^{II})^2 + (T_{кр2})^2};$$

$$M_{\text{экв2}} = \sqrt{(M_{\Sigma2})^2 + (T_{кр2})^2}.$$

Определяем диаметр вала в опасном сечении по максимальному эквивалентному моменту:

$$d_{\text{в}} = 3 \sqrt[0,1[\sigma_{изг}]{M_{\text{экв}}^{\max}}}; \text{ если опасное сечение находится на месте посадки}$$

зубчатого колеса, то необходимо учесть ослабление сечения вала шпоночным пазом.

Увеличиваем расчетную величину диаметра вала на 10% и полученный результат округляем до ближайшего большего значения из нормального ряда:  $d_{\text{вк2}} = d_{\text{в}} \cdot 1,1$ .

В нашем примере опасное сечение находится в районе посадки подшипника, поэтому подбираем подшипник (ГОСТ 8338-75), выполняя условие  $d_n \geq d_{\text{в}}$ .

Остальные диаметры участков вала назначаем, отталкиваясь от опасного сечения по нормальному ряду, перепад диаметров не должен превышать 5мм.

Например, диаметр вала в опасном сечении получился равным 28,1 мм. Опасное сечение вала в районе посадки подшипника (смотри эпюру эквивалентного момента), поэтому примем  $d_n = 35$  мм (ГОСТ на подшипники). Остальные диаметры назначим из конструктивных соображений: диаметр вала под зубчатым колесом  $d_{к2} = 40$  мм, диаметр вала под шестерней открытой зубчатой передачи  $d_{ш3} = 30$  мм,

$$d_{\text{max}} = 45 \text{ мм (смотри эскиз вала).}$$

Эпюры моментов выходного вала редуктора (рис.4.3)

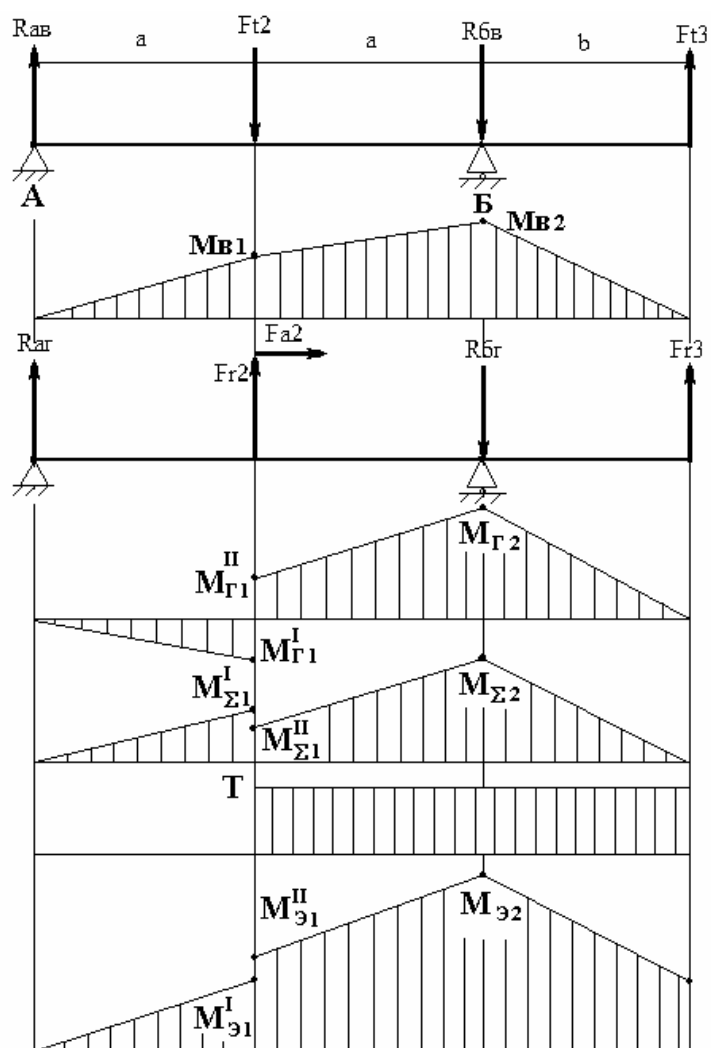


Рис. 4.3

Эскиз выходного вала (рис. 4.4)

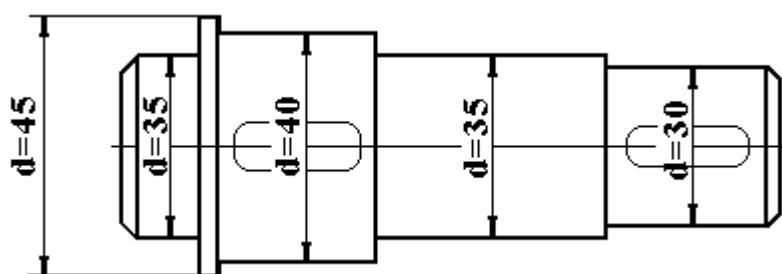


Рис. 4.4

## 5. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА

Обычно зубчатые колеса состоят из обода, ступицы и диска, соединяющего обод со ступицей. Колесо в зависимости от диаметра и принятого материала может быть изготовлено методами штамповки, литья или механической обработки. Основные размеры и соотношения приведены на рис 5.1 и в таблице 5.1.

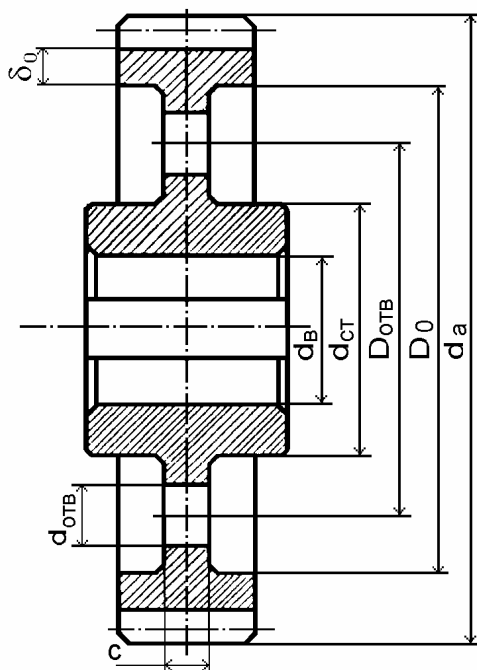


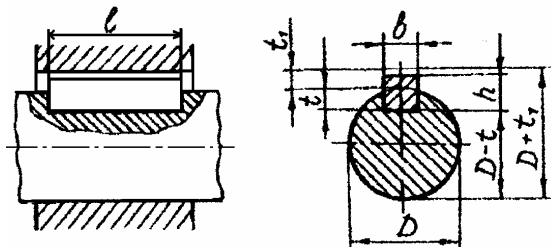
Рис. 5.1 Зубчатое колесо с облегченной ступицей

Т а б л и ц а 5.1

Параметр	Формула
Диаметр ступицы стальных колес	$d_{cm} \approx 1,6 d_g$
Диаметр ступицы чугунных колес	$d_{cm} \approx 1,6 d_g$
Толщина обода цилиндрических колес	$\delta_0 = (2,5 \dots 4,0) m_n$
Толщина обода конических колес	
Толщина диска:	<i>не менее 8 мм</i>
- колеса кованные, литые	
- колеса штампованные	$C = 0,2 \dots 0,3v$
Толщина диска конических колес	$C_d = (\delta_0 + \delta_{cm}) / 2$
Внутренний диаметр обода	$D_0 = d_f - 2\delta_0$
Диаметр окружности центров отверстий	$D_{отв} = (D_0 + d_{cm}) / 2$
Диаметр отверстий в диске колеса	$d_{отв} = (D_0 + d_{cm}) / 4$
Фаска зубчатого венца	$n = 0,5 \cdot m_n$

## 6. ВЫБОР ШПОНОК И ПРОВЕРКА ИХ НА ПРОЧНОСТЬ

Для крепления шестерни и колеса на валу используем призматические шпонки ГОСТ 23360-78. Поперечное сечение шпонки выбираем по диаметру вала из таблицы 6.1 [2, стр. 302, табл. 11.7].



Т а б л и ц а 6.1

Диаметр вала $d$	Размеры сечений шпонок		Глубина паза	
			Вала	Втулки
	$b$	$h$	$t_1$	$t_2$
Св. 12 до 17	5	5	3	2,3
17 – 22	6	6	3,5	2,8
22 – 30	8	7	4	3,3
30 – 38	10	8	5	3,3
38 – 44	12	8	5	3,3
44 – 50	14	9	5,5	3,8
50 – 58	16	10	6	4,3
58 – 65	18	11	7	4,4
65 – 75	20	12	7,5	4,9
75 – 85	22	14	9	5,4
85 – 95	25	14	9	5,4
95 – 110	28	16	10	6,4

Примечания. 1. Длины шпонок выбирают из ряда: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180;  
 2. Таблица дана с сокращениями: в ГОСТ 23360-78 диапазон диаметров вала  $d = 6 - 500$  мм, длины шпонок – до 500 мм.  
 3. Пример условного обозначения шпонки при  $b = 16$  мм,  $h = 10$  мм,  $l = 80$  мм, торцы скругленные:  
*Шпонка 16x10x80 ГОСТ 23360-78*

Для диаметра вала 30 мм выбираем шпонку сечением

$b \times h = 8 \times 7$  мм и  $t_1 = 4$  мм, а для диаметра 40 мм соответственно

$b \times h = 12 \times 8$  мм и  $t_1 = 5$  мм.

Принимаем шпонку со скругленными краями.

Определяем рабочую длину  $l_p$  из условия работы шпонки на смятие для диаметров валов 30 и 40 мм.

$$\sigma_{см} = \frac{F_{см}}{A_{см}} = \frac{K \cdot T}{\left(\frac{d_в}{2} - \frac{t_1}{2}\right) \cdot t_1 \cdot l_p} \leq [\sigma]_{см}. \quad (6.1)$$

где  $[\sigma]_{см}=160$  МПа – допускаемое напряжение смятия для шпонки, изготовленной из стали 20;

$F_{см}$  – усилие смятия, действующее на шпонку;

$A_{см}$  – поверхность смятия шпонки;

$K=1,3$  – коэффициент безопасности, учитывающий условия работы;

$T$  – крутящий момент, действующий на валу, Н·мм;

$d_в$  – диаметр вала, мм;

$t_1$  – глубина шпоночного паза на валу, мм;

$l_p$  – расчетная рабочая длина шпонки, мм.

Отсюда рабочая длина шпонки на валу диаметром 30 мм, где закреплена шестерня открытой зубчатой передачи будет:

$$l_{p1} = \frac{2 \cdot K \cdot T_2}{(d_{в1} - t_1) \cdot t_1 \cdot [\sigma]_{см}} = \frac{2 \cdot 1,3 \cdot 100,27 \cdot 10^3}{(30 - 4) \cdot 4 \cdot [160]} = 25,39 \text{ мм} \quad (6.2)$$

→ примем 28 мм.

Тогда полная длина шпонки будет равна

$$l_1 = l_{p1} + b = 28 + 8 = 36 \text{ мм} \quad (6.3)$$

Определяем длину ступицы шестерни

$$l_{см1} = l_I + (2...5) = 36 + 4 = 40 \text{ мм}, \quad (6.4)$$

так как ширина зубчатого венца шестерни равна 65 мм, то и длина ступицы должна быть равна 65 мм.

Таким же образом определяем рабочую длину шпонки на валу диаметром 40 мм, где закреплено зубчатое колесо:

$$l_{p2} = \frac{2 \cdot K \cdot T_2}{(d_{в2} - t_1) \cdot t_1 \cdot [\sigma]_{см}} = \frac{2 \cdot 1,3 \cdot 100,27 \cdot 10^3}{(40 - 5) \cdot 5 \cdot [160]} = 9,285 \text{ мм} \quad (6.5)$$

→ примем 10 мм.

Тогда полная длина шпонки будет равна

$$l_2 = l_{p2} + b = 10 + 12 = 22 \text{ мм} \quad (6.6)$$

Определяем длину ступицы колеса

$$l_{см2} = l_2 + (2...5) = 22 + 3 = 25 \text{ мм}, \quad (6.7)$$

так как ширина зубчатого венца колеса равна 50 мм, то и длина ступицы должна быть равна 50 мм.

## 7. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Выбираем по таблице 7.1 подшипник радиальный однорядный для диаметра вала 35 мм средней серии 307 (см. рис 7.1), имеющий динамическую грузоподъемность  $C = 33,2$  кН, и статическую грузоподъемность  $C_0 = 18,0$  кН, проверяем на долговечность, которая может быть сведена к расчету ресурса в часах  $L_h$  и сравним его с долговечностью привода  $h = 8\ 000$  ч, т. е.  $L_h \geq h$ .

Подшипники шариковые радиальные однорядные  
(по ГОСТ 8338-75)

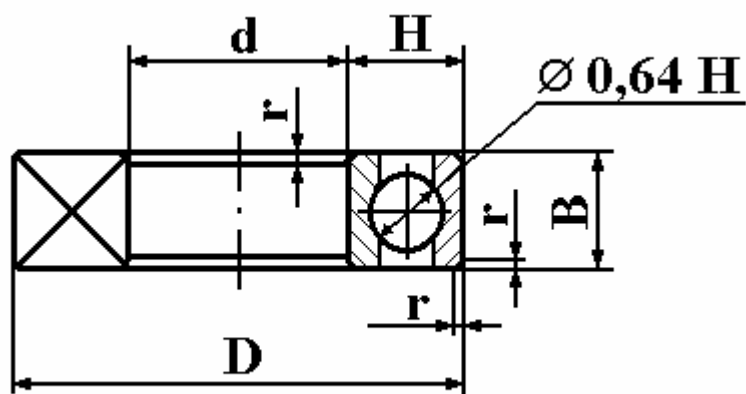


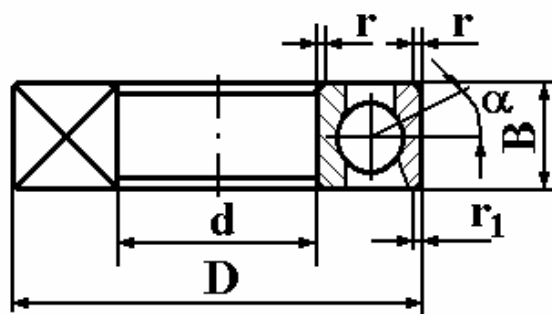
Рис.7.1

Т а б л и ц а 7.1

Условное обозначение серии	d, мм	D, мм	B, мм	r, мм	Динамическая грузоподъемность C, кН	Статическая грузоподъемность C <sub>0</sub> , кН
Средняя серия 300						
300	10	35	11	1	8,06	3,75
301	12	37	12	1,5	9,75	4,65
302	15	42	13	1,5	11,4	5,4
303	17	47	14	1,5	13,5	6,65
304	20	52	15	2	15,9	7,8
305	25	62	17	2	22,5	11,4
306	30	72	19	2	28,1	14,6
307	35	80	21	2,5	33,2	18,0
308	40	90	23	2,5	41,0	22,4
309	45	100	25	2,5	52,7	30,0
310	50	110	27	3	65,8	36,0
311	55	120	29	3	71,5	41,5
312	60	130	31	3,5	81,9	48,0
313	65	140	33	3,5	92,3	56,0
314	70	150	35	3,5	104,0	63,0
315	75	160	37	3,5	112,0	72,5
316	80	170	39	3,5	124,0	80,0



Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные  
(по ГОСТ 131-75)



Обозначение		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН			
							$\alpha=12^\circ$		$\alpha=26^\circ$	
$\alpha=12^\circ$	$\alpha=26^\circ$	d	D	B	r	r <sub>1</sub>	C <sub>r</sub>	C <sub>0r</sub>	C <sub>r</sub>	C <sub>0r</sub>
Легкая серия										
36204	46204	20	47	14	1,5	0,5	15,7	8,31	14,8	7,64
36205	46205	25	52	15	1,5	0,5	16,7	9,1	15,7	8,34
36206	46206	30	62	16	1,5	0,5	22,0	12,0	21,9	12,0
36207	46207	35	72	17	2	1	30,8	17,8	29,0	16,4
36208	46208	40	80	18	2	1	38,9	23,2	36,8	21,3
36209	46209	45	85	19	2	1	41,2	25,1	38,7	23,1
36210	46210	50	90	20	2	1	43,2	27,0	40,6	24,9
36211	46211	55	100	21	2,5	1,2	58,4	34,2	50,3	31,5
36212	46212	60	110	22	2,5	1,2	61,5	39,3	60,8	38,8
—	46213	65	120	23	2,5	1,2	—	—	69,4	45,9
36214	—	70	125	24	2,5	1,2	80,2	54,8	—	—
—	46215	75	130	25	2,5	1,2	—	—	78,4	53,8
36216	46216	80	140	26	3,0	1,5	93,6	65,0	87,9	60,0
Средняя серия										
—	46304	20	52	15	2	1	—	—	17,8	9,0
—	46305	25	62	17	2	1	—	—	26,9	14,6
—	46306	30	72	19	2	1	—	—	32,6	18,3
—	46307	35	80	21	2,5	1,2	—	—	42,6	24,7
36308	46308	40	90	23	2,5	1,2	53,9	32,8	50,8	30,1
—	46309	45	100	25	2,5	1,2	—	—	61,4	37,0
—	46310	50	110	27	3	1,5	—	—	71,8	44,0
—	46311	55	120	29	3	1,5	—	—	82,8	51,6
—	46312	60	130	31	3,5	2	—	—	100,0	65,3
—	46313	65	140	33	3,5	2	—	—	113,0	75,0
—	46314	70	150	35	3,5	2	—	—	127,0	85,3
—	46316	80	170	39	3,5	2	—	—	136,0	99,0

Пример обозначения подшипника 36209:  
Подшипник 36209 ГОСТ 831-75

Ресурс в часах определяем по формуле

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C}{Q} \right)^\alpha, \quad (7.1)$$

где  $n_2 = 144 \text{ мин}^{-1}$  – частота вращения вала;

$C = 33200 \text{ Н}$  – динамическая грузоподъемность;

$Q$  – приведенная нагрузка на опору;

$\alpha = 3$  – показатель степени для шариковых подшипников.

Приведенная нагрузка на опору определяется по формуле

$$Q = (X \cdot K_k \cdot R + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_m = (1 \cdot 1 \cdot 5650 + 0) \cdot 1,3 \cdot 1 = 7345 \text{ Н}, \quad (7.2)$$

где [4, с.135, табл.8.1]  $X = 1$  – коэффициент радиальной нагрузки,

$Y = 0$  – коэффициент осевой нагрузки;

$K_k = 1$  – коэффициент, учитывающий вращение кольца подшипника (в нашем примере вращается внутреннее кольцо);

$R$  – радиальная нагрузка, действующая на опору

$$R = \sqrt{(R_T)^2 + (R_B)^2} = \sqrt{(2025)^2 + (5275)^2} = 5650 \text{ Н}; \quad (7.3)$$

$F_a = 221 \text{ Н}$  – осевая нагрузка, действующая на опору;

$K_\delta = 1,3$  (в соответствии с заданием) – коэффициент учитывающий характер нагрузки на опору;

$K_m = 1$  – термический коэффициент (при нормальных температурных условиях).

Тогда ресурс работы в часах подшипника будет равен

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C}{Q} \right)^\alpha = \frac{10^6}{60 \cdot 144} \cdot \left( \frac{33200}{7345} \right)^3 = 10688 \text{ ч} \geq 8000 \text{ ч} \quad (7.4)$$

Таким образом, ресурс работы принятого подшипника обеспечивает заданную долговечность привода.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев и др. // Высшая школа, 1985.

2. Чернавский, С. А. Проектирование механических передач / С. А. Чернавский // Машиностроение, 1984.

3. Тополиди, К. Г. Детали машин и подъемно-транспортные устройства в текстильной и легкой промышленности / К. Г. Тополиди, Г. А. Новоселов, Р. А. Волков // СПГУТД, 2000.

4. Волков, Р. А. Расчеты деталей машин / Р.А. Волков, Г.А. Новоселов, В.Г. Роот, В.В. Шим // Учебное пособие по курсовому проектированию, СПГУТД, 2004.

## **ПРИЛОЖЕНИЕ**

Чертеж выходного вала с шестерней ОЗП (вариант № 18).  
Спецификация.

Чертеж выходного вала со звездочкой (вариант № 19).

Чертеж выходного вала с муфтой (вариант № 20)