

**ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА.  
КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ**

Допущено Министерством образования Республики Беларусь в качестве учебного пособия для студентов немашиностроительных специальностей высших учебных заведений

Под редакцией А.Т.Скойбеды

Минск  
Белорусская государственная политехническая академия  
2001

УДК 621.81.001.63 (075.8)

ББК 34.42

М 55

Авторы:

В.Л.Николаенко, В.И.Шпилевский, В.В.Бирич,  
А.А.Калина, В.М.Анохин, О.Н.Протасеня

Под редакцией А.Т.Скойбеды

Рецензенты:

кафедра «Техническая механика» Белорусского государственного  
университета информатики и радиоэлектроники;  
заведующий кафедрой «Сопротивление материалов и детали ма-  
шин», доктор технических наук, профессор А.Н.Орда

Николаенко В.Л.

М 55 Прикладная механика. Курсовое проектирование: Учеб. пособие /  
В.Л.Николаенко, В.И.Шпилевский, В.В.Бирич и др. – Мн.: БГПА, 2001. –  
107 с.; вкл. б.

ISBN 985-6529-41-7

Требования и рекомендации распространяются на весь процесс проектирования, начиная от выдачи задания до защиты проектов. Пособие содержит ряд требований к организации процесса проектирования, пояснительной записке, чертежам и защите проектов. С целью экономии времени студентов при расчетах и проектировании в нем приведены необходимые литературные источники и стандарты.

УДК 621.81.001.63 (075.8)

ББК 34.42

ISBN 985-6529-41-7

© Николаенко В.Л., Шпилевский В.И.,  
Бирич В.В. и др., 2001

## Предисловие

Особенность курсового проектирования по прикладной механике состоит в том, что это первая самостоятельная расчетно-конструкторская работа студентов. В связи с этим возникает много трудностей при определении последовательности выполнения работы, целесообразности сочетания расчета и конструирования, выборе "лишних неизвестных" в расчетных уравнениях, выборе материалов и термообработки, обеспечении технологичности конструкции, выполнении условий сборки (разборки) и смазки передач и подшипников, использовании стандартов на расчет и конструирование и т.д. Студенты впервые столкнутся с необходимостью выполнения многовариантных расчетов и многократных проработок конструкций с целью получения оптимального варианта. Решение этих задач отнимает много времени. Поэтому очень важно создать такие условия работы студентов, при которых бы все вопросы, связанные с проектированием, решались с наименьшими затратами времени и на достаточно высоком инженерном уровне.

Настоящее пособие представляет собой свод единых требований к организации процесса проектирования, пояснительной записке, чертежам и защите проектов. Эти требования не подавляют инициативу студентов, напротив, во многом способствуют повышению эффективности самостоятельной работы студентов, поскольку придают работе студентов строгую направленность и исключают выполнение ненужной, излишней работы, освобождают от многих ошибок и промахов.

Требования отвечают типовой программе дисциплины «Прикладная механика» и предназначаются для студентов немашиностроительных специальностей.

# 1. ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

## 1.1. Исходные данные к проекту

Исходными данными являются: схема проектируемого устройства, частота вращения и мощность на выходном валу (рис. 1.1).

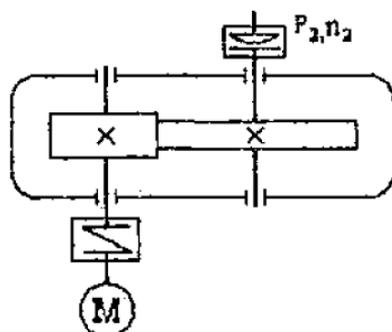


Рис. 1.1. Исходные данные к проекту

Если проектируемое устройство является приводом цепного или ленточного конвейера, то необходимо задать окружную скорость и силу на звездочке или приводном барабане. Могут быть заданы также синхронная частота вращения вала электродвигателя, полный срок службы в годах  $L_{год}$ , суточный  $K_{сут}$  и годовой  $K_{год}$  коэффициенты нагрузки, размеры выпуска, направление вращения выходного вала и другие дополнительные данные в зависимости от схемы проектируемого устройства.

Схема приводного устройства должна быть выполнена по ГОСТ 2.703-68 и ГОСТ 2.770-68.

## 1.2. Содержание пояснительной записки

Записка должна содержать разработку следующих вопросов.

Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода.

Расчет передач.

Предварительный расчет диаметров валов.

Подбор и проверочный расчет муфт.

Предварительный выбор подшипников.

Компоновочная схема.

Окончательный подбор подшипников по динамической грузоподъемности.

Подбор и проверочный расчет шпоночных и шлицевых соединений.

Назначение квалитетов точности, шероховатости поверхностей, отклонений формы и взаимного расположения поверхностей (выполняются на стадии расчета и конструирования каждой детали).

Расчет валов на выносливость.

Выбор способа смазки передач и подшипников.

Определение размеров корпуса редуктора.

Устройство привода.

Описание сборки редуктора.

Список используемой литературы.

Спецификации.

### **1.3. Перечень графического материала**

В курсовом проекте необходимо разработать:  
общий вид редуктора с разрезом по осям валов;  
рабочие чертежи деталей.

## **2. ОРГАНИЗАЦИОННЫЕ МЕРОПРИЯТИЯ ПРИ КУРСОВОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ**

### **2.1. График проектирования**

График проектирования является важнейшим документом, регламентирующим весь процесс курсового проектирования. Строгое соблюдение графика проектирования направлено против “штурмовщины” – основной причины низкого качества проектов и несвоевременной их защиты.

График проектирования разрабатывается с учетом продолжительности семестра, в котором выполняется проект, и записывается в задании на проектирование. Защита проектов должна планироваться так, чтобы после защиты их до начала экзаменационной сессии оставалось не менее одной недели. Ниже, в качестве примера, приводится график проектирования в весеннем семестре продолжительностью 14 недель.

Выдача задания	11.02.01.
Предварительный расчет	01.03.01.
1 лист	17.03.01.
2 лист	30.03.01.
3 лист	11.04.01.
Пояснительная записка	30.04.01.
Защита проекта	05.05.01

## 2.2. Групповые и индивидуальные консультации

Групповые консультации проводятся по расписанию. Эти консультации используются исключительно для основ проектирования. Посещение консультаций студентами обязательно. После каждой индивидуальной консультации руководитель курсового проектирования визирует (с указанием даты) объем выполненных работ.

Максимально возможный объем работ студенты должны выполнять в присутствии преподавателя, проводящего консультации. С этой целью необходимо использовать имеющуюся литературу, стандарты, образцы сборочных чертежей и рабочих чертежей, с тем чтобы накопить необходимые материалы для продуктивной работы в домашних условиях.

## 3. ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

### Общие положения

Для всех видов расчета, расчетных схем, проработок конструкции, записей материалов из справочной литературы и стандартов, сообщаемых руководителем проектирования на групповых консультациях, должна использоваться общая тетрадь, в которой записывается одна сторона листа. Вторая сторона листа используется для записей рекомендаций преподавателя, возможных вариантов расчета, выписок из литературных источников, изменений, исправлений и дополнений. В конце тетради записываются использованные литературные источники, на которые имеются ссылки в тексте пояснительной записки.

Такой метод ведения пояснительной записки даст возможность систематизировать материалы, необходимые для расчета и разработки конструкции и оформления пояснительной записки на заклю-

чительном этапе работы. Кроме этого руководитель проектирования может уверенно контролировать ход расчетов и выполнение своих рекомендаций.

При составлении списка литературы необходимо выполнить следующие правила:

1) в список литературы включаются все использованные источники в порядке появления ссылок в тексте пояснительной записки;

2) номер источника, под которым на него имеется ссылка в тексте пояснительной записки;

3) полное наименование источника: для книг – фамилия и инициалы автора (авторов), заглавие, место издания, издательство и год издания; для статей из периодических изданий – фамилия и инициалы автора (авторов), заглавие статьи, название издания, например журнала, год выпуска, том, номер выпуска, страницы, на которых помещена статья; для стандартов и технических условий – обозначение и наименование.

Расчеты должны выполняться в строгой методической последовательности: выписываются расчётные формулы со ссылкой на литературные источники, затем производится подстановка в уравнения цифровых величин, записывается результат с указанием размерности, наконец, производится округление расчетной величины до конструктивно целесообразного или стандартного значения.

Все величины, подставляемые в расчетные уравнения, должны именоваться, указываться их размерность и литературный источник, из которого они позаимствованы.

Размеры и конструктивные элементы деталей, материалы и их термообработка, смазочные материалы и т.д. – все должно быть обосновано соответствующими расчетами, ссылками на литературу и стандарты. Ничто не должно приниматься без обоснования.

При определении сил, изгибающих моментов, проверке на прочность шпоночных соединений, расчете валов, муфт, подборе подшипников, определении размеров элементов деталей и т.д. обязательно должны вычерчиваться рисунки, расчетные схемы и эскизы рассчитываемых деталей.

Пояснительная записка оформляется на бланках формата А4. На рис. 3.1 показаны образцы углового штампа, текстовых конструкторских документов и титульного листа.



### 3.1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода

В результате расчета необходимо подобрать электродвигатель, определить передаточные числа передач, частоты вращения валов, крутящие моменты на валах, мощности на валах, а также вычертить в произвольном масштабе схему проектируемого устройства.

Для определения требуемой мощности и частоты вращения вала электродвигателя необходимо знать КПД и значения передаточных чисел отдельных звеньев кинематической цепи. Эти данные выбираются из табл. 3.1 и 3.2 [2].

Таблица 3.1

Значения КПД механических передач

Тип передачи	$\eta$
Зубчатая (с опорами, закрытая):	
цилиндрическая	0,96...0,98
коническая	0,95...0,97
Планетарная (закрытая):	
одноступенчатая	0,9...0,95
двухступенчатая	0,85...0,9
Червячная (закрытая) при передаточном числе:	
свыше 30	0,7...0,8
свыше 14 до 30	0,75...0,85
свыше 8 до 14	0,8...0,9
Ременная (все типы)	0,94...0,96
Цепная	0,92...0,95
Муфта соединительная	0,98
Подшипники качения (одна пара)	0,99...0,995

Таблица 3.2

## Значения передаточных чисел передач

Вид передачи	Твердость зубьев	Значения передаточных чисел	
		$U_{рек.}$	$U_{пред.}$
Зубчатая цилиндрическая: тихоходная ступень во всех редукторах ( $U_T$ )	< HB350	2,5...5	6,3
	HRC 40...56	2,5...5	6,3
	HRC 56...63	2...4	5,6
быстроходная ступень в редукторах с развернутой схемой ( $U_B$ )	< HB350	3,15...5	8
	HRC 40...56	3,15...5	7,1
	HRC 56...63	2,5...4	6,3
быстроходная ступень в соосном редукторе ( $U_B$ )	< HB350	4...6,3	10
	HRC 40...56	4...6,3	9
	HRC 56...63	3,15...5	8
Коробка передач	любая	1...2,5	3,15
Коническая зубчатая	< HB350	1...4	6,3
	> HRC 40	1...4	5
	—	16...50	80
Червячная	—	1,5...4	10
Цепная	—	2...4	8
Ременная	—	—	—

Технические данные асинхронных электродвигателей единой серии 4А в закрытом обдуваемом исполнении приведены в табл. 3.3 [2].

Таблица 3.3

Двигатели закрытые обдуваемые единой серии 4А  
(тип / асинхронная частота вращения, мин<sup>-1</sup>)

Мощность P, кВт	Диаметр вала d, мм	Синхронная частота, мин <sup>-1</sup>			
		3000	1500	1000	750
1	2	3	4	5	6
0,25	19	—	—	—	71B8/680
0,37	19	—	—	71A6/910	80A8/675
0,55	19	—	71A4/1390	71B6/900	80B8/700

1	2	3	4	5	6
0,75	19	71A2/2884	71B4/1390	80A6/915	90LA8/700
1,1	19	71B2/2810	80A4/1420	80B6/920	90LB8/700
1,5	22	80A2/2850	80B4/1415	90L6/935	100L8/700
2,2	22	80B2/2850	90L4/1425	100L6/950	112MA8/700
3	24	90L2/2840	100S4/1435	112MA6/955	112MB8/700
4	28	100S2/2880	100L4/1430	5	132S8/720
5,5	28	100L2/2880	112M4/1445	112MB6/950	132M8/720
7,5	32	112M2/2900	132S4/1455	132S6/965	160S8/730
11	38	132M2/2900	132M4/1460	132M6/970	160M8/730
15	42	160S2/2940	160S4/1465	160S6/975	180M8/730
18,5	42	160M2/2940	160M4/1465	160M6/975	
22	48	180S2/2945	180S4/1470	180M6/975	
30	48	180M2/2945	180M4/1470		

Следует иметь в виду, что мощность двигателя по каталогу, как правило, не совпадает с расчетной, необходимой для привода проектируемого устройства. Расчет деталей привода ведется по расчетной мощности, при этом двигатель может работать с перегрузкой или недогрузкой. Недогрузка понижает  $\cos \varphi$  и КПД. Перегрузка допускается не более 5...8% [2].

Л и т е р а т у р а. [1, 2, 3, 4, 5, 6].

### 3.2. Расчет передач

#### 3.2.1. Ременные передачи

В зависимости от типа ременной передачи (плоская или клиноременная, зубчатый или поликлиновым ремнем) исходные данные будут отличаться. Например, для передачи с плоским ремнем необходимо принять: передаваемую мощность, частоты вращения валов, угол наклона передачи к горизонту, тип электродвигателя, способ натяжения ремня, условия работы, характер передаваемой нагрузки, режим работы (число смен). Если передача должна быть встроена в ограниченное пространство, то необходимо задать габариты передачи.

В результате расчета определяются тип и размеры ремня, которые согласуются со стандартами: ГОСТ 2.3831-79 для ремней прорезиненных; ГОСТ 1284.1-89 для ремней клиновых; ОСТ 38.05114-76

для ремней зубчатых; РГМ38-40528-74 для ремней поликлиновых. Основные размеры шкивов плоскоремennых передач согласуются с ГОСТ 17383-80, клиноремennых передач – с ГОСТ 20898-88, передач поликлиновыми и зубчатыми ремнями – с вышеупомянутыми стандартами. Эскиз ведомого шкива с расчетными размерами изображается в пояснительной записке (рис. 3.2).

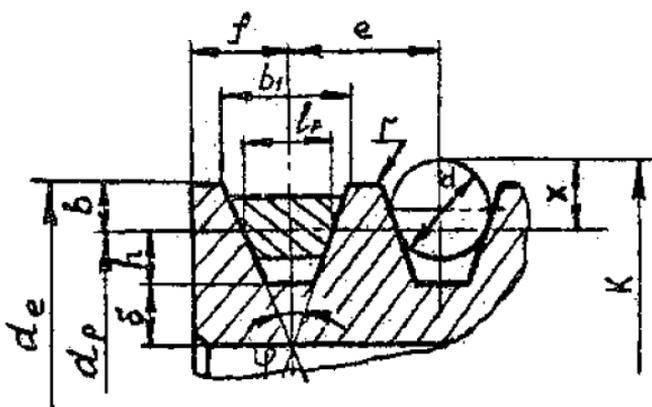


Рис. 3.2. Обод шкива ремной передачи

Этот эскиз необходим для построения компоновочной схемы и последующей конструктивной разработки шкива.

Л и т е р а т у р а: [1, 2, 3, 4, 5, 6].

### 3.2.2. Цепные передачи

Типовые исходные данные: мощность на ведущей звездочке, передаточное число передачи, предельные частоты вращения ведущей звездочки, наклон межосевой линии к горизонту, способ смазки и натяжения передачи, условия работы, характер передаваемой нагрузки, режим работы (число смен). Для определения оптимального значения шага цепи необходимо иметь два варианта расчетов. Лучшей передачей считается та передача, в которой используется цепь наименьшего шага [4, 5]. Для передачи заданных нагрузок цепями малых шагов следует применять многорядные цепи. Принятые размеры роликовой цепи согласуются с ГОСТ 13568-75, зубчатой цепи – с ГОСТ 13552 – 81.

Необходимо определить размеры профиля зубьев звездочки в диаметральном и осевом сечении в соответствии с ГОСТ 591-69 и изобразить эти профили в пояснительной записке.

Осевые размеры необходимы для построения компоновочной схемы.

Литература: [1, 2, 3, 4, 5, 6].

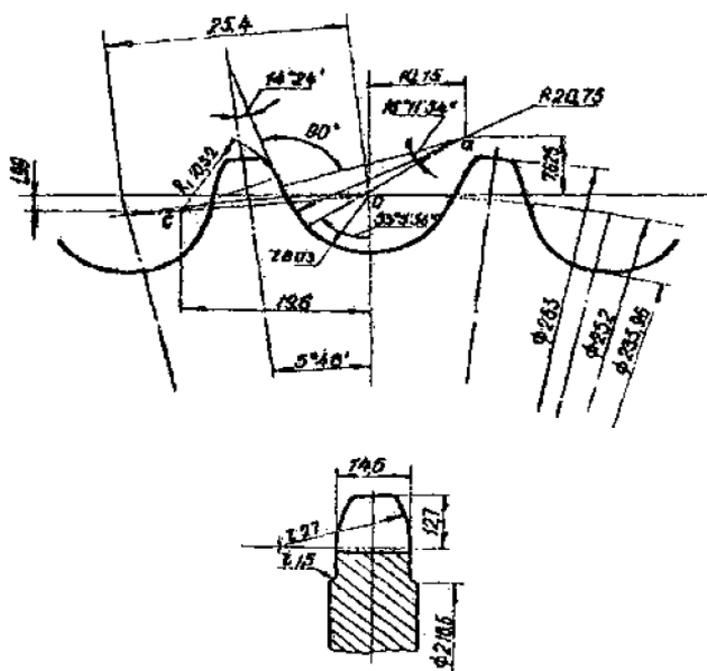


Рис. 3.3. Профиль зуба звездочки

### 3.2.3. Зубчатые передачи

Важным этапом при проектировании и расчете зубчатых передач является выбор материала зубчатых колес и их термообработка. В зависимости от вида, условий эксплуатации и требований к габаритам передачи выбирают необходимую твердость колес и соответствующий вариант термической обработки (табл. 3.4) [1]:

Для редукторов, к размерам которых не предъявляют особых требований, на практике применяют следующие варианты термической обработки [2]:

I – термическая обработка колеса – улучшение, твердость 235...262 НВ;

термическая обработка шестерни – улучшение, твердость 262...302 НВ; марки сталей одинаковы для колеса и шестерни: 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ и др.;

II – термическая обработка колеса – улучшение, твердость 269...302 НВ;

термическая обработка шестерни – улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности зависит от марки стали (табл. 3.4); марки сталей одинаковы для колеса и шестерни: 40Х, 40ХН, 35ХМ.

Таблица 3.4

Механические свойства сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности $\sigma_b$ , МПа	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа	Твердость НВ (средняя)	Термообработка
45	100–500	570	290	190	нормализация
45	до 90	780	440	230	улучшение
	90–120	730	390	210	
	свыше 120	690	340	200	
30ХГС	до 140	1020	840	260	
	свыше 140	930	740	250	
40Х	до 120	930	690	270	
	120–160	880	590	260	
	свыше 160	830	540	245	
40ХН	до 150	930	690	280	
	150–180	880	590	265	
	свыше 180	835	540	250	
40Л	–	520	290	160	нормализация
45Л	–	540	310	180	
35ГЛ	–	590	340	190	улучшение
35ХГСЛ	–	790	590	220	

Марка стали	Твердость HRC	Термообработка
30ХГС, 35ХМ, 40Х, 40ХН	45 – 55 50 – 63	закалка цементация, закалка
12ХНЗА, 18Х2Н4МА, 20ХМ	56 – 63 56 – 63	нитроцементация азотирование
20ХГМ, 25ХГТ, 30ХГТ, 35Х	45 – 63	поверхностная закалка с нагревом ТВЧ
30Х2МЮА, 38Х2Ю, 40Х 40Х, 40ХН, 35ХМ		

Для лучшей приработки зубьев и равномерного их изнашивания для прямозубых передач рекомендуется твердость рабочих поверхностей зубьев шестерни назначать больше твердости зубьев колеса на 20...50 единиц HB, т.е.  $HВ_1 = HВ_2 + 20...50$ ; для косозубых и шевронных передач, а также для конических передач с круговыми зубьями  $HВ_1 = HВ_2 + 60...80$  [4].

Назначение материала и вид термической обработки зубчатых колес должны быть обоснованы в пояснительной записке.

В курсовом проекте, как правило, предварительно выполняют проектировочные расчеты, а затем проверочные по разным критериям работоспособности.

Для проектных расчетов закрытых передач необходимо принять следующие исходные данные: передаваемую мощность, передаточное число или частоты вращения колес, параметр  $\Psi_{bd}$  или  $\Psi_{ba}$ , тип производства, условия работы привода.

Коэффициент ширины колеса  $\Psi_{ba} = b_2 / a_w$  относительно межосевого расстояния  $a_w$  принимают из ряда стандартных чисел: 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8 в зависимости от положения колес относительно опор [2, 4]:

при симметричном расположении 0,4...0,5;

при несимметричном расположении 0,25...0,4;

при консольном расположении одного или обоих колес 0,2...0,25;

для шевронных передач 0,4...0,63;

для открытых передач 0,1...0,2 (меньшее значение  $\Psi_{ba}$  для передач с твердостью зубьев  $\geq 45HRC_3$ ).

Увеличение значения  $\Psi_{bd}$  позволяет уменьшить радиальные габариты и массу передачи, но требует повышенной жесткости и точности конструкции для обеспечения более равномерного распределения нагрузки по ширине венца колеса.

Коэффициент ширины колеса  $\Psi_{bd} = b_2 / d_1$  относительно делительного диаметра может быть ориентировочно определен по формуле  $\Psi_{bd} = 0,5 \cdot \Psi_{ba} (U + 1)$ .

Определение допускаемых напряжений и расчет на прочность зубчатых цилиндрических эвольвентных передач внешнего зацепления ведут по ГОСТ 21354-87, конических передач – по ГОСТ 12289-76.

Примеры расчета цилиндрической косозубой и конической прямозубой передач приведены в разделе 5, 6.

Л и т е р а т у р а: [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7].

### 3.3. Проектировочный расчет валов

Различают расчеты валов на статическую и усталостную прочность, жесткость и колебания, причем расчеты на прочность и жесткость могут иметь как проектировочный, так и проверочный характер. При проектировочном расчете диаметры вала могут определяться исходя из условий прочности на одновременный изгиб и скручивание, но на начальной стадии проектирования, когда нет данных об изгибающих моментах, только на скручивание, по уравнению

$$d = \sqrt[3]{T / (0,2[\tau])},$$

где  $[\tau]$  – допускаемое напряжение на кручение [1, 3, 4, 5].

При выборе материала валов и их термообработки необходимо исходить из конструкции вала (валы-шестерни, шлицевые валы, валы, имеющие шейки под подшипники скольжения, резьбы и т.д.).

В пояснительной записке должно быть обоснование выбора материала валов и их термообработки. При этом определяются диаметры всех валов привода по крутящим моментам. Затем эти диаметры валов необходимо использовать для предварительного подбора подшипников качения, муфт и определения диаметров и длин ступиц колес, звездочек и шкивов. Осевые размеры деталей, посаженных на валы, необходимы для разработки компоновочной схемы.

Л и т е р а т у р а: [1, 3, 4, 5].

### 3.4. Подбор и проверочный расчет муфт

Тип муфты указывается в задании на курсовое проектирование. Поэтому при расчетах деталей и узлов привода необходимо подобрать размеры муфты по ГОСТам или отраслевым стандартам в зависимости от передаваемого крутящего момента и диаметра вала. Затем производятся проверочные расчеты, характер которых зависит от типа муфт.

Все виды расчетов необходимо иллюстрировать расчетными схемами, на которых следует указать размеры, силы, напряжения, моменты.

### 3.5. Предварительный выбор подшипников

Для разработки компоновочной схемы необходимы осевые размеры деталей, в том числе подшипников, посаженных на валы. Но точный подбор подшипников на этой стадии проектирования нельзя выполнить, потому что неизвестны реакции опор. Поэтому подбор подшипников можно произвести ориентировочно по диаметрам валов, определенных из предварительного расчета. Этот диаметр вала принимается за диаметр шейки под подшипник. Выбор же типа подшипника можно произвести исходя из данных кинематической схемы привода.

Таким образом, следует подобрать подшипник принятого типа обычно легкой или средней серии.

Размеры подшипников выбираются из таблиц стандартов [1, 2, 3, 4, 5].

### 3.6. Компоновочная схема

Для расчета валов по эквивалентному моменту и на усталостную прочность, а также точного подбора подшипников необходимо вычислить реакции опор и изгибающие моменты, действующие в разных сечениях валов. Эта задача может быть выполнена лишь в том случае, когда будут известны расстояния между плоскостями действия нагрузок и опорами.

Для нахождения этих расстояний нужно вычертить в пояснительной записке в произвольном масштабе эскизную компоновку, на которой следует указать номера валов, числа зубьев, отвечающие кинематической схеме (рис. 1.1), расстояния между плоскостями действия сил и опорами, направление линии зуба, направления радиальных и

окружных сил, действующих в зубчатых зацеплениях, а также направления сил, действующих на валы от ременных и цепных передач.

Следует иметь в виду, что в результате предварительной компоновки деталей на валах получаются лишь ориентировочные расстояния между плоскостями действия сил по той причине, что размеры опор, муфт, зубчатых колес, регулировочных и крепежных средств зависят и устанавливаются по диаметру вала. Последний может быть определен более точно по эквивалентному моменту.

Л и т е р а т у р а: [1, 2, 3, 4, 5].

### 3.7. Проверочный расчет валов по эквивалентному моменту

Чаще всего этот вид расчета выполняют как проектный. Для каждого вала строятся расчетные схемы (рис. 3.4) в соответствии с нагрузками, действующими в зубчатых зацеплениях при различных положениях зубчатых колес и муфт, что дает возможность выявить наиболее тяжелый случай нагружения вала.

При этом расчете вычерчивается схема нагружения вала с изображением векторов сил, действующих на вал со стороны зубчатых, ременных, цепных и других передач. Необходимо учитывать также дополнительную нагрузку на валы со стороны муфт [1, 2, 3, 4, 5, 6].

Обозначения сил:  $F_r$  – радиальная,  $F_a$  – осевая,  $F_t$  – окружная;  $F_{AГ}$ ,  $F_{AВ}$ ,  $F_{BГ}$ ,  $F_{BВ}$  – реакции опор соответственно в опоре А в горизонтальной и вертикальной плоскостях и опоре В в горизонтальной и вертикальной плоскостях,  $F_M$  – нагрузка на валы от муфт.

В обозначениях сил, возникающих в зубчатых зацеплениях, первый индекс обозначает номер колеса, со стороны которого действует сила; второй – номер колеса, на которое действует сила (рис. 3.4).

На расчетных схемах вычертить эпюры изгибающих, крутящих и эквивалентных моментов. На схемах нагружения валов необходимо указывать активные силы и реакции опор в цифровом виде. Затем необходимо непосредственно определять изгибающие моменты в сечениях под силами.

По характеру эпюр устанавливают положение опасного сечения вала и находят его диаметр по уравнению

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_{эк}}{\pi [\sigma]_n}}$$



Определение диаметра вала по эквивалентному моменту не является обязательным, если на завершающем этапе проектирования вала будет выполняться расчет на усталость (необходимость расчета по эквивалентному моменту согласуется с руководителем проекта).

Для конструктивного оформления валов различных конструкций следует подобрать все детали, сопрягаемые с валом, с тем чтобы установить диаметры ступеней валов и их длины, размеры шпоночных пазов и шлицев, конструктивные виды и размеры галтелей, канавок и т.д. (рис. 3.7).

Кроме того, необходимо установить класс шероховатости поверхностей и характер посадок на валах, вид упрочнения и термообработки, т.е. все те данные, которые необходимы для последующего расчета валов на выносливость (рис. 3.7).

Диаметры смежных ступеней вала и их осевые размеры должны быть такими, чтобы обеспечивалось беспрепятственное прохождение деталей на место посадки.

### 3.8. Окончательный подбор подшипников

Типовые исходные данные: величина и направление нагрузки (радиальная, осевая и комбинированная); характер нагрузки (постоянная, переменная, вибрационная, ударная); частота вращения кольца; желательный срок службы в часах; окружающая среда и ее температура, влажность, запыленность; требования к подшипникам, предъявляемые конструкцией узла (необходимость самоустановки, перемещение одной из опор); условия монтажа; способ регулирования натяга; диаметр шейки вала.

В результате расчетов необходимо подобрать подшипники (принятого типа) такой долговечности  $L_h$ , которая бы незначительно отличалась от желательного срока службы, принятого в исходных данных.

При подборе радиально-упорных шариковых подшипников необходимо вычертить расчетные схемы (рис. 3.5), на которых следует указать: номер подшипника (цифрой II обозначается подшипник, воспринимающий внешнюю осевую нагрузку  $A$ , возникающую в коническом, косозубом цилиндрическом или червячном зацеплениях); действительное обозначение внешней осевой силы  $A$  зависит от типа передачи:  $F_a$  - осевая сила в косозубом, коническом или червячном зацеплении; расстояние  $a$  от торца до точки пересечения

нормали к образующей конуса наружного кольца с осью; нагрузки на подшипники  $F_{rI}$ ,  $F_{rII}$ ,  $S_I$  и  $S_{II}$  и расстояния  $l_1$  и  $l_2$ , причем реакции опор  $F_{rI}$  и  $F_{rII}$  должны быть определены по расстоянию  $l_1$  между точками пересечения нормалей с осью.

Л и т е р а т у р а: [1, 2, 3, 4, 5, 6].

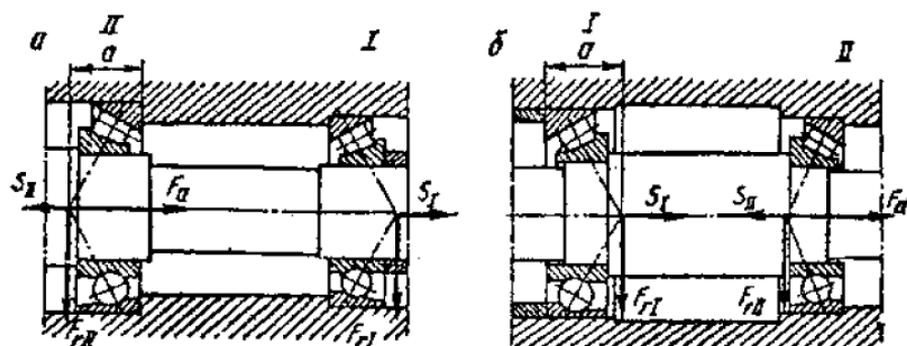


Рис. 3.5. Схемы установки подшипников: а – вращающему; б – враспор

### 3.9. Подбор и проверочный расчет шпоночных и шлицевых соединений

#### Шпоночные соединения

Следует установить исходные условия, от которых зависит выбор величины допускаемых напряжений смятия: характер нагрузки (статическая или переменная); характер работы соединения с точки зрения возможности взаимного перемещения вала и ступицы; точность определения действующих нагрузок; материал ступицы.

После подбора размеров соединения по таблицам стандартов [2] необходимо произвести проверочный расчет на смятие, при этом выполнить расчетную схему (рис. 3.6).

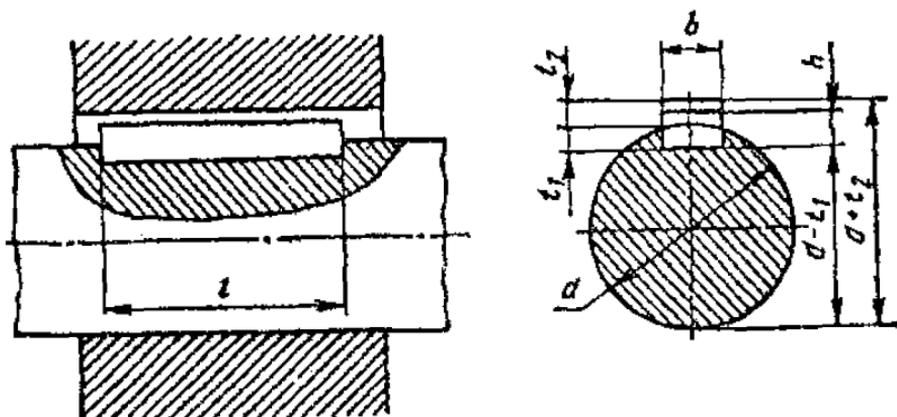


Рис. 3.6. Шпоночное соединение

При наличии нескольких шпоночных соединений на валу целесообразно из технологических соображений применить шпонки одинаковых сечений и расположить их вдоль одной образующей вала. Подбор и проверочные расчеты нужно выполнить для соединения с меньшим диаметром вала и объяснить необходимость такого расчета.

### Шлицевые соединения

Исходные условия: тип шлицевого соединения (прямобочное, эвольвентное, треугольное); способ центрирования; характер соединения (подвижное, неподвижное); характер передаваемой нагрузки (статическая или переменная); необходимость реверсирования; термообработка вала и ступицы, чертеж соединения, на котором должно быть указано обозначение шлицевого соединения.

Расчет прямобочных шлицевых соединений должен выполняться по ГОСТ 21425-75 на смятие и износ [6]. Прямобочные шлицевые соединения валов со шкивами, паразитными шестернями и специальные соединения для компенсации перекосов, а также эвольвентные и треугольные рассчитываются только на смятие [6].

Л и т е р а т у р а : [1, 2, 3, 4, 5, 6].

### **3.10. Назначение параметров точности, посадок, шероховатости поверхностей, отклонений формы и расположения поверхностей**

Назначение этих параметров нужно производить на стадии расчета и конструирования каждой детали и сборочной единицы. Следует иметь в виду, что повышение качества точности, уменьшение допусков на отклонения формы и расположение поверхностей, необоснованное понижение параметров шероховатости поверхностей являются наиболее важными причинами существенного повышения себестоимости изготовления деталей и машин. Поэтому расчет или выбор этих параметров по литературным источникам должен быть тщательно обоснован и изложен в пояснительной записке.

Назначение полей допусков и посадок должно производиться с учетом назначения каждого соединения из экономических соображений.

Л и т е р а т у р а: [1, 2, 3, 4, 5, 6].

### **3.11. Проверочный расчет валов на выносливость**

Этот расчет является основным, поскольку валы выходят из строя главным образом из-за усталостного разрушения. Расчет на выносливость производится после конструктивного оформления вала. Целью расчета является определение коэффициента запаса усталостной прочности в нескольких предположительно опасных сечениях и сравнение этого коэффициента с его допустимым значением.

Для выполнения этого расчета необходимо вычертить конструкцию вала и эпюры крутящего и суммарного изгибающих моментов (рис. 3.7). Эти эпюры построены при расчете валов по эквивалентному моменту, а поэтому переносятся на расчетную схему для этого вида расчета. При выполнении расчета необходимо тщательно изучить влияние на усталостную прочность валов концентрации напряжений, зависящей от формы концентраторов, состояния их поверхности, качества сталей и термообработки.

Л и т е р а т у р а: [1, 2, 3, 4, 5, 6].

### 3.12. Выбор способа смазки передач и подшипников

Необходимо тщательно проанализировать, какой из возможных способов смазки зубчатых, червячных и других передач, работающих в закрытых корпусах, наиболее целесообразен в данном случае. При этом необходимо иметь в виду, что картерная (окуванием) смазка является наиболее надежной и дешевой.

Если на основании всестороннего анализа принят циркуляционный способ смазки, то следует на чертежах общих видов изобразить все детали и устройства для подачи масла в зацепления [2, 6].

При разработке способа смазки зубчатых передач необходимо предусмотреть возможность смазки подшипников тем же маслом. Например, при циркуляционной смазке зубчатых колес масло к подшипникам часто подают по отдельным трубкам, при картерной смазке подшипники при определенных условиях могут смазываться брызгами масла. Если доступ масляных брызг к подшипникам качества затруднен, а применение насоса для подачи жидкой смазки невозможно или нецелесообразно, подшипники смазывают пластичной смазкой. В этом случае в конструкциях подшипниковых узлов следует предусмотреть защитные или маслосбрасывающие кольца [1, 2, 3].

На чертежах общих видов изобразить детали и устройства для: контроля уровня масла; удаления отработанного масла; уравнивания давления внутри корпуса и атмосферного. Сорт масла принимается по ГОСТ 20799-75 и записывается в спецификацию [2].

Л и т е р а т у р а: [1, 2, 3, 4, 5, 6].

### 3.13. Определение размеров корпуса

Корпуса выполняются разъемными по осям валов редуктора.

При проектировании необходимо установить размеры элементов корпуса: толщину стенки, подшипниковых гнезд; ширину фланца; число и размеры болтов, крепящих корпус и крышку; размеры фиксирующих штифтов, приливов, ребер жесткости и других конструктивных элементов.

В пояснительной записке следует вычертить конструктивные элементы корпуса и проставить на них вычисленные или принятые по рекомендациям из литературных источников размеры. В соответствии с полученными размерами вычерчивается корпус на общих видах.

Л и т е р а т у р а: [1, 2, 3, 4, 5].



- в) сопрягаемые размеры с указанием посадок;
- г) расчетные параметры (межосевые расстояния с отклонениями, числа зубьев колес, числа витков червяков, углы наклона линии зубьев колес);
- д) нижний и верхний уровни масла, измеряемые от осей колес, погруженных в масло;
- е) необходимые разрезы, сечения и виды.

Кроме того, на поле чертежа над основной надписью должна быть записана характеристика сборочной единицы (передаваемая мощность, частота вращения быстроходного вала, передаточное число).

В учебном проектировании допускается упрощенное изображение резьбовых соединений, подшипников, уплотнений и т.д.

Желательно чертежи изображать в масштабе 1:1, поскольку во всяком другом масштабе изделие воспринимается в несколько искаженном виде.

## 4.2. Требования к рабочим чертежам деталей

### 4.2.1. Корпусные детали

Общие требования к чертежам деталей регламентируются ГОСТ 2.107-68 и ГОСТ 2.109-73.

В соответствии с этими стандартами должны быть проставлены размеры с предельными отклонениями, сгруппированные по служебному назначению в следующем порядке:

- а) размеры, устанавливающие габариты и форму собственно литой детали;
- б) размеры, определяющие положение выбранных базовых плоскостей относительно литых плоскостей (конструкторские базы, которые в дальнейшем используются при простановке размеров для механической обработки корпуса);
- в) размеры посадочных отверстий с отклонениями;
- г) координаты центров посадочных отверстий от конструкторских и технологических баз, а при связи этих отверстий друг с другом – межосевое расстояние с отклонениями;
- д) размеры и координаты крепежных отверстий;
- е) опорные поверхности под крепежные детали должны выполняться по ГОСТ 11284-75 (размеры бобышек, ребер, стенок, опор-

ных фланцев, проушин и т.д. должны соответствовать рекомендациям) [1, 2, 3, 4, 5];

ж) предельные отклонения формы и взаимного расположения поверхностей должны соответствовать ГОСТ 1643-72 (редукторы с цилиндрическими зубчатыми колесами), ГОСТ 1758-81 (редукторы с коническими колесами), ГОСТ 3675-81 (червячные редукторы) [1, 2, 3, 4, 5];

з) шероховатость поверхностей должна обозначаться в соответствии с ГОСТ 2.309-73.

Поскольку большинство поверхностей корпусных деталей не обрабатывается, в правом верхнем углу ставится значок .

Шероховатость базовых поверхностей должна быть не ниже Ra 2,5.

Шероховатости остальных поверхностей можно выбрать из [1, 2, 3, 4, 5].

Над основной надписью следует поместить технические требования, причем заголовок "Технические требования" писать не надо. Они включают:

1) сведения о геометрических размерах, не указанных на чертеже (например, литейные радиусы, формовочные уклоны);

2) сведения о термической обработке;

3) сведения о требованиях к качеству поверхностей и их отделке или указания о покрытиях по ГОСТ 2.310-68 (например, покрытие необработанных поверхностей: эмаль молотковая НЦ-221, серый-П);

4) сведения о предельных отклонениях формы и взаимного расположения поверхностей, если они не указаны на чертеже условными обозначениями;

5) указания о допусках на свободные размеры;

6) дополнительные указания (например, \* – размер для справок).

#### 4.2.2. Детали передач

Современный уровень стандартизации позволяет в большинстве случаев выполнять конструкции деталей передач, используя стандартные элементы.

Форма этих элементов и способ простановки размеров на некоторые изделия регламентированы следующими стандартами:

ГОСТ 2.405-75 «Правила выполнения чертежей цилиндрических зубчатых колес»;

ГОСТ 2.404-75 «Правила выполнения чертежей зубчатых реек»;

ГОСТ 2.405-75 «Правила выполнения чертежей конических зубчатых колес»;

ГОСТ 2.406-76 «Правила выполнения чертежей цилиндрических червяков и червячных колес»;

ГОСТ 2.407-75 «Правила выполнения чертежей червяков и колес глобоидных передач»;

ГОСТ 2.408-68 «Правила выполнения рабочих чертежей звездочек приводных роликовых и втулочных цепей»;

ГОСТ 2.409-74 «Правила выполнения чертежей зубчатых (шлицевых) соединений»;

ГОСТ 2.425-74 «Правила выполнения чертежей звездочек для зубчатых цепей»;

ГОСТ 2.401-68 «Пружины. Выполнение рабочих чертежей».

### 4.3. Разработка спецификаций

Спецификация составляется на отдельных листах на каждую сборочную единицу в соответствии с ГОСТ 2.104-68 и ГОСТ 2.106-68. В спецификацию записываются сборочные единицы (редуктор, муфты, плита, рамы и т.д.), стандартные изделия (крепежные изделия, подшипники и т.д.), а также детали и материалы, необходимые для монтажа (шайбы, прокладки и т.д.).

Спецификацию необходимо составлять в такой последовательности:

- а) документация (общие виды, схемы, пояснительная записка);
- б) сборочные единицы (редуктор, муфта, червячное колесо в сборе);
- в) детали;
- г) стандартные изделия (подшипники, крышки, уплотняющие средства, крепежные изделия и т.д.);
- д) материалы (смазочное масло, прокладки и т.д.).

Каждому изделию в соответствии с ГОСТ 2.101-68 должно быть присвоено обозначение, которое одновременно является обозначением его основного конструкторского документа: чертежа детали или спецификации сборочной единицы.

ГОСТ 2.201-80 устанавливает единую обозначенную классификационную систему обозначения изделий и их конструкторских документов всех отраслей промышленности при разработке, изготовлении, эксплуатации и ремонте.

Код классификационной характеристики деталей и сборочных единиц определяется по классификатору ЕСКД [3], который представляет собой свод наименований изделий основного и вспомогательного производства всех отраслей народного хозяйства и является составной частью Единой системы классификации и кодирования технико-экономической информации (ЕСКК ТЭИ).

## ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ МЕХАНИЗМОВ В КУРСОВОМ ПРОЕКТЕ

### 5. РАСЧЕТ ПРИВОДА С ГОРИЗОНТАЛЬНЫМ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ КОСОЗУБЫМ РЕДУКТОРОМ

Подобрать электродвигатель, провести кинематический и прочностной расчет горизонтального цилиндрического косозубого редуктора общего назначения.

#### Исходные данные

1. Мощность на валу рабочей машины  $P_2 = 2,88$  кВт.
2. Частота вращения вала рабочей машины  $n_2 = 570$  мин<sup>-1</sup>.
3. Передаточное число редуктора  $U = 2,5$ .
4. Передача неререверсивная, предназначенная для длительной работы.
5. Жесткие требования к габаритам передачи не предъявляются.
6. Требуемая долговечность привода  $L_n = 20000$  ч.

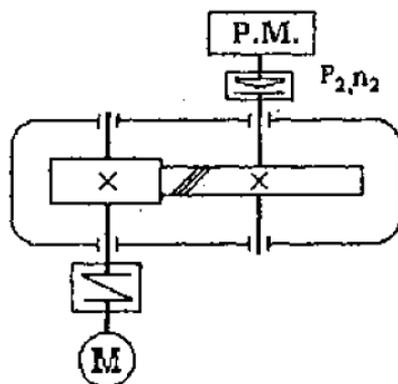


Рис. 5.1. Схема привода

## 5.1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода

Определяем общий КПД редуктора

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_3 \cdot \eta^2,$$

где  $\eta_3$  – КПД пары зубчатых цилиндрических (шевронных) колес;  
 $\eta_3 = 0,98$  (табл. 3.1),

$\eta_n$  – КПД, учитывающий потери на трение в одной паре подшипников качения;  $\eta_n = 0,99$  (табл. 3.1);

$$\eta = 0,98 \cdot 0,99^2 = 0,96.$$

Определяем требуемую мощность двигателя при соединении вала электродвигателя с быстроходным валом редуктора муфтой.

$$\eta_{\text{общ}} = P_2 / P_1; \quad P_1 = P_2 / \eta_{\text{общ}},$$

где  $P_2$  – потребляемая мощность на валу рабочей машины, кВт;

$$P_1 = 2,88 / 0,96 = 3 \text{ кВт}.$$

Определяем частоту вращения быстроходного вала редуктора.

$$U = n_1 / n_2; \quad n_1 = U \cdot n_2,$$

где  $U$  – передаточное число редуктора;

$n_2$  – частота вращения тихоходного вала редуктора,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$$n_1 = 2,5 \cdot 570 = 1425 \text{ мин}^{-1}.$$

По табл. 3.3 подбираем электродвигатель с номинальной мощностью, равной или несколько превышающей расчетную, и с частотой вращения вала, близкой к найденной выше для быстроходного вала редуктора.

**ПРИМЕЧАНИЕ:** при подборе мощности двигателя допускается его перегрузка до 5...8% при постоянной нагрузке и до 10...12% при переменной [2, с. 5].

Принимаем электродвигатель единой серии 4А типа 100S4, для которого  $P = 3$  кВт;  $n_{\text{ас}} = 1435 \text{ мин}^{-1}$ ,  $n_{\text{синх}} = 1500 \text{ мин}^{-1}$  (табл. 3.3).

Определяем частоту вращения вала рабочей машины при его соединении с тихоходным валом редуктора муфтой:

$$n_2 = 1435 / 2,5 = 574 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем вращающие моменты на ведущем и ведомом валах  $T_1$  и  $T_2$ .

**ПРИМЕЧАНИЕ:** если точно не совпадают  $P$  и  $P_1$ , то при дальнейшем расчете передачи следует исходить не из номинальной мощности двигателя  $P_{дв}$ , а из требуемой, которую будет фактически развивать двигатель при установившемся режиме работы.

$$T_1 = 9,55 \cdot P_1 / \omega_1 = P_1 / \omega_1;$$

$$T_2 = T_1 \cdot U \cdot \eta_{общ};$$

$$T_1 = 9,55 \cdot 3 \cdot 10^3 / 1435 = 20 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_2 = 20 \cdot 2,5 \cdot 0,96 = 48 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определяем число зубьев шестерни  $z_1$ .

Число зубьев  $z_1$  влияет на качественные показатели передачи. С увеличением  $z_1$  повышается плавность работы передачи, возрастает КПД. Однако прочность зубьев уменьшается. С уменьшением  $z_1$  уменьшаются габариты передачи, но возникает возможность подрезания зубьев. В передачах цилиндрических редукторов рекомендуется принимать  $z_1 > z_{\min}$  и  $z_1 = 18 \dots 35$  [4, с. 191]. Принимаем  $z_1 = 26$ .

Определяем число зубьев колеса  $z_2$ .

$$U = z_2 / z_1;$$

$$z_2 = U \cdot z_1, \quad z_2 = 2,5 \cdot 26 = 65.$$

**ПРИМЕЧАНИЕ:** если  $z_2$  получилось дробным, надо округлить его до целого значения и проверить отклонение передаточного числа.

$$U_{\phi} = z_2 / z_1 \leq 4\%;$$

$$\Delta U = (U - U_{\phi}) / U \cdot 100\% \leq 4\% [2, \text{ с. } 13],$$

$$\Delta U = (2,5 - 2,5) / 2,5 \cdot 100\% = 0\%.$$

Задаемся предварительно углом наклона линии зуба согласно рекомендации из [4, с. 173; 176]:

$\beta = 8^\circ - 20^\circ$  – косозубые передачи;

$\beta = 25^\circ - 45^\circ$  – шевронные передачи.

Принимаем  $\beta = 10^\circ$ .

## 5.2. Расчет зубчатой передачи

### 5.2.1. Выбор материалов и определение допускаемых напряжений

Поскольку в проектном задании к редуктору не предъявляется жестких требований в отношении габаритов передачи, а изготовление колес осуществляется в условиях мелкосерийного производства, то выбираем материалы со средними механическими свойствами. С целью сокращения номенклатуры применяемых материалов принимаем для шестерни и колеса сталь 45, так как передаваемая валом мощность невелика и для достижения лучшей приработки твердость колес должна быть не более 350 НВ. Кроме того, редуктор должен быть общего назначения, а для таких редукторов экономически целесообразно применять колеса с твердостью меньшей или равной 350 НВ. Учитывая, что число нагружений в единицу времени зубьев шестерни в передаточное число раз больше числа нагружений зубьев колеса, для обеспечения одинаковой контактной усталости механические характеристики материала шестерни должны быть выше колеса [6, с. 352]:

$$HB_1 = HB_2 + (20 \dots 70).$$

Чтобы достичь этого при одинаковых материалах, назначаем соответствующий режим термообработки, полагая, что диаметр заготовки шестерни не превысит 100 мм, а колеса – 300 мм (табл. 3.4).

Шестерня: сталь 45, термообработка – улучшение.

$$\sigma_B = 730 \text{ МПа}; \quad \sigma_T = 390 \text{ МПа};$$

$$HB_1 = 210.$$

Колесо: сталь 45, термообработка – нормализация.

$$\sigma_B = 570 \text{ МПа}; \quad \sigma_T = 290 \text{ МПа};$$

$$HB_2 = 190;$$

$HB_1 - HB_2 = 210 - 190 = 20$ , что соответствует указанной рекомендации.

Определяем допускаемые контактные напряжения при расчете на контактную усталость [7, с. 14].

$$\sigma_{HPR} = (\sigma_{Hlimb} \cdot Z_N / S_H) \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_L \cdot Z_X,$$

где  $\sigma_{Hlimb}$  – предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов нагружений (табл. 5.1) [7, с. 27]:

$$\sigma_{Hlimb} = 2HB + 70;$$

$$\sigma_{Hlimb1} = 2 \cdot 210 + 70 = 490 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Hlimb2} = 2 \cdot 190 + 70 = 450 \text{ МПа};$$

$Z_N$  – коэффициент, учитывающий срок службы передачи; поскольку в проектном задании указано, что редуктор предназначен для длительной работы, т.е. число циклов  $N_H$  больше базового  $N_0$ , то  $Z_N = 1$  [1, с. 33];

$Z_R$  – коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных зубьев [7, с. 4];

$Z_V$  – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости [7, с. 4];

$Z_L$  – коэффициент, учитывающий влияние вязкости смазочного материала [7, с. 4];

$Z_X$  – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса [7, с. 4].

ГОСТ 21354 – 87 рекомендует принимать  $Z_R \cdot Z_V \cdot Z_L \cdot Z_X = 0,9$  [7, с. 4].

$S_H$  – коэффициент запаса прочности.

$S_H = 1,1$  для зубчатых колес с однородной структурой материала;

$S_H = 1,2$  для зубчатых колес с поверхностным упрочнением зубьев [7, с. 24].

Таблица 5.1

Способ термической и химико-термической обработки зубьев	Средняя твердость поверхности зубьев	Сталь	Формула для расчета значений $\sigma_{Hlimb}$ , МПа
1. Отжиг, нормализация или улучшение	менее 350 НВ	углеродистая	$\sigma_{Hlimb} = 2HB + 70$
2. Объемная и поверхностная закалка	38...50 HRC <sub>2</sub>		$\sigma_{Hlimb} = 17HRC_2 + 200$
3. Цементация и нитроцементация	более 56 HRC <sub>2</sub>	легированная	$\sigma_{Hlimb} = 23HRC_2$
4. Азотирование	550...750 НВ		$\sigma_{Hlimb} = 1050$

$$\sigma_{HP1} = \frac{490 \cdot 1 \cdot 0,9}{1,1} = 401 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{450 \cdot 1 \cdot 0,9}{1,1} = 368 \text{ МПа.}$$

Расчетное  $\sigma_{HP}$  для косозубых и шевронных передач [7, с. 19]:

$$\sigma_{HP} = 0,45 (\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) \geq \sigma_{HPmin};$$

$$\sigma_{HP} = 0,45 (401 + 368) = 346 \text{ МПа.}$$

Принимаем  $\sigma_{HP} = 368 \text{ МПа.}$

Проверяем соблюдение условия [7, с. 58]:

$$\sigma_{HP} < 1,23 \sigma_{HPmin}; \quad 1,23 \cdot 368 = 453 > \sigma_{HP}.$$

Условие выполняется. При невыполнении условия принимают  $\sigma_{HP} = 1,23 \cdot \sigma_{HPmin}$ .

Определяем допускаемые напряжения изгиба при расчете на усталость [7, с. 5].

$$\sigma_{FP} = \sigma_{Flimb} \cdot Y_N / S_{Fmin} \cdot Y_R \cdot Y_X \cdot Y_\delta,$$

где  $\sigma_{Flimb}$  – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов нагружений [7, с. 33];

$$\sigma_{Flimb} = \sigma_{Flimb}^0 \cdot Y_T \cdot Y_Z \cdot Y_B \cdot Y_d \cdot Y_A,$$

где  $\sigma_{Flimb}^0$  – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов нагружений; выбирается по табл. 5.2 в зависимости от способа термической или химико-термической обработки;

$Y_T$  – коэффициент, учитывающий технологию изготовления;  $Y_T = 1$  [7, с. 34];

$Y_Z$  – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса: поковка и штамповка  $Y_Z = 1$ ; прокат  $Y_Z = 0,9$ ; литые  $Y_Z = 0,8$  [7, с. 34];

$Y_B$  – коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба, для нешлифованной переходной поверхности принимают  $Y_B = 1$  [7, с. 34];

$Y_d$  – коэффициент, учитывающий влияние деформированного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности; если этого нет, то  $Y_d = 1$  [7, с. 34];

$Y_A$  – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (реверс); при одностороннем приложении нагрузки  $Y_A = 1$  [7, с. 34];

$S_F$  – коэффициент запаса прочности [7, с. 35];  $S_{Fmin} = 1,4 - 1,7$ ;

$Y_N$  – коэффициент долговечности; поскольку в задании указано, что редуктор предназначен для длительной работы, т.е. эквивалентное число циклов  $N_N$  больше базового  $N_0$ , то  $Y_N = 1$  [7, с. 32];

$Y_R$  – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности; он отличен от 1 лишь в случае полирования переходной поверхности;  $Y_R = 1$  [7, с. 36];

$Y_X$  – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса при  $d_a \leq 300$  мм,  $Y_X = 1$  [7, с. 37];

$Y_\delta$  – опорный коэффициент, учитывающий чувствительность материала к концентрации напряжения; для модуля передачи от 1 до 8 мм этот коэффициент убывает от 1,1 до 0,92; примем  $Y_\delta = 1,0$  [7, с. 36].

Таблица 5.2

Марка стали	Термическая или термохимическая обработка	Твердость зубьев		$\sigma_{FlimB}^0$ , МПа
		на поверхности	в сердцеви- не	
40, 45, 50, 40X, 40XH, 40XФА	нормализация, улучшение	HV 180 – 350		1,8 HВ
40X, 40XФА	объемная закалка	HRC 45 – 55		500 – 550
40X, 40XH2MA	закалка при нагреве ТВЧ	HRC 48 – 58	HRC 25 – 35	700
20XH, 20XH2M, 12XH2, 12XH3A	цементация	HRC 57 – 63	–	900
Стали, содержащие алюминий	азотирование	HV 700 – 950	HRC 24 – 40	300+1,2 HRC сердцевины

По табл. 5.2 определим:

$$\sigma_{\text{Flimb}}^0 = 1,8 \cdot \text{HB};$$

$$\sigma_{\text{Flimb1}}^0 = 1,8 \cdot 210 = 378 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{Flimb2}}^0 = 1,8 \cdot 190 = 342 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{Flimb1}} = 378 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 378 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{Flimb2}} = 342 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 342 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{FP1}} = \frac{378 \cdot 1}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 222 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{FP2}} = \frac{342 \cdot 1}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 201 \text{ МПа}.$$

### 5.2.2. Проектировочный расчет передачи на контактную усталость активных поверхностей зубьев

Определяем ориентировочное значение делительного диаметра (ГОСТ 21354-87 допускает определять ориентировочное значение межосевого расстояния  $a_w$  [7, с. 57]).

$$d_1 \geq K_d \sqrt[3]{\frac{T_{2H} \cdot K_{HP}}{\psi_{bd} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{U+1}{U^2}},$$

где  $K_d$  – вспомогательный коэффициент;  $K_d = 67,5$  МПа для косозубых и шевронных передач [1, с. 46];

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} \cdot (U+1) = 0,5 \cdot 0,5 \cdot (2,5+1) = 0,88;$$

$\psi_{ba} = 0,5$  [2, 4], т.к. колеса относительно опор расположены симметрично и  $\text{HB} < 350$ ;

$K_{HP}$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца, принимают в зависимости от параметра  $\psi_{bd}$  по графику на рис. 5.2 [7, с. 58];  $K_{HP} = 1,03$ .

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{48 \cdot 10^3 \cdot 1,03 \cdot (2,5+1)}{0,88 \cdot 368^2 \cdot 2,5^2}} = 67,5 \cdot 0,66 = 42,93 \text{ мм}.$$

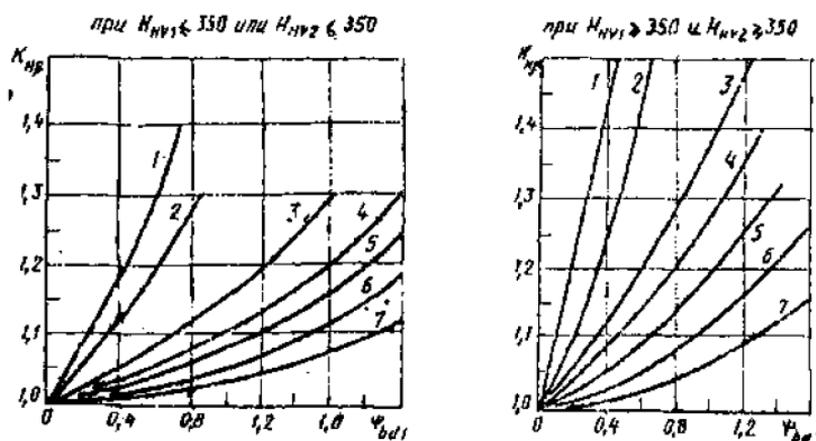
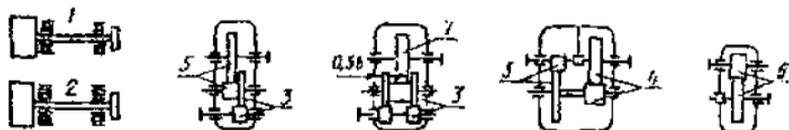


Рис. 5.2. График для определения коэффициента  $K_{H\beta}$

Определяем делительный диаметр колеса  $d_2$ :

$$U = d_2 / d_1; \quad d_2 = U \cdot d_1;$$

$$d_2 = 2,5 \cdot 42,93 = 107,33 \text{ мм.}$$

Определяем межосевое расстояние передачи:

$$a_w = (d_1 + d_2) / 2;$$

$$a_w = (34,60 + 107,33) / 2 = 75,13 \text{ мм.}$$

Принимаем  $a_w = 80$  мм; ГОСТ 2185-66 [1, с. 36].

Определяем рабочую ширину колес  $b_1$  и  $b_2$ . Учитывая неточность сборки и возможно осевую "игру" передачи, берем:

$b_1 = b_2 + (2 \dots 5 \text{ мм}); \quad b_2 = \psi_{bd} \cdot d_1 = 0,88 \cdot 42,93 = 37,78 \text{ мм};$  принимаем  $b_2 = 38 \text{ мм},$

$b_1 = 38 + (2 \dots 5) = 40 \dots 43 \text{ мм},$  принимаем  $b_1 = 42 \text{ мм (Ra 40)}.$

Определяем нормальный модуль по эмпирической зависимости [2, с. 36].

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w;$$

$$m_n = 0,02 \cdot 80 = 1,6 \text{ мм.}$$

Несмотря на полученное значение, принимаем  $m_n = 2$  мм, согласно это значение по ГОСТ 9563-80, т.к. в силовых передачах принимать значение модуля меньше 2 мм не рекомендуется. Значения модулей по ГОСТ 9563-80 (выборка),  $m$  (мм): 0,5...1,5; 1,75; 2,0; 2,5; 2,75; 3,0; 3,5; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10,0.

Принимаем  $m_n = 2$  мм.

Определяем суммарное число зубьев:

$$z_{\Sigma} = z_1 + z_2;$$

$$z_{\Sigma} = 2a_w \cdot \cos\beta / m_n;$$

$$z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot 80 \cdot 0,9848}{2} = 78,7.$$

Принимаем  $z_{\Sigma} = 78$ .

Определяем число зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = z_{\Sigma} / (U + 1) = 78 / (2,5 + 1) = 22;$$

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 78 - 22 = 56.$$

По округленным значениям  $z_1$  и  $z_2$  уточняем передаточное число  $U = z_2 / z_1 = 56 / 22 = 2,54$ .

Проверяем отклонение от заданного значения.

$$\Delta U = \frac{2,5 - 2,54}{2,5} \cdot 100\% = 1,6\% < 4\%, \text{ что допустимо.}$$

Уточняем значение угла наклона зубьев:

$$\cos\beta = 0,5 \cdot (z_1 + z_2) \cdot m_n / a_w = 0,5 \cdot 78 \cdot 2 / 80 = 0,975;$$

угол  $\beta = 12^\circ 47'$ .

Определяем окружной модуль:

$$m_t = m_n / \cos\beta; \quad m_t = 2 / 0,975 = 2,051 \text{ мм.}$$

Уточняем диаметры делительных окружностей и межосевое расстояние.

$$d_1 = m_t \cdot z_1 = 2,051 \cdot 22 = 45,1 \text{ мм;}$$

$$d_2 = m_t \cdot z_2 = 2,051 \cdot 56 = 114,9 \text{ мм;}$$

Проверка:  $a_w = (d_1 + d_2) / 2 = \frac{45,1 + 114,9}{2} = 80 \text{ мм.}$

Определим окружную скорость зубчатого колеса  $v$  и степень точности передачи:

$$v = \pi n_2 d_2 / 60 = \frac{\pi \cdot 574 \cdot 114,88 \cdot 0,001}{60} = 3,45 \text{ м/с.}$$

Выбор степени точности передачи зависит от назначения и условий ее работы. Наибольшее распространение имеют 6, 7, 8 и 9-я степени точности (табл. 5.3) [2, табл. 2.5]: 7-я степень точности соответствует точным передачам, 8-я степень – передачам средней точности (это передачи общего машиностроения, не требующие особой точности), 9-я степень – тихоходным передачам пониженной точности (обычно открытые передачи). По табл. 5.3 для уменьшения динамической нагрузки принимаем 8-ю степень точности.

Таблица 5.3

Степень точности	Предельные окружные скорости колес			
	прямозубых		непрямозубых	
	цилиндрических	конических	цилиндрических	конических
6	до 15	до 12	до 30	до 20
7	» 10	» 8	» 15	» 10
8	» 6	> 4	» 10	» 7
9	» 2	» 1,5	» 4	» 3

### 5.2.3. Проверочные расчеты зубчатой передачи

Проверочный расчет передачи на контактную усталость активных поверхностей зубьев выполняем по условию контактной прочности [7, с. 14]:

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}.$$

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot (U+1)}{b_w \cdot d_1 \cdot U}},$$

где  $Z_E$  – коэффициент, учитывающий механические свойства сопряженных зубчатых колес;  $Z_E = 190 \text{ МПа}^{1/2}$  [7, с. 15];

$Z_H$  – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев [7, с. 113].

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha} \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\operatorname{tg} \alpha}} = \frac{1}{\cos 20^\circ} \sqrt{\frac{2 \cos 12^\circ 47'}{\operatorname{tg} 20^\circ}} = 2,41;$$

$Z_\varepsilon$  – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий для  $\varepsilon_\beta \geq 1$  ( $\varepsilon_\beta$  – коэффициент осевого перекрытия) [7, с. 15]:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha},$$

где  $\varepsilon_\alpha$  – торцовый коэффициент перекрытия [1, с. 39]:

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2 \cdot (1/Z_1 + 1/Z_2)] \cdot \cos \beta = [1,88 - 3,2 \times (1/22 + 1/56)] \cdot \cos 12^\circ 47' = 1,639;$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{1/1,639} = 0,78;$$

$F_t$  – исходная окружная сила:

$$F_t = 2T_1 / d_1 = 2 \cdot 20 \cdot 1000 / 45,12 = 887 \text{ Н.}$$

Коэффициент нагрузки  $K_H$  определяется по зависимости [7, с. 14]

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\delta},$$

где  $K_A$  – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку [7, с. 15];  $K_A = 1$ ;

$K_{H\beta}$  – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса (табл. 5.5) [1, с. 40];  $K_{H\beta} = 1$ ;

$K_{H\alpha}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;  $K_{H\alpha} = 1,03$  определен ранее;

$K_{H\delta}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (табл. 5.4);  $K_{H\delta} = 1,08$  [1, с. 39].

Итак:

$$K_H = 1 \cdot 1 \cdot 1,03 \cdot 1,08 = 1,11.$$

$$\sigma_{НО} = 190 \cdot 2,41 \cdot 0,78 \sqrt{\frac{887 \cdot (2,5 + 1)}{38 \cdot 45,12 \cdot 2,5}} = 331 \text{ МПа.}$$

Таблица 5.4

Значение коэффициента  $K_{H\alpha}$  для косозубых и шевронных передач

Степень точности	Окружная скорость $v$ , м/с				
	до 1	5	10	15	20
6	1	1,02	1,03	1,04	1,05
7	1,02	1,05	1,07	1,10	1,12
8	1,06	1,09	1,13	—	—
9	1,1	1,16	—	—	—

ПРИМЕЧАНИЕ. Для прямозубых колес  $K_{H\alpha} = 1$

Таблица 5.5

Значения коэффициента  $K_{H\beta}$

Передача	Твердость HB поверхности зубьев	Окружная скорость $v$ , м/с			
		до 5	10	15	20
		Степень точности			
		8	7		
Прямозубая	$\leq 350$	1,05	—	—	—
	$> 350$	1,10	—	—	—
Косозубая и шевронная	$\leq 350$	1,0	1,01	1,02	1,05
	$> 350$	1,0	1,05	1,07	1,10

Подставляем все вычисленные значения в формулу для проверочного расчета:

$$\sigma_H = 331 \cdot \sqrt{1,11} = 349 \text{ МПа.}$$

Определяем процент недогрузки:

$$\frac{\sigma_{HP} - \sigma_H}{\sigma_{HP}} \cdot 100\% = \frac{368 - 349}{368} \cdot 100\% = 5,2\%,$$

что допустимо, т.к. по принятым в машиностроении нормам допускаются отклонения +5% (перегрузка) и - 10% (недогрузка).

**ПРИМЕЧАНИЕ:** если отклонение выходит за указанные пределы, то размеры и другие параметры необходимо откорректировать.

Рекомендуется в небольших пределах изменить ширину колеса (при перегрузках - увеличить, при недогрузках - уменьшить). Выбрать другой режим термообработки поверхностей зубьев и соответственно изменить твердость поверхности зубьев, что приводит к увеличению или уменьшению  $\sigma_F$ .

Проверочный расчет передачи на изгибную усталость выполняем по условию прочности [7, с. 2 ]:

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}$$

Расчетное местное напряжение при изгибе определяем по формуле

$$\sigma_F = (F_{IF} / b \cdot m) \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_B \cdot Y_e$$

Для коэффициента нагрузки  $K_F$  принимают [7, с. 14]:

$$K_F = K_A \cdot K_{F0} \cdot K_{FB} \cdot K_{Fa}$$

$K_A$  - коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса;  $K_A = 1$ ;

$K_{F0}$  - коэффициент, учитывающий динамическое действие нагрузки (коэффициент динамичности), табл. 5.6 [1, с. 43];  $K_{F0} = 1,3$ ;

$K_{FB}$  - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;  $K_{FB} = 1,08$  (рис. 5.3);

$K_{Fa}$  - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями:

$$K_{Fa} = (4 + [\epsilon_a - 1] \cdot (p - 5)) / (4 \cdot \epsilon_a),$$

где  $p$  - степень точности [1, с. 47];

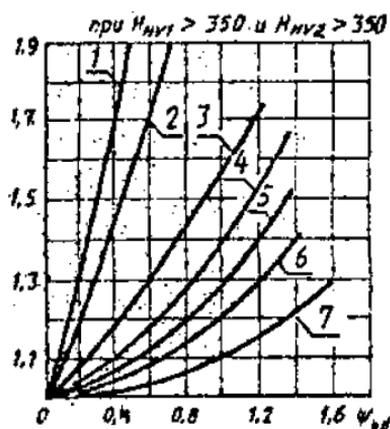
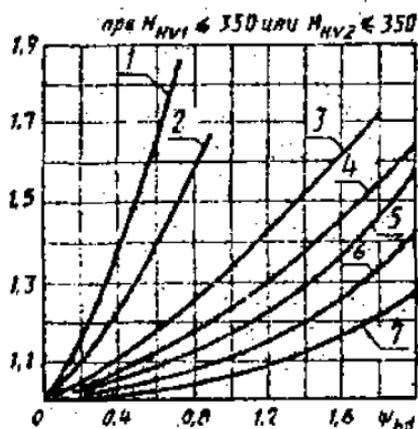
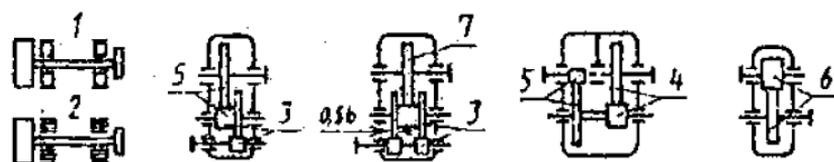
$$K_{Fa} = \frac{4 + (1,693 - 1) \cdot (8 - 5)}{4 \cdot 1,693} = \frac{5,91}{6,556} = 1,05.$$

$$K_F = 1 \cdot 1,3 \cdot 1,08 \cdot 1,05 = 1,47$$

Таблица 5.6

Степень точности	Твердость HB рабочей поверхности зубьев	Окружная скорость $v$ , м/с		
		3	3-8	8-12,5
6	$\leq 350$	1/1	1,2/1	1,3/1,1
	$> 350$	1/1	- 1,15/1	1,25/1
7	$\leq 350$	1,15/1	1,35/1	1,45/1,2
	$> 350$	1,15/1	1,25/1	1,35/1,1
8	$\leq 350$	1,25/1,1	1,45/1,3	- /1,4
	$> 350$	1,2/1,1	1,35/1,2	- /1,3

ПРИМЕЧАНИЕ. В числителе указаны значения  $K_{F\alpha}$  для прямозубых передач, в знаменателе – для косозубых

Рис. 5.3. График для ориентировочного определения коэффициента  $K_{F\alpha}$ 

$Y_{FS}$  – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений (рис. 5.4) [7, с. 38].

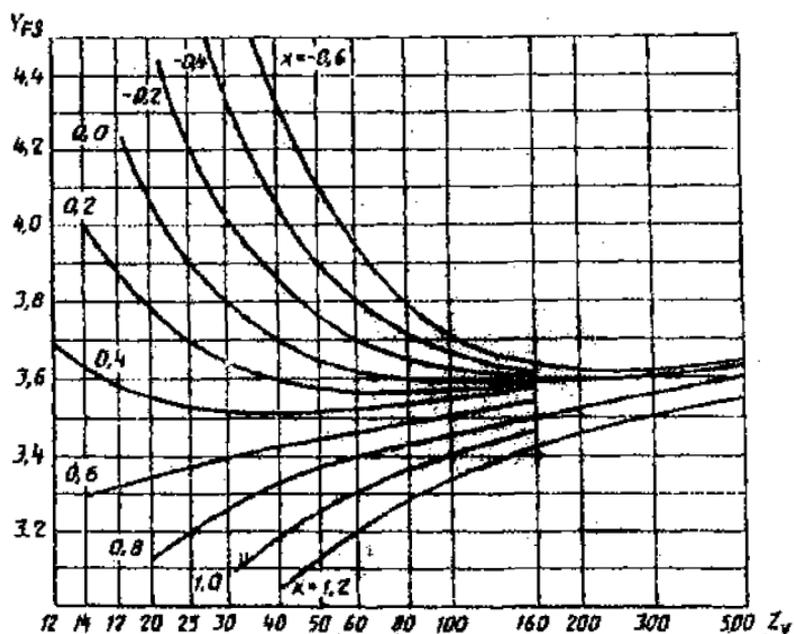


Рис. 5.4. Коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений  $Y_{FS}$

$z_0$  – эквивалентное число зубьев:

$$z_0 = z / \cos^3 \beta;$$

$$z_{01} = z_1 / \cos^3 \beta; \quad z_{01} = 22 / 0,975 = 23,8; \quad Y_{FS1} = 3,9;$$

$$z_{02} = z_2 / \cos^3 \beta; \quad z_{02} = 56 / 0,975 = 60,4; \quad Y_{FS2} = 3,62.$$

$Y_e$  – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев [7, с. 32], при  $\epsilon_p \geq 1$

$$Y_e = 1 / \epsilon_a,$$

$$Y_e = 1 / 1,693 = 0,61.°$$

$Y_\beta$  – коэффициент, учитывающий наклон зуба [1, с. 46]:

$$Y_\beta = 1 - \beta^\circ / 140;$$

$$Y_\beta = 1 - 12,78^\circ / 140 = 0,91.$$

Проверку на изгибную усталость ведут для того из колес, для которого отношение  $\frac{\sigma_{FP}}{Y_{FS}}$  наименьшее [1, с. 42]:

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{FS1}} = \frac{222}{3,9} = 56,9 \text{ МПа}; \quad \frac{\sigma_{FP1}}{Y_{FS2}} = \frac{201}{3,62} = 55,5 \text{ МПа}.$$

Расчет ведем для зубьев колеса.

$$\sigma_F = \frac{887}{38 \cdot 2} \cdot 1,47 \cdot 3,62 \cdot 0,91 \cdot 0,61 = 34,5 \text{ МПа} < \sigma_{FP2} = 201 \text{ МПа}.$$

$\sigma_{F2}$  значительно больше  $\sigma_{FP2}$ , однако это нельзя рассматривать как недогрузку передачи, т.к. основным критерием работоспособности данной передачи является контактная усталость.

### Определение геометрических параметров колес

Высота головки зуба

$$h_a = m_n,$$

$$h_a = 2 \text{ мм}.$$

Высота ножки зуба

$$h_f = 1,25 \cdot m_n,$$

$$h_f = 1,25 \cdot 2 = 2,5 \text{ мм}.$$

Диаметры вершин зубьев

$$d_a = d + 2h_a = d + 2m_n,$$

$$d_{a1} = 45,1 + 4 = 49,1 \text{ мм},$$

$$d_{a2} = 114,9 + 4 = 118,9 \text{ мм}.$$

Диаметры впадин зубьев

$$d_f = d - 2h_f = d - 2,5m_n,$$

$$d_{f1} = 45,1 - 2 \cdot 2,5 = 40,1 \text{ мм},$$

$$d_{f2} = 114,9 - 5 = 109,9 \text{ мм}.$$

### Определение сил, действующих в зацеплении

Окружная сила

$$F_t = 2T_1 / d_1 = 2 \cdot 20 \cdot 1000 / 45,1 = 887 \text{ Н}.$$

Радиальная сила

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta; \quad \alpha = 20^\circ,$$

$$F_r = 887 \cdot 0,364 / 0,975 = 331 \text{ Н}.$$

Осевая сила

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

$$F_a = 887 \cdot 0,2269 = 201 \text{ Н}.$$

## 6. РАСЧЕТ ПРИВОДА С КОНИЧЕСКИМ ПРЯМОЗУБЫМ РЕДУКТОРОМ

### Исходные данные

1. Мощность на ведущем валу  $P_1 = 10$  кВт.
2. Частота вращения быстроходного вала  $n_1 = 1440$  мин<sup>-1</sup>.
3. Передаточное число  $U = 4$ .
4. Передача нереверсивная.
5. Передаваемая нагрузка постоянная.
6. Жестких требований к габаритам передачи не предъявляется.
7. Требуемая долговечность привода  $L_H = 20000$  ч.

### 6.1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода

Составляем кинематическую схему.

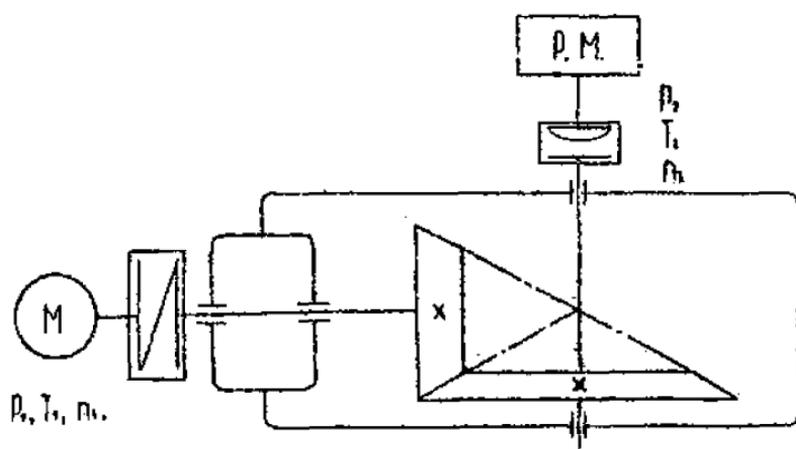


Рис. 6.1. Кинематическая схема привода

Определяем общий КПД редуктора:

$$\eta = \eta_3 \cdot \eta_{п}^2,$$

где  $\eta_3$  – КПД пары зубчатых прямозубых конических колес;  $\eta_{п} = 0,96$  (табл. 3.1) [1, с. 5; 2, с. 4];

$\eta_n$  – КПД, учитывающий потери в одной паре подшипников качения;  $\eta_n = 0,99$  (табл. 3.1) [1, с. 5; 2, с. 4];

$$\eta = 0,96 \cdot 0,99^2 = 0,94.$$

Подбираем электродвигатель по исходным данным, поскольку вал двигателя соединяется с быстроходным валом редуктора муфтой.

$$P_1 = 10 \text{ кВт};$$

$$n_1 = 1440 \text{ мин}^{-1}.$$

**ПРИМЕЧАНИЕ:** при подборе мощности двигателя допускается его перегрузка до 5...8 % при постоянной нагрузке и до 10...12 % при переменной нагрузке [2, с. 5].

Выбираем электродвигатель с номинальной мощностью, равной или несколько превышающей  $P_1$ , и с угловой скоростью, близкой к  $n_1$ . Принимаем электродвигатель единой серии 4А типа 132М4, для которого (табл. 3.3)  $P_{дв} = 11 \text{ кВт}$ ;  $n_{синх} = 1500 \text{ мин}^{-1}$ ;  $S = 2,8 \%$ ;  $n_{асинх} = n_{синх} (1 - S)$ ;  $n_{асинх} = 1500 (1 - 0,028) = 1460 \text{ мин}^{-1}$ .

Определяем мощность на валу рабочей машины  $P_2$ .

**ПРИМЕЧАНИЕ:** если точно не совпадают  $P_{дв}$  и  $P_1$ , то при дальнейшем расчете передачи следует исходить не из номинальной мощности двигателя, а из требуемой, которую фактически будет развивать двигатель при установленном режиме работы.

$$\eta = P_2 / P_1; \quad P_2 = P_1 \cdot \eta;$$

$$P_2 = 10 \cdot 0,94 = 9,4 \text{ кВт}.$$

Определяем частоту вращения вала рабочей машины  $n_2$ .

$$U = n_1 / n_2; \quad n_2 = n_1 / U;$$

$$n_2 = \frac{1460}{4} = 365 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем вращающие моменты на ведущем и ведомом валах  $T_1$  и  $T_2$ .

$$T_1 = 9,55 \cdot P_1 / n_1 = P_1 / \omega_1;$$

$$T_1 = \frac{9,55 \cdot 10000}{1460} = 65,4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_2 = T_1 \cdot U \cdot \eta;$$

$$T_2 = 65,4 \cdot 4 \cdot 0,94 = 246 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

## 6.2. Расчет зубчатой передачи

### 6.2.1. Выбор материалов и определение допускаемых напряжений

Поскольку в проектном задании к редуктору не предъявляется жестких требований в отношении габаритов передачи, а изготовление колес осуществляется в условиях мелкосерийного производства, то выберем материалы со средними механическими качествами.

Принимаем для шестерни сталь 40Х, для колеса сталь 45, т.к. передаваемая мощность невелика и для достижения лучшей приработки твердость колес должна быть не более 350 НВ. Кроме того, в проектном задании указывается, что редуктор должен быть общего назначения, а для таких редукторов экономически целесообразно применять колеса с твердостью меньше или равной 350 НВ [2, с. 8].

Учитывая, что число нагружений в единицу времени зубьев шестерни в передаточное число раз больше числа нагружений зубьев колеса, для обеспечения одинаковой контактной выносливости механические характеристики материала шестерни должны быть выше, чем материала колеса [5, с. 123].

$$HV_1 - HV_2 \geq 20.$$

Для выполнения этой рекомендации назначаем соответствующий режим термообработки, полагая, что диаметр заготовки шестерни не превысит 100 мм, а колеса – 300 мм, заготовки получены ковкой.

Шестерня: сталь 40Х, термообработка – улучшение  $HV_1 = 230 \dots 260$  [1, с. 34; 2, с. 8].

Принимаем  $HV_1 = 250$ ;

$$\sigma_T = 550 \text{ МПа}; \sigma_B = 850 \text{ МПа}.$$

Колесо: сталь 45, термообработка – нормализация  $HV_2 = 179 \dots 228$  [1, с. 34; 2, с. 8].

Принимаем  $HV_2 = 220$ ;

$$\sigma_T = 290 \text{ МПа}; \sigma_B = 570 \text{ МПа}.$$

$HV_1 - HV_2 = 250 - 220 = 30$ , что соответствует указанной рекомендации.

Определяем допускаемые контактные напряжения при расчете на контактную усталость [7, с. 14].

$$\sigma_{HP} = \sigma_{Hlimb} \cdot Z_N \cdot Z_R \cdot Z_U \cdot Z_L \cdot Z_X / S_H,$$

где  $\sigma_{Hlimb}$  – предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующий базовому числу циклов напряжений [7, с. 27] (табл. 5.2):

$$\sigma_{Hlimb} = 2HB + 70;$$

$$\sigma_{Hlimb1} = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Hlimb2} = 2 \cdot 220 + 70 = 510 \text{ МПа};$$

$Z_N$  – коэффициент долговечности, учитывающий срок службы передачи; поскольку в проектном задании указано, что редуктор предназначен для длительной работы, т.е. число циклов  $N_H$  больше базового  $N_0$ , то  $Z_N = 1$  [7, с. 26; 1, с. 33];

$Z_U$  – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости;

$Z_R$  – коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев;

$Z_L$  – коэффициент, учитывающий влияние вязкости смазочного материала;

$Z_X$  – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса;

ГОСТ 21357–87 рекомендует принимать  $Z_R \cdot Z_U \cdot Z_X = 0,9$  [7, с. 57];

$S_H$  – коэффициент запаса прочности; для нормализованных и улучшенных сталей  $S_H = 1,1$  [7, с. 24].

$$\sigma_{HP1} = \frac{570 \cdot 1}{1,1} \cdot 0,9 = 466 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{510 \cdot 1}{1,1} \cdot 0,9 = 417 \text{ МПа}.$$

В качестве расчетного  $\sigma_{HP}$  для конических прямозубых передач принимаем [7, с. 19]

$$\sigma_{HP} = \sigma_{Hlimb} = \sigma_{HP2} = 417 \text{ МПа}.$$

Определяем допускаемые изгибающие напряжения при расчете на усталость [7, с. 5, с. 29].

$$\sigma_{FE} = \sigma_{Flimb} \cdot Y_N \cdot Y_R \cdot Y_X \cdot Y_\delta / S_F;$$

где  $\sigma_{Flimb}$  – предел выносливости зубьев при изгибе [7, с. 33],

$$\sigma_{\text{Flimb}} = \sigma_{\text{Flimb}}^0 \cdot Y_T \cdot Y_Z \cdot Y_g \cdot Y_d \cdot Y_A;$$

$\sigma_{\text{Flimb}}^0$  – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений,  $\sigma_{\text{Flimb}}^0 = 1,8 \text{ НВ}$  (табл. 5.2) [1, с. 45];

$Y_T$  – коэффициент, учитывающий технологию изготовления,  $Y_T = 1$  [7, с. 34];

$Y_Z$  – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса; для поковок и штамповок  $Y_Z = 1$ ; для проката  $Y_Z = 0,9$ ; для литых заготовок  $Y_Z = 0,8$  [7, с. 34];

$Y_g$  – коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба, для зубчатых колес с нешлифованной переходной поверхностью зубьев  $Y_g = 1$  [7, с. 34];

$Y_d$  – коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности, при отсутствии таковой  $Y_d = 1$  [7, с. 34];

$Y_A$  – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки, при одностороннем приложении нагрузки  $Y_A = 1$  [7, с. 34], для реверсивных передач  $Y_A \approx 0,7$  [5, с. 142];

$S_F$  – коэффициент запаса прочности;  $S_F = 1,4 \dots 1,7$  [7, с. 35];

$Y_N$  – коэффициент долговечности, зависящий от соотношения базового и эквивалентного циклов;  $Y_N = 1$  [1, с. 45];

$Y_R$  – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности; отличен от 1 лишь в случае полирования переходной поверхности,  $Y_R = 1$  [7, с. 36; 1, с. 44];

$Y_X$  – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса; при  $d_a \leq 300 \text{ мм}$   $Y_X = 1$  [1, с. 46];

$Y_\delta$  – коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений (опорный коэффициент);  $Y_\delta = 1$  [7, с. 36; 1, с. 45].

$$\sigma_{\text{Flimb}1} = 1,8 \cdot 250 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 450 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{Flimb}2} = 1,8 \cdot 220 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 396 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{FP1}} = \frac{450 \cdot 1}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 265 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{FP2}} = \frac{396 \cdot 1}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 233 \text{ МПа}$$

## 6.2.2. Проектировочный расчет передачи на контактную усталость активных поверхностей зубьев

Определяем средний диаметр шестерни [6, с. 338; 8, с. 188].

$$d_1 = K_d \cdot \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_{HP} \cdot \sqrt{U^2 + 1}}{0,85 \cdot \psi_{bd} \cdot U \cdot \sigma_{HP}^2}}$$

где  $K_d$  – вспомогательный коэффициент;  $K_d = 770$  для прямозубых передач,  $K_d = 675$  для косозубых передач [7, с. 35];

$K_{HP}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца, принимают по графику (рис. 5.2) в зависимости от отношения  $K_{be} \cdot U / (2 - K_{be})$ ;

$$K_{be} = \frac{b}{R_e} \leq 0,2 \dots 0,3 \text{ – коэффициент ширины зубчатого венца от}$$

носителю внешнего конусного расстояния  $R_e$  [6, с. 339];

0,85 – опытный коэффициент снижения нагрузочной способности конических колес по сравнению с допустимой нагрузкой для эквивалентных цилиндрических колес;

$$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1} \text{ – коэффициент ширины шестерни } b \text{ относительно}$$

среднего диаметра;  $\psi_{bd} \approx 0,3 \dots 0,6$  (меньшее значение принимается для неприрабатывающихся зубьев  $HB > 350$  и при резко переменных нагрузках) [6, с. 339; 8, с. 190].

Определим углы делительных конусов [6, с. 335].

$$\operatorname{tg} \delta_2 = U = 4; \quad \delta_2 = \operatorname{arctg} 4 = 75,96 = 75^\circ 57';$$

$$\delta_1 = 90 - \delta_2; \quad \delta_1 = 90^\circ - 75^\circ 57' = 14^\circ 03'.$$

$$\text{Так как } \frac{K_{be} \cdot U}{(2 - K_{be})} = \frac{0,3 \cdot 4}{2 - 0,3} = 0,701, \text{ следовательно, по рис. 6.2}$$

$$K_{HP} = 1,15.$$

$$\text{Примем } \psi_{bd} = 0,4.$$

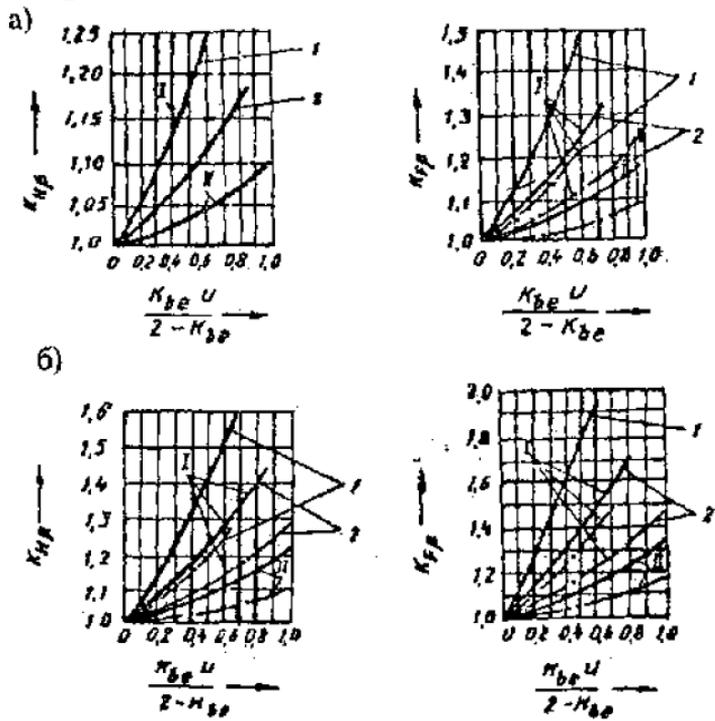
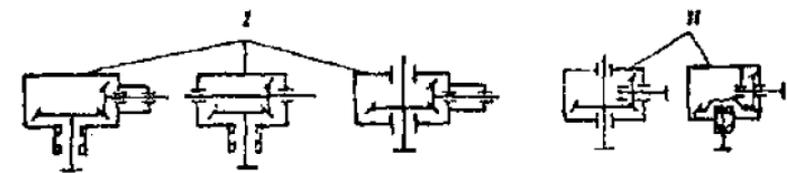


Рис. 6.2. Графики для определения  $K_{H\beta}$  и  $K_{F\beta}$  для конических зубчатых колес: а – при твердости рабочих поверхностей зубьев  $H_1 \leq 350 \text{ HB}$ ;  $H_2 \leq 350 \text{ HB}$  (или  $H_1 > 350 \text{ HB}$ ;  $H_2 < 350 \text{ HB}$ ); б – при  $H_1 > 350 \text{ HB}$ ;  $H_2 > 350 \text{ HB}$ ; I, II – кривые, соответствующие виду передачи (см. верхнюю часть рисунка); 1 – для передач с опорами на шариковых подшипниках; 2 – то же, на роликовых подшипниках; — для колес с прямыми зубьями; - - - для колес с круговыми зубьями [8, с. 189]

$$d_1 = 770 \sqrt{\frac{65,4 \cdot 1,15 \sqrt{4^2 + 1}}{0,85 \cdot 0,4 \cdot 4 \cdot 417^2}} = 86,16 \text{ мм.}$$

Определяем ширину зубчатого венца.

$$b = \psi_{bd} \cdot d_1;$$
$$b = 0,4 \cdot 86,16 = 34,46 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b = 34$  мм.

Определяем внешний делительный диаметр зубьев шестерни [6, с. 336].

$$d_{e1} = d_1 + b \cdot \sin \delta_1;$$
$$d_{e1} = 86,16 + 34 \cdot \sin 14^\circ 03' = 94,39 \text{ мм.}$$

Определяем внешнее конусное расстояние [6, с. 335].

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \cdot \sin \delta_1}; \quad R_e = \frac{94,39}{2 \cdot \sin 14^\circ 03'} = 195,08 \text{ мм.}$$

Проверяем рекомендацию [1, с. 52]

$$\Psi_{bRe} = \frac{b}{R_e} \leq 0,3; \quad \Psi_{bRe} = \frac{34}{195,08} = 0,174 < 0,3 - \text{выполняется.}$$

Определяем внешний окружной модуль  $m_e$  по рекомендации  $b \leq 10m_e$  [2, с. 53].

$m_e = 34 / 10 = 3,4$  мм; по ГОСТ 9563-80 принимаем  $m_e = 3,5$  мм.

**ПРИМЕЧАНИЕ:** если модуль  $m_e$  получился меньше 2 мм, то, несмотря на полученное значение, его надо принять равным 2 мм, т.к. в силовых передачах принимать значение модуля меньше 2 мм не рекомендуется из-за возможности большего понижения несущей способности в результате износа, повышенного влияния неоднородности материала, опасности разрушения при перегрузках.

Определяем средний окружной модуль  $m$  [1, с. 52].

$$m_e = \frac{m}{1 - 0,5 \cdot \Psi_{bRe}}; \quad m = m_e \cdot (1 - 0,5 \cdot \Psi_{bRe}) =$$
$$= 3,5 (1 - 0,5 \cdot 0,174) = 3,195 \text{ мм.}$$

Определяем число зубьев  $z_1$  и  $z_2$ :

$$\begin{aligned} z_1 &= b_{e1} / m_e > z_{\min} = 17; \\ z_1 &= 94,39 / 3,5 = 26,97, \text{ принимаем } z_1 = 27. \\ U &= z_2 / z_1; \quad z_2 = U \cdot z_1 = 4 \cdot 27 = 108. \end{aligned}$$

Уточняем параметры.

$$\begin{aligned} d_{a1} &= m_e \cdot z_1 = 3,5 \cdot 27 = 94,50 \text{ мм}, \\ d_{e2} &= U \cdot d_{e1} = 4 \cdot 94,5 = 378 \text{ мм}. \\ d &= d_{e1} \cdot (1 - 0,5 \cdot \psi_{bRc}), \end{aligned}$$

$d$  – средний делительный диаметр.

$$\begin{aligned} d_1 &= 94,5 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,174) = 86,28 \text{ мм}; \\ d_2 &= 378 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,174) = 345,11 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Внешнее среднее конусное расстояние  $R$ .

$$\begin{aligned} R &= R_d - 0,5 \cdot b; \\ R &= 195,08 - 34 \cdot 0,5 = 178,08 \text{ мм}. \end{aligned}$$

### 6.2.3. Проверочный расчет на контактную прочность

Проверочный расчет передачи на контактную усталость активных поверхностей зубьев выполняем по условию контактной прочности [6, с. 338; 8, с. 190].

$$\sigma_{H1} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{W_{H1} \cdot \sqrt{U^2 + 1}}{0,85 \cdot d_1 \cdot U}} \leq \sigma_{HP},$$

где  $Z_E$  – коэффициент, учитывающий механические свойства сопряженных зубчатых колес; для стальных зубчатых колес  $Z_E = 190 \text{ МПа}^{1/2}$  [7, с. 15];

$Z_H$  – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полосе зацепления [7, с. 15]:

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_1} \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta \cdot b}{\text{tga}_{1W}}};$$

$$Z_H = \frac{1}{\cos 20^\circ} \sqrt{\frac{2 \cdot 1}{\operatorname{tg} 20^\circ}} = 2,495;$$

$Z_\epsilon$  – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, для прямозубых колес [7, с. 15]:

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}},$$

$\epsilon_\alpha$  – коэффициент торцевого перекрытия [7, с. 61]:

$$\epsilon_\alpha \approx \left[ 1,88 - 3,2 \cdot \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right];$$

$$\epsilon_\alpha \approx \left[ 1,88 - 3,2 \cdot \left( \frac{1}{27} + \frac{1}{108} \right) \right] = 1,72;$$

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - 1,72}{3}} = 0,872;$$

$W_{Ht}$  – расчетная удельная окружная сила [6, с. 338; 8, с. 191]:

$$W_{Ht} = \frac{F_t}{b} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} = \frac{2000 \cdot T_1}{b \cdot d_1} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha},$$

$K_{H\beta} = 1,15$  (см. ранее).

Окружная скорость:

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3};$$

$$v = \frac{\pi \cdot 86,28 \cdot 1460}{60 \cdot 10^3} = 6,6 \text{ м/с.}$$

При такой скорости принимаем 7-ю степень точности (табл. 5.3) [4, с. 163; 5, с. 116].

$K_{Нв}$  – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении (табл. 5.5) [4, с. 193; 5, с. 134];  $K_{Нв} = 1,2$ .

$$W_{Нв} = \frac{2000 \cdot 65,4}{34 \cdot 86,28} \cdot 1,15 \cdot 1,2 = 61,53 \text{ Н/мм.}$$

$$\sigma_{Н} = 190 \cdot 2,495 \cdot 0,872 \cdot \sqrt{\frac{61,53 \cdot \sqrt{4^2 + 1}}{0,85 \cdot 86,28 \cdot 4}} = 384 \text{ МПа.}$$

Определяем недогрузку:

$$\delta = \frac{\sigma_{НР} - \sigma_{Н}}{\sigma_{НР}} \cdot 100\% = \frac{417 - 384}{417} \cdot 100\% = 7,91\%.$$

Недогрузка < 10%, что допустимо, т.к. по принятым в машиностроении нормам для  $\sigma_{Н}$  допускается отклонение +5% (перегрузка) и – 10% (недогрузка).

**ПРИМЕЧАНИЕ:** если отклонение выходит за указанные пределы, то размеры  $b$ , другие параметры при передаче необходимо откорректировать.

Рекомендуется:

1) в небольших пределах изменить ширину колеса (при перегрузках – увеличить, при недогрузках – уменьшить);

2) выбрать другой режим термообработки поверхностей зубьев и соответственно изменить твердость поверхности зубьев, что приводит к уменьшению или увеличению  $\sigma_{НР}$ .

### 6.3. Расчет зубьев на прочность при изгибе

Проверочный расчет на усталость по напряжениям изгиба выполняем по условию прочности  $\sigma_F \leq \sigma_{FP}$  [7, с. 29].

Расчетное местное напряжение при изгибе определяем по формуле [6, с. 339; 8, с. 191]

$$\sigma_F = K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot F_t / (0,85 \cdot b \cdot m).$$

Коэффициент нагрузки  $K_F$  вычисляют следующим образом [7, с. 29]:

$$K_F = K_A \cdot K_{F0} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha},$$

где  $K_A$  – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку;  $K_A = 1$  [1, с. 29];

$K_{F0}$  – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении;  $K_{F0} = 1,45$  (табл. 5.6) [4, с. 193; 5, с. 134];

$K_{F\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;  $K_{F\beta} = 1,21$  (рис. 5.3) [6, с. 340];

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

$$K_F = 1 \cdot 1,45 \cdot 1,21 \cdot 1 = 1,75.$$

$Y_{FS}$  – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений (рис. 5.4); принимается в зависимости от эквивалентного числа зубьев  $z_0$  и коэффициента смещения инструмента  $X$ .

$$z_{01} = z_1 / \cos\delta_1; \quad z_{02} = z_2 / \cos\delta_2;$$

$$z_{01} = 27 / \cos 14^\circ 0,3' = 27,83; \quad Y_{FS1} = 3,88;$$

$$z_{02} = 108 / \cos 75^\circ 57' = 445,18; \quad Y_{FS2} = 3,6$$

Расчет выполняется для менее прочного зубчатого колеса, т.е. для того из колес, у которого отношение  $\sigma_{FP} / Y_{FS}$  меньше.

$$\text{Шестерня: } \sigma_{FP1} / Y_{FS1} = 265 / 3,88 = 68,3 \text{ МПа.}$$

$$\text{Колесо: } \sigma_{FP2} / Y_{FS2} = 233 / 3,6 = 64,7 \text{ МПа.}$$

Расчет ведем по колесу.

$Y_\beta$  – коэффициент, учитывающий наклон зуба; для прямозубых колес  $Y_\beta = 1$ .

$Y_\epsilon$  – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев; для прямозубых передач  $Y_\epsilon = 1$ .

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_{1F}}{d_1} - \text{окружная сила.}$$

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1 \cdot K_F}{d_1 \cdot 0,85 \cdot b \cdot m} \cdot Y_{FS2} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon,$$

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 65,4 \cdot 1,75}{86,28 \cdot 0,85 \cdot 34 \cdot 3,195} \cdot 3,6 \cdot 1 \cdot 1 = 103,4 \text{ МПа} < \sigma_{H\beta 2} = 233 \text{ МПа}.$$

Значительное расхождение нельзя рассматривать как недогрузку данной передачи, поскольку основным критерием ее работоспособности является контактная усталость.

### Определение геометрических параметров колес

Внешняя высота головки зуба  $h_{ae}$ :

$$h_{ae} = m_a; \quad h_{ae} = 3,5 \text{ мм}.$$

Внешняя высота ножки  $h_{fe}$ :

$$h_{fe} = 1,2 \cdot m_a = 1,2 \cdot 3,5 = 4,2 \text{ мм}.$$

Внешний диаметр вершины зубьев  $d_{ae}$ :

$$d_{ae} = d_e + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos\delta;$$

$$d_{ae1} = 94,5 + 2 \cdot 3,5 \cdot 0,97 = 101,29 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = 378 + 2 \cdot 3,5 \cdot 0,2419 = 379,69 \text{ мм}.$$

Внешний диаметр впадин зубьев  $d_{fe}$ :

$$d_{fe} = d_e - 2 \cdot h_{fe} \cdot \cos\delta;$$

$$d_{fe1} = 94,5 - 2 \cdot 4,2 \cdot 0,97 = 102,26 \text{ мм};$$

$$d_{fe2} = 378 - 2 \cdot 4,2 \cdot 0,2419 = 380,03 \text{ мм}.$$

Угол головки зуба  $\theta_a$ :

$$\operatorname{tg} \theta_a = h_{ae} / R_e = 3,5 / 195,08 = 0,0179;$$

$$\theta_a = 1^\circ 1' 31''.$$

Угол ножки зуба  $\theta_f$ :

$$\operatorname{tg} \theta_f = h_{fe} / R_e = 4,2 / 195,08 = 0,0215;$$

$$\theta_f = 1^\circ 13' 54''.$$

## Определение действующих сил в зацеплении

Окружная сила  $F_t$ :

$$F_t = 2 \cdot T_1 / d_1 = 2 \cdot 65,4 \cdot 10^3 / 86,16 = 1518 \text{ Н.}$$

Радиальная сила  $F_r$ :

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \delta_1 = 1518 \cdot 0,364 \cdot 0,97 = 536 \text{ Н}$$

Осевая сила  $F_a$ :

$$F_{a1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \delta_2 = 1518 \cdot 0,364 \cdot 0,2419 = 134 \text{ Н.}$$

## 7. РАСЧЕТ ПРИВОДА С ЧЕРВЯЧНЫМ РЕДУКТОРОМ И ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

Подобрать электродвигатель, выполнить кинематический расчет привода, расчет червячной и цепной передач (см. рис. 7.1).

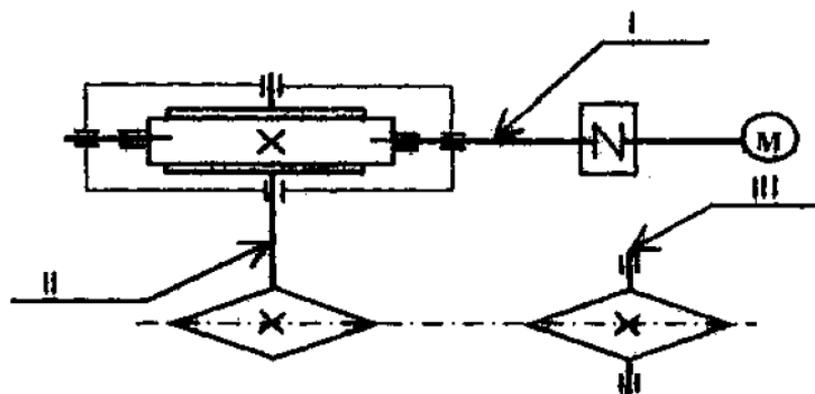


Рис. 7.1. Схема привода

### Исходные данные

1. Мощность на валу ведомой звездочки цепной передачи  $P_3 = 4,0$  кВт.
2. Число оборотов вращения вала ведомой звездочки  $n_3 = 48 \text{ мин}^{-1}$ .
3. Общее передаточное число привода  $U_{\text{общ}} = 60$ .
4. Нагрузка постоянная.
5. Выпуск серийный.
6. Требуемая долговечность привода  $L_H = 15000$  ч.

## 7.1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода

Общий КПД привода (см. табл. 3.1)

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot (\eta_4)^3 = 0,98 \cdot 0,8 \cdot 0,95 \cdot (0,995)^3 = 0,734,$$

где  $\eta_1 = 0,98$  – КПД муфты;

$\eta_2 = 0,8$  – КПД червячной передачи при предварительных расчетах;

$\eta_3 = 0,95$  – КПД открытой цепной передачи;

$\eta_4 = 0,995$  – КПД пары подшипников качения.

Определяем требуемую мощность и число оборотов вала электродвигателя.

$$P_{\text{тр}} = P_3 / \eta_{\text{общ}} = 4,0 / 0,734 = 5,45 \text{ кВт};$$

$$n_{\text{тр}} = n_3 \cdot U_{\text{общ}} = 48 \cdot 60 = 2880 \text{ мин}^{-1}.$$

Выбираем асинхронный электродвигатель 4А100L2 с мощностью  $P = 5,5$  кВт, синхронной частотой вращения  $n_{\text{синхр}} = 3000 \text{ мин}^{-1}$ , асинхронной частотой вращения  $n_{\text{асинхр}} = 2880 \text{ мин}^{-1}$  (см табл. 3.3).

Распределяем общее передаточное число привода между передачами. Принимаем передаточное число червячной передачи  $U_{\text{чп}} = 20$ , цепной передачи  $U_{\text{цп}} = U_{\text{общ}} / U_{\text{чп}} = 60 / 20 = 3$ .

Выполним кинематический расчет привода.

Мощности на валах:

$$P_1 = P_{\text{потр}} \cdot \eta_1 \cdot \eta_4 = 5,45 \cdot 0,98 \cdot 0,995 = 5,314 \text{ кВт};$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_4 = 5,314 \cdot 0,8 \cdot 0,995 = 4,23 \text{ кВт};$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 = 4,23 \cdot 0,95 \cdot 0,995 = 4 \text{ кВт}.$$

Обороты на валах:

$$n_1 = n_{\text{ас.дв}} = 2880 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_2 = n_1 / U_{\text{чп}} = 2880 / 20 = 144 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_3 = n_2 / U_{\text{цп}} = 144 / 3 = 48 \text{ мин}^{-1}.$$

**Крутящие моменты:**

$$T_1 = 9,55 \cdot 10^3 \cdot P_1 / n_1 = 9550 \cdot 5,314 / 2880 = 17,621 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_2 = 9,55 \cdot 10^3 \cdot P_2 / n_2 = 9550 \cdot 4,23 / 144 = 280,53 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_3 = 9,55 \cdot 10^3 \cdot P_3 / n_3 = 9550 \cdot 4 / 48 = 795,83 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

## 7.2. Расчет червячной передачи

Определяем предварительно скорость скольжения в червячной передаче [2, с. 26]

$$v_s = 0,45 \cdot 10^{-3} n_1 \sqrt[3]{T_2} = 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot 2880 \cdot \sqrt[3]{280,53} = 8,48 \text{ м/с}.$$

Выбираем материал венца червячного колеса с учетом скорости скольжения и способа отливки. Способ отливки следует назначать в зависимости от заданного типа производства. При единичном производстве рекомендуется способ отливки в земляную форму. Из табл. 7.1 выбираем оловянную бронзу БрОФ10-1 с пределом прочности  $\sigma_B = 275 \text{ МПа}$  и пределом текучести  $\sigma_T = 200 \text{ МПа}$ .

Определяем допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma_H] = [\sigma_{НО}] \cdot C_D \cdot K_{НЛ},$$

где  $[\sigma_{НО}]$  – допускаемое контактное напряжение, соответствующее пределу контактной выносливости при числе циклов перемены напряжений  $10^7$ ;

$[\sigma_{НО}] = (0,75 \dots 0,9) \sigma_B$ , причем меньшие значения принимаются при червяках, закаленных ТВЧ, со шлифованными витками, большие – при цементируемых, закаленных и шлифованных червяках;

$C_D$  – коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания зубьев колес в зависимости от скорости скольжения; определяется по формуле  $C_D = 1,66 \cdot v_s^{-0,352}$  или по табл. 7.2;

$K_{НЛ}$  – коэффициент долговечности, заключен в диапазоне значений  $0,67 \leq K_{НЛ} \leq 1,15$ ;

$$K_{НЛ} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_H}},$$

где  $N_H = 60 \cdot n_2 \cdot L_n$  – число циклов нагружения ( $N_H \leq 25 \cdot 10^7$  циклов);  
 $n_2$  – число оборотов червячного колеса;  
 $L_n$  – требуемая долговечность (ресурс) привода в часах (при постоянной нагрузке).

Таблица 7.1

Материалы для венцов червячных колес

Группа материалов	Материалы	Способ отливки	$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_T$ , МПа	Допускаемые контактные напряжения $[\sigma]$
I	БрОНФ10-1-1 $v_s \leq 25$ м/с	Ц	285	165	$0,9 \cdot C_v \cdot \sigma_B$
	БрОФ10-1 $v_s \leq 12$ м/с	К З	275 230	200 140	$0,9 \cdot C_v \cdot \sigma_B$
	БрОЦС5-5-5 $v_s \leq 8$ м/с	К З	200 145	90 80	$0,9 \cdot C_v \cdot \sigma_B$ ; $(0,7 \cdot C_v \cdot \sigma_B)$
II	БрАЖН10-4-4 $v_s \leq 5$ м/с	Ц К	700 650	460 430	$300 - 25 \cdot v_s$ ; $(275 - 25 \cdot v_s)$
	БрАЖМц10-3-1,5 $v_s \leq 5$ м/с	К З	550 450	360 300	– " –
	БрАЖ9-4 $v_s \leq 5$ м/с	Ц К З	530 500 425	245 230 195	– " –
III	СЧ18, СЧ15, $v_s \leq 2$ м/с	$\sigma_{B2} = 355$ МПа (СЧ18) $\sigma_{B2} = 315$ МПа (СЧ15)		$200 - 35 \cdot v_s$ ; $(175 - 35 \cdot v_s)$	

ПРИМЕЧАНИЯ. а. Способ отливки обозначается заглавной буквой: З – в землю; К – в кокиль; Ц – центробежный.

б. В скобках указаны формулы для червячных передач с твердостью червяка  $H < 350$  НВ.

Таблица 7.2

$v_s \leq$ , м/с	1	2	3	4	5	6	7	$\geq 8$
$C_v$	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

Для II и III групп материалов венцов червячных колес формулы расчета допускаемых контактных напряжений указаны в табл. 7.1.

$$N_{H1} = 60 \cdot 144 \cdot 15000 = 12,96 \cdot 10^7 \text{ циклов};$$

$$K_{H1} = \sqrt[9]{\frac{10^7}{12,96 \cdot 10^7}} = 0,726;$$

$$C_{H1} = 1,66 \cdot 8,34^{-0,352} = 0,787;$$

$$[\sigma_{H0}] = 0,9 \cdot 275 = 247,5 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H] = 247,5 \cdot 0,787 \cdot 0,726 = 141,412 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения изгиба для всех групп материалов венцов колес определяются по формуле, которую в общем виде можно записать:

$$[\sigma_F] = [\sigma_{F0}] \cdot K_{FL},$$

где  $[\sigma_{F0}]$  – исходное допускаемое напряжение:

$$[\sigma_{F0}] = 0,25 \cdot \sigma_T + 0,08 \cdot \sigma_B \text{ (для материалов I и II групп);}$$

$$[\sigma_{F0}] = 0,12 \cdot \sigma_{B\sigma} \text{ (для материалов III группы);}$$

значения  $\sigma_T, \sigma_B, \sigma_{B\sigma}$  – указаны в табл. 7.1;

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_F}} \text{ – коэффициент долговечности при расчете на уста-}$$

лость при изгибе;

$$N_F = 60 \cdot n_2 \cdot L_k \text{ – число циклов нагружения } (10^5 \leq N_F \leq 25 \cdot 10^7);$$

$$N_F = 60 \cdot 144 \cdot 15000 = 12,96 \cdot 10^7 \text{ циклов};$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{1,296 \cdot 10^6}} = 0,972;$$

$$[\sigma_{F0}] = 0,25 \cdot 200 + 0,08 \cdot 275 = 72 \text{ МПа}.$$

Определяем геометрические параметры червячной передачи.  
Межосевое расстояние определяется из условия

$$a_w \geq 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2}},$$

где  $T_2$  – крутящий момент на червячном колесе, Н · мм;

$K_{H\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба; в предварительных расчетах при постоянной нагрузке можно принимать  $K_{H\beta} = 1$ ;

$[\sigma_H]$  – допускаемое контактное напряжение.

$$a_w \geq 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{280,53 \cdot 10^3 \cdot 1}{141,412^2}};$$

$$a_w \geq 147,12 \text{ мм.}$$

Межосевое расстояние можно округлять до значений из стандартного ряда (80; 100; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250 мм и т.д.) или до чисел, оканчивающихся на 0 и 5.

Принимаем  $a_w = 160$  мм.

Число заходов червяка зависит от передаточного числа червячной передачи (табл. 7.3).

Таблица 7.3

Число заходов червяка червячной передачи

U	8...14	15...30	Свыше 30
$z_1$	4	2	1

Для  $U_{\text{цп}} = 20$  число заходов червяка  $z_1 = 2$ , тогда число зубьев колеса  $z_2 = z_1 \cdot U_{\text{цп}} = 2 \cdot 20 = 40$ .

Из условия неподрезания зубьев колеса рекомендуется принимать  $z_2 \geq 28$ .

Предварительное значение модуля передачи

$$m = (1,5 \dots 1,7) \cdot a_w / z_2 = (1,5 \dots 1,7) \cdot 160 / 40 = (6 \dots 6,8) \text{ мм.}$$

Принимаем  $m = 6,3$  мм (табл. 7.4).

Коэффициент диаметра червяка при принятом модуле  $m = 6,3$  мм

$$q = 2a_w / m - z_2 = 2 \cdot 160 / 6,3 - 40 = 10,794.$$

Полученное при расчетах значение округляется до ближайшего стандартного (табл. 7.4).

Принимаем  $q = 10$ .

Таблица 7.4

m	2,5; 3,15; 4; 5	6,3; 8; 10; 12; 5	16
q	8; 10; 12,5; 16; 20	7; 10; 12,5; 14; 16; 18; 20	8; 10; 12,5; 16

После расчета коэффициента диаметра червяка следует проверить нижний предел рекомендуемых значений.

$$q_{\min} = 0,212 \cdot z_2;$$

$$q_{\min} = 0,212 \cdot 40 = 8,48;$$

$$10 > 8,48 - \text{условие выполняется.}$$

Таблица 7.5

Параметры предпочтительных передач

U	$z_1$	$z_2$	q
8	4	32	8
10		40	10
12,5		50	12,5
16	2	32	8
20		40	10
25		50	12,5
31,5	1	32	8
40		40	10
50		50	12,5

ПРИМЕЧАНИЕ. Ряд передаточных чисел червячных передач по ГОСТ 2144-76: 8; 9; 10; 11,2; 12,5; 14; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40 и т.д.

Коэффициент смещения

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5 \cdot (z_2 + q) = \frac{160}{6,3} - 0,5 \cdot (40 + 10) = 0,397.$$

Рекомендуемые пределы значений коэффициента смещения для червячных передач  $-0,7 \leq X \leq 0,7$ . Однако допускается диапазон  $-1 \leq X \leq 1$ .

В некоторых случаях после произведенных расчетов следует уточнить передаточное число передачи и отклонение  $\Delta U$  фактического значения  $U_\phi$  от заданного  $U$ .

$$U_\phi = z_2 / z_1 = 40 / 2 = 20;$$

$$\Delta U = |U_\phi - U| \cdot 100 / U \leq 4 \%$$

Если последнее неравенство выполняется, то можно продолжать расчет геометрических размеров червяка и червячного колеса.

Делительный диаметр червяка

$$d_1 = q \cdot m = 10 \cdot 6,3 = 63,0 \text{ мм}$$

и червячного колеса

$$d_2 = q \cdot m = 40 \cdot 6,3 = 252 \text{ мм.}$$

Диаметр вершин витков червяка и зубьев червячного колеса

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 63 + 2 \cdot 6,3 = 75,6 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (1 + x) = 252 + 2 \cdot 6,3 \cdot (1 + 0,397) = 264,6 \text{ мм.}$$

Диаметр впадин витков червяка и зубьев червячного колеса

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m = 63 - 2,4 \cdot 6,3 = 47,88 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (1,2 - x) = 252 - 2 \cdot 6,3 \cdot (1,2 - 0,397) = 241,882 \text{ мм.}$$

Наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2};$$

$$264,6 + \frac{6 \cdot 6,3}{2 + 2} = 274,05 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_{ам2} = 274$  мм.

Если коэффициент смещения  $x \neq 0$ , то для червяка следует определять начальный диаметр

$$d_{w1} = (q + 2x) \cdot m = (10 + 2 \cdot 0,397) \cdot 6,3 = 68,002 \text{ мм.}$$

Длина нарезанной части червяка определяется по формулам ГОСТ 19650-74 (табл. 7.6).

Таблица 7.6

Определение длины нарезанной части червяка

Коэффициент смещения $x$	Расчетные уравнения при $z_1$	
	1 и 2	4
-1,0	$b_1 \geq (10,5 + 0,06z_2) \cdot m$	$b_1 \geq (10,5 + 0,09z_2) \cdot m$
-0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06z_2) \cdot m$	$b_1 \geq (9,5 + 0,09z_2) \cdot m$
0	$b_1 \geq (11 + 0,06z_2) \cdot m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2) \cdot m$
+0,5	$b_1 \geq (11 + 0,1z_2) \cdot m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,1z_2) \cdot m$
+1,0	$b_1 \geq (12 + 0,1z_2) \cdot m$	$b_1 \geq (13 + 0,1z_2) \cdot m$

Для фрезеруемых и шлифуемых червяков при  $m < 10$  мм  $b_1$  увеличивают на 25 мм, при  $m = (10 \dots 16)$  мм – на 35...40 мм, при  $m > 16$  – на 50 мм, что связано с искажением профиля витка червяка при входе и выходе режущего инструмента. Если коэффициент смещения занимает промежуточное значение (отличается от указанных в табл. 7.6),  $b_1$  определяют по тому из уравнений, которое даст большее значение  $b_1$ .

Для  $z_1 = 2$   $x = 0,397$ ;  $b_1 \geq (11 + 0,1 \cdot z_2) \cdot m$ ;  $b_1 \geq (11 + 0,1 \cdot 40) \cdot m \geq 94,5$  мм, т.к.  $m < 10$ , то  $b_1$  увеличиваем на 25 мм.

Принимаем  $b_1 = 120$  мм.

Ширина венца червячного колеса

$$b_2 \leq 0,75da_1 \text{ при } z_1 = 1 \text{ и } z_1 = 2;$$

$$b_2 \leq 0,67da_1 \text{ при } z_1 = 4;$$

$$b_2 \leq 0,75 \cdot 75,6; b_2 \leq 56,7 \text{ мм.}$$

Полученное значение округляется до величины из ряда нормальных линейных размеров. Принимаем  $b_2 = 56$  мм.

Определяем угол охвата червяка червячным колесом  $2\delta$ .

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m} = \frac{56}{75,6 - 0,5 \cdot 6,3} = 0,77295,$$

$$\delta = 50^\circ 37' 9''; 2\delta = 101^\circ 14' 18''.$$

Условие  $2\delta \geq 90^\circ$  выполняется.

Определяем силы в зацеплении червячной передачи.

Следует изобразить схему действия сил и определить их величины. Если в задании не оговорены направление вращения и нарезки червяка, то ими можно задаться самостоятельно. Следует учитывать, что если червяк имеет правую нарезку, то передаточное отношение  $i = \omega_1 / \omega_2$  – положительная величина. Если червяк имеет левую нарезку, то  $i = -\omega_1 / \omega_2$  – отрицательная величина.

Предположим, что червяк с правой нарезкой вращается по часовой стрелке. Схема действия сил показана на рис. 7.2.

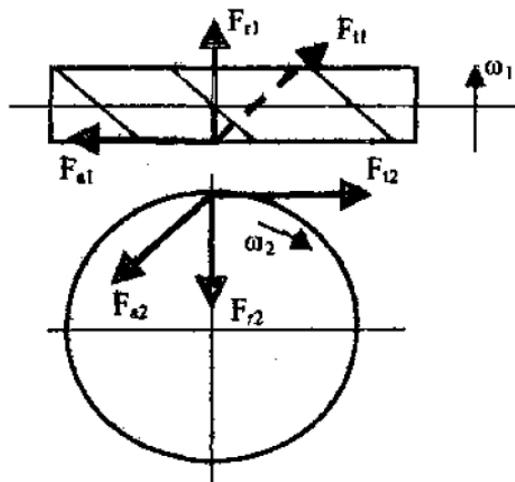


Рис. 7.2. Схема действия сил

$$|F_{t1}| = |F_{a2}| = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 17,621}{0,063} = 559,4 \text{ Н},$$

$$|F_{t2}| = |F_{a1}| = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 280,53}{0,252} = 2226,4 \text{ Н},$$

$$|F_{r1}| = |F_{r2}| = Ft_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha = 2226,4 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 810,34 \text{ Н}.$$

Выполняем проверочный расчет червячной передачи на прочность по контактным напряжениям.

Определяем скорость скольжения в зацеплении

$$v_s = v_1 / \cos \gamma,$$

где  $v_1 = \pi \cdot n_1 \cdot d_1 / 60$  – окружная скорость на червяке;

$$\gamma = \arctg(2 / 10) = 11^\circ 18' 36'';$$

$$v_1 = \pi \cdot 2880 \cdot 0,063 / 60 = 9,5 \text{ м/с};$$

$$v_s = 9,5 / 0,9806 = 9,688 \text{ м/с}.$$

Уточняем допускаемое напряжение для найденной скорости скольжения

$$[\sigma_H] = 0,9 \cdot \sigma_B \cdot C_v;$$

$$C_v = 1,66 \cdot 9,688^{0,352} = 0,75;$$

$$[\sigma_H] = 0,9 \cdot 275 \cdot 0,75 = 185,625 \text{ МПа}.$$

Расчетное контактное напряжение

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{4,8 \cdot 10^5}{d_2} \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_{HP} \cdot K_{HV}}{d_1}} = \frac{4,8 \cdot 10^5}{0,252} \sqrt{\frac{280,531 \cdot 1,04}{0,063}} = \\ &= 129,621 \cdot 10^6 \text{ Па} = 129,62 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

$$129,62 \text{ МПа} < 185,625 \text{ МПа}.$$

Определяем КПД передачи.

$$\eta = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg}(\gamma + \rho),$$

где  $\rho$  – приведенный угол трения, определяемый экспериментально (табл. 7.7).

Таблица 7.7

Углы трения между червяком и червячным колесом

$v_{вс}$ м/с	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	7,0	10	15
$\rho$	$3^\circ 10'$	$2^\circ 30'$	$2^\circ 20'$	$2^\circ 00'$	$1^\circ 40'$	$1^\circ 30'$	$1^\circ 20'$	$1^\circ 00'$	$0^\circ 55'$	$0^\circ 50'$
	$3^\circ 40'$	$3^\circ 10'$	$2^\circ 50'$	$2^\circ 30'$	$2^\circ 20'$	$2^\circ 00'$	$1^\circ 40'$	$1^\circ 30'$	$1^\circ 20'$	$1^\circ 10'$

Меньшие значения  $\rho$  приведены для оловянной бронзы, большие – для безоловянной бронзы, латуни и чугуна.

$$\eta = \operatorname{tg}(5^\circ 43') / \operatorname{tg}(5^\circ 43' + 0^\circ 55') = 0,86.$$

Осуществляем проверку зубьев колеса по напряжениям изгиба.  
Расчетное напряжение изгиба

$$\sigma = \frac{Y_F \cdot F_{t2} \cdot \cos \gamma \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}}{1,3 \cdot m \cdot d_w},$$

где  $Y_F$  – коэффициент формы зуба, который принимается по табл. 7.8 в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса;  $z_{02} = z_2 / \cos^3 \gamma$ ;

$K_{F\beta}$  – коэффициент концентрации нагрузки по длине зуба; для постоянной нагрузки  $K_{F\beta} = 1,0$ ;

$K_{Fv}$  – коэффициент динамической нагрузки, зависящей от скорости колеса; при  $u_2 \leq 3$  м/с  $K_{Fv} = 1$ ; при  $u_2 > 3$  м/с  $K_{Fv} = K_{Hv}$  [2];  
 $u_2 = \pi \cdot d_2 \cdot n_2 / 60$ .

Таблица 7.8

Коэффициент  $Y_F$ , учитывающий форму зубьев червячных колес

$z_{02}$	$Y_F$	$z_{02}$	$Y_F$
20	1,098	40	1,55
24	1,88	45	1,48
26	1,85	50	1,45
28	1,80	60	1,40
30	1,76	80	1,34
32	1,71	100	1,30
35	1,64	150	1,27
37	1,61	300	1,24

$$\sigma = \frac{1,515 \cdot 2226,40 \cdot 0,9806 \cdot 1 \cdot 1,07}{1,3 \cdot 0,0063 \cdot 0,063} = 6,86 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Условие прочности выполняется.

Тепловой расчет.

Рабочая температура масла без искусственного охлаждения

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1 - \eta) \cdot P_1}{K_T \cdot A \cdot (1 + \psi)} + 20^\circ \leq [t_{\text{раб}}],$$

где  $\eta$  – КПД червячной передачи;

$P_1$  – мощность на червяке, Вт;

$K_T$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/м<sup>2</sup>·°С ( $K_T = 9 \dots 12$  при плохих условиях охлаждения,  $K_T = 13 \dots 17$  при хороших условиях охлаждения);

$A$  – поверхность охлаждения корпуса без учета площади дна корпуса, м<sup>2</sup>;

$A \approx 12 \cdot a_w^{1,71}$ , где  $a_w$  – межосевое расстояние червячной передачи;

$\psi = 0,3$  – коэффициент, учитывающий отвод теплоты от корпуса редуктора в металлическую плиту или раму;

$[t_{\text{раб}}] = 95^\circ\text{С}$  – максимальная допустимая температура нагрева масла.

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1 - 0,86) \cdot 5,051}{15 \cdot 0,523 \cdot (1 + 0,3)} + 20^\circ = 69,34^\circ + 20^\circ = 89,34^\circ.$$

Если рабочая температура масла превышает допустимое значение, то следует принимать меры по охлаждению масла: увеличивать площадь охлаждения за счет увеличения количества ребер охлаждения на корпусе редуктора или размеров редуктора, устанавливать на валу червяка вентилятор, применять водяное охлаждение и т. д.

При охлаждении вентилятором

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1 - \eta) \cdot P_1}{[(0,6 + \psi) \cdot K_T + 0,4 K_{\text{ТВ}}] \cdot A} + 20^\circ,$$

где коэффициент  $K_{\text{ТВ}}$  выбирается из таблицы в зависимости от частоты вращения вентилятора  $n_{\text{В}}$  (табл. 7.9).

Таблица 7.9

$\approx n_{\text{В}}$	750	1000	1500	3000
$K_{\text{ТВ}}$	24	29	35	50

### 7.3. Расчет цепной передачи

Исходные данные для расчета цепной передачи

$$\begin{aligned}
 n_2 &= 144 \text{ мин}^{-1}; & n_3 &= 48 \text{ мин}^{-1}; & U_{ц.п.} &= 3. \\
 T_2 &= 280,53 \text{ Нм}; & T_3 &= 795,83 \text{ Нм}; & & \\
 P_2 &= 4,23 \text{ кВт}; & P_3 &= 4 \text{ кВт}; & & 
 \end{aligned}$$

По табл. 7.10 по передаточному числу принимаем число зубьев меньшей звездочки  $z_1 = 25$ , тогда число зубьев большой звездочки

$$z_2 = z_1 \cdot U = 25 \cdot 3 = 75.$$

Таблица 7.10

Рекомендуемое число зубьев меньшей звездочки  $z_1$

Тип цепи	$z_1$ при передаточном числе $U$						$z_{\min}$
	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	6	
Втулочная и роликовая	31...27	27...25	25...23	23...21	21...17	17...15	13(9)

Определяем коэффициент, учитывающий условия эксплуатации:

$$K_s = K_d \cdot K_a \cdot K_{\text{рег}} \cdot K_{\text{см}} \cdot K_{\text{реж}} \cdot K_{\text{н}}$$

где  $K_d$  – коэффициент динамичности нагрузки; при спокойной нагрузке  $K_d = 1$  [9, с. 68];

$K_a$  – коэффициент, учитывающий межзубовое расстояние; примем  $K_a = 1$  при  $a = (30 \dots 50) \cdot t$ ;

$K_{\text{н}}$  – коэффициент, учитывающий наклон передачи к горизонту; если линия центров наклонена до  $60^\circ$ ,  $K_{\text{н}} = 1$ ;

$K_{\text{рег}}$  – коэффициент, зависящий от способа регулирования натяжения цепи; при регулировке оси одной из звездочек  $K_{\text{рег}} = 1$ ;

$K_{\text{см}}$  – коэффициент, учитывающий характер смазки; при регулярной капельной смазке  $K_{\text{см}} = 1$ ;

$K_{\text{реж}}$  – коэффициент, зависящий от продолжительности работы в сутки; при односменной работе  $K_{\text{реж}} = 1$ .

$$K_3 = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1.$$

Ориентировочно допустимое давление в шарнирах определим по табл. 7.11 в зависимости от частоты вращения меньшей звездочки  $n_2 = 144 \text{ мин}^{-1}$ .

Таблица 7.11

Допустимое среднее давление  $[p]$  для роликовых цепей при  $z_1 = 15 \dots 30$

Частота вращения меньшей звездочки $n_1$ , мин (не более)	Значения $[p]$ , МПа, при шаге цепи $t$ , мм			
	12,7...15,87	19,05...24,5	31,75...38,1	44,45...50,8
50	34,3	34,3	34,3	34,3
200	30,9	29,4	28,1	25,7
400	28,1	25,7	23,7	20,6
600	25,7	22,9	20,6	17,2
800	23,7	20,6	18,1	14,7
1000	22,0	18,6	16,3	-
1200	20,6	17,2	14,7	-
1600	18,1	14,7	-	-
2000	16,3	-	-	-
2400	14,7	-	-	-
2800	13,4	-	-	-

$$[p] = \frac{32,03 + 31,03 + 30,47 + 28,56}{4} = 30,52 \text{ МПа.}$$

Определим ориентировочное значение шага цепи, принимая число рядов цепи  $m = 1$ .

$$t = 2,82 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_3}{Z_1 \cdot [p] \cdot m}} = 2,82 \cdot \sqrt[3]{\frac{280,53 \cdot 10^3 \cdot 1}{25 \cdot 30,52 \cdot 1}} = 20,2 \text{ мм.}$$

Зададимся двумя смежными шагами цепи ПР по ГОСТ 13568-75 (табл. 7.12) и рассчитаем оба варианта (табл. 7.13).

Таблица 7.12

Размеры цепей приводных роликовых (по ГОСТ 13568-75), мм

Обозначение цепи	t	$B_{\text{нн}}$ не менее	d	D	h не более	в не более	Разрушающая нагрузка Q, Н	Масса l м цепи
ГР-8-460	8,0	3,0	2,31	5,0	7,5	12	4600	0,20
ГР-9-525-910	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	9100	0,45
ГР-12,7-900-1	12,7	2,4	3,66	7,75	10,0	8,7	9000	0,30
ГР-12,7-900-2	12,7	3,30	3,66	7,75	10,0	12	9000	0,35
ГР-12,7-1820-1	12,7	5,40	4,45	8,51	11,8	19	18200	0,65
ГР-12,7-1820-2	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	18200	0,75
ГР-15,875-2270-1	15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20	22700	0,8
ГР-15,875-2270-2	15,876	9,65	5,08	10,16	14,8	24	22700	1,0
ГР-19,05-3180	19,05	12,70	5,96	11,9	18,2	33	31800	1,9
ГР-25,4-5670	25,40	15,88	7,95	15,88	24,2	30	56700	2,6
ГР-31,75-8850	31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	46	88500	3,8
ГР-38,1-12700	38,1	25,4	11,1	22,23	36,2	58	127000	5,5
ГР-44,45-17240	44,45	25,40	12,70	25,70	42,4	62	172400	7,5
ГР-50,8-22680	50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	72	226800	9,7
ГР-63,5-35380	63,5	38,10	19,84	39,68	60,4	89	353800	16,0

Таблица 7.13

## Расчет цепной передачи

Определенные величины и расчетные уравнения	Шаг цепи, мм		Примечание
	19,05	25,4	
I	2	3	4
Разрешающая нагрузка, Н	31800	56700	
Ширина внутреннего звена В, мм	17,75	22,61	
Диаметр валика d, мм	5,96	7,95	
Масса 1м цепи q, кг	1,9	2,6	
Площадь опорной поверхности шарнира $A = B \cdot d$ , мм <sup>2</sup> (табл. 7.14)	106	180	
Средняя скорость цепи, м/с, $U = \frac{z \cdot l \cdot n}{6 \cdot 10^4}$	1,143	1,524	
Число звеньев цепи или длина цепи, выраженная в шагах:			
$L_1 = \frac{2a}{l} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{l}{a}$	132	130	
Межосевое расстояние оптимальное $a = 40x$	762	1016	
Допустимая частота вращения меньшей звездочки (табл. 7.15)	1525	1275	Условие $n < [n]$ вып.
Число ударов цепи $v = \frac{4z_1 \cdot n_2}{60L_1}$ , [v] по табл. 7.16	1,82	1,85	Условие $v \leq [v]$ вып.

1	2	3	4
$\text{Окружная сила, Н, } F_t = \frac{N \cdot 10^3}{v}$	35	30	
$\text{Давление в шарнирах цепи, МПа, } p = \frac{F_t \cdot K_{\Sigma}}{A}$	3702	2776	
<p>Цепь шага <math>t = 19,05</math> мм непригодна, т.к. <math>p = 34,92 &gt; [p] = 32,02</math> (табл. 7.11)  Дальнейшие расчеты выполняем для цепи шага <math>t = 25,4</math> мм</p>	34,92	15,42	
<p>Напряжение цепи от центробежных сил, Н, <math>S_b = qv^2</math></p>		6,04	
<p>Напряжение от провисания цепи, Н, <math>S_{\theta} = K_f \cdot q \cdot g \cdot a</math>, где <math>K_f</math> – коэффициент, зависящий от стрелы провисания <math>f</math> и расположения передачи при <math>f = (0,01 \dots 0,02)a</math>; <math>K_f = 6</math> для горизонтальных передач</p>		155,48	

Таблица 7.14

Проекции опорных поверхностей шарниров А  
приводных роликовых цепей

Шаг цепи $t$ , мм	Проекция опорных поверхностей шарниров А, мм <sup>2</sup>			
	Однорядных	Двухрядных	Трехрядных	Четырехрядных
8	11	-	-	-
9,525	28	-	-	-
12,7	39,6	85,3	125,5	-
15,875	51,5	115	169	-
19,05	106	180	265	318
25,4	180	306	450	540
31,75	262	446	655	786
38,1	395	627	986	1185
44,45	473	802	1180	1420
50,8	645	1095	1610	1935

Таблица 7.15

Максимальная частота вращения малой звездочки

Число зубьев звездочки	$[n]_{\max}$ , мин <sup>-1</sup> , при шаге цепи $t$ , мм							
	12,7	15,87	19,25	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
15	2300	1900	1350	1150	1000	750	650	600
19	2400	2000	1450	1200	1050	800	700	650
23	2500	2100	1500	1250	1100	800	750	650
27	2550	2150	1550	1300	1100	850	750	700
30	2600	2200	1550	1300	1100	850	750	700

Таблица 7.16

Допускаемое число ударов  $[v]$

Тип цепи	Значения $[v]$ , 1/с, при шаге цепи $t$ , мм							
	12,7	15,87	19,05	25,4	31,75	38,1	44,5	50,8
Втулочная и роликовая	60	50	35	30	25	20	15	15

Расчетный коэффициент запаса прочности

$$n = \frac{Q}{K_d \cdot F_t + S_v + S_{\ominus}} \geq [n]_1 \text{ по табл. 7.17 } [n] = 7,8;$$

$$n = \frac{56700}{1 \cdot 2776 + 6,04 + 155,48} = 19,3.$$

Таблица 7.17

Допускаемые коэффициенты запаса прочности  $[n]$  для цепей

Шаг $t$ , мм	Значение $[n]$ при частоте вращения $n_1$ , мин <sup>-1</sup>										
	До 50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2400	2800
12,7...15,87	7	7,8	8,5	9,3	10,2	11	11,7	13,2	14,8	6,3	18
19,05...25,4	7	8,2	9,3	10,3	11,7	12,9	14	16,3	-	-	-
31,75...38,1	7	8,5	10,2	13,2	14,8	16,3	19,5	-	-	-	-
44,5...50,8	7	9,3	11,7	14	16,3	-	-	-	-	-	-

Условие выполняется.

Принимаем роликковую однорядную цепь ГР-25,4-56700 по ГОСТ 13568-75.

Наибольшая хорда, необходимая для контроля звездочек:

$$L_x = D_f \cdot \cos \frac{90}{z} = 186,65 \cdot \cos (90 / 25) = 186,28 \text{ мм.}$$

Таблица 7.18

Определяем размеры звездочки в осевом сечении

Наименование	Обозначение	Расчетная формула	Результаты расчетов
1	2	3	4
Шаг цепи	$T$	ГОСТ 13568-75	25,4 мм
Диаметр ролика	$D$	ГОСТ 13568-75	15,88 мм

1	2	3	4
Число зубьев звездочки	$z$		25
Диаметр делительной окружности	$d_g$	$d_g = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}}$	202,71 мм
Угол поворота звеньев цепи на звездочке	$\varphi$	$\varphi = \frac{360}{z}$	14,4°
Диаметр окружности выступов	$D_c$	$D_c = t \cdot \left( 0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180}{z} \right)$	213,77 мм
Радиус впадин зуба	$r$	$r = 0,5025D + 0,05$ мм	8,03 мм
Диаметр окружности впадин	$D_i$	$D_i = d_g - 2r$	186,65 мм
Радиус сопряжения	$r_1$	$r_1 = 0,8D + r$	20,75 мм
Половина угла впадин	$\alpha$	$\alpha = 55^\circ - \frac{60}{z}$	52°36'
Угол сопряжения	$\beta$	$\beta = 18^\circ - \frac{56}{z}$	15°45'36"
Продольный угол зубьев	$\gamma$	$\gamma = 17^\circ - \frac{64}{z}$	14°26'24"
Длина прямого участка профиля	$f_g$	$f_g = D(1,24 \cdot \sin \gamma - 0,8 \cdot \sin \beta)$	1,46 мм
Расстояние от центра дуги впадины до центра дуги головки	OC	$OC = 1,24D$	19,6 мм
Радиус головки зуба	$r_2$	$r_2 = D(1,24 \cdot \cos \gamma + 0,8 \cdot \cos \beta - 1,3025)$	10,58 мм

Координаты точки С

$$X_2 = 1,24 \cdot \cos \frac{180}{z} = 1,24 \cdot \cos \frac{180}{25} = 1,23 \text{ мм};$$

$$Y_2 = 1,24 \cdot \sin \frac{180}{z} = 1,24 \cdot \sin \frac{180}{25} = 0,155 \text{ мм}.$$

Координаты точки О

$$X_1 = 0,8 \cdot D \cdot \sin \psi = 7,716 \text{ мм};$$

$$Y_1 = 0,8 \cdot \cos \psi \cdot D = 10,092 \text{ мм}.$$

Угол наклона радиуса вогнутости

$$\psi = 35^\circ + \frac{60}{z} = 37^\circ 24'.$$

Ширина внутренней пластины  $b = 24,13$  мм по ГОСТ 13568-75.

Расстояние между внутренними пластинами  $B_{\text{вн}} = 15,88$  мм по ГОСТ 13568-75.

Радиус закругления зуба

$$r_3 = 1,7 \cdot D = 1,7 \cdot 15,88 = 27 \text{ мм}.$$

Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закруглений  $n = 0,8 \cdot D = 12,7$  мм.

Диаметр обода (наибольший)

$$D_c = t \cdot \operatorname{ctg} \frac{180}{z} - 1,3b;$$

$$D_c = 25,4 \cdot \operatorname{ctg} \frac{180}{25} - 1,3 \cdot 24,13 = 169,7 \text{ мм}.$$

Радиус закругления у основания зуба  $r_4$  при  $t \leq 35$   $r_4 = 1,5$  мм.

Ширина зуба однорядной звездочки

$$b_1 = 0,93 \cdot B_{\text{вн}} - 0,15 = 0,93 \cdot 15,88 - 0,15 = 14,6 \text{ мм}.$$

## 8. РАСЧЕТ ПРИВОДА С ЗУБЧАТОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

Подобрать электродвигатель, выполнить кинематический расчет привода и расчет зубчатоременной передачи (рис. 8.1).

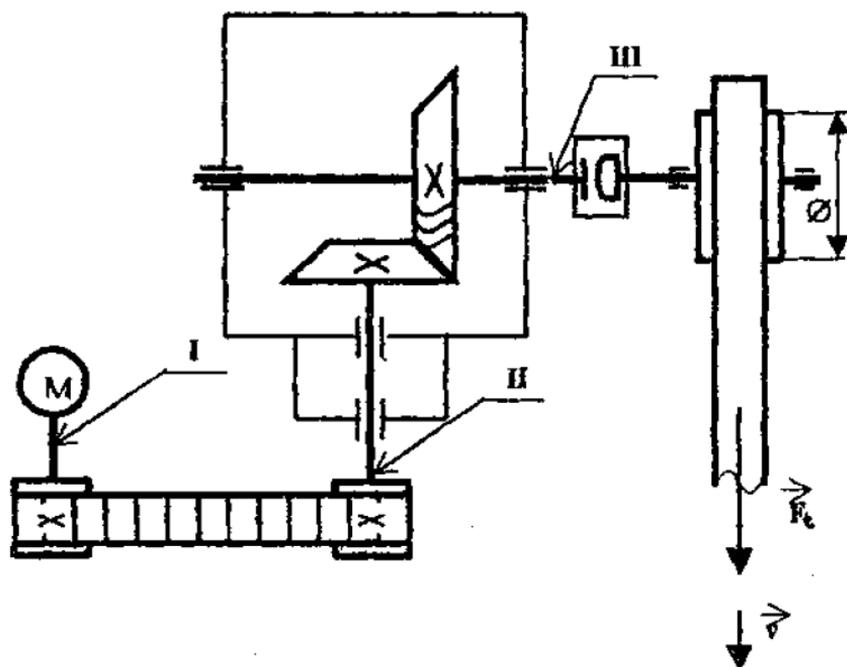


Рис 8.1. Схема привода конвейера

### Исходные данные

1. Тяговое усилие на ленте конвейера  $F_1 = 6,7$  кН.
2. Скорость ленты конвейера  $v = 1$  м/с.
3. Диаметр барабана конвейера  $D = 150$  мм.
4. Общее передаточное число привода  $U_{\text{общ}} = 5,75$ .
5. Передача неревверсивная, нагрузка постоянная, работа двухсменная.
6. Ресурс привода  $L_h = 12000$  часов.
7. Производство серийное.

## 8.1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода

Определяем мощность на валу конвейера:

$$P_3' = F_1 \cdot v = 6700 \cdot 1 = 6700 \text{ Вт} = 6,7 \text{ кВт.}$$

Определяем число оборотов вала конвейера:

$$n_3' = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot 0,15} = \frac{60 \cdot 1}{3,14 \cdot 0,15} = 127,32 \text{ мин.}^{-1}$$

Определяем общий КПД привода:

$$\eta_{\text{общ.}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot (\eta_4)^3 = 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot (0,995)^3 = 0,918,$$

где  $\eta_1 = 0,97$  – КПД ременной передачи;

$\eta_2 = 0,98$  – КПД зубчатой конической передачи;

$\eta_3 = 0,98$  – КПД муфты;

$\eta_4 = 0,995$  – КПД пары подшипников.

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{\text{пр}} = \frac{P_3'}{\eta_{\text{общ.}}} = \frac{6,7}{0,918} = 7,298 \text{ кВт.}$$

Число оборотов вала электродвигателя

$$n_{\text{дв.}} = n_3' \cdot U_{\text{общ.}} = 127,32 \cdot 5,75 = 732,09 \text{ мин.}^{-1}.$$

По табл. 3.3 выбираем электродвигатель 4A160S8, для которого  $P = 7,5$  кВт,  $n_{\text{синхр.}} = 750 \text{ мин.}^{-1}$ , скольжение  $S = 2,5\%$ , следовательно,  $n_{\text{асинхр.}} = n_{\text{синхр.}} \cdot (1 - S) = 750 \cdot (1 - 0,025) = 731,25 \text{ мин.}^{-1}$ . Уточняем  $U_{\text{общ.}} = n_{\text{асинхр.}} / n_3' = 731,25 / 127,32 = 5,74$ .

Производим распределение передаточных чисел между передачами. Для конической передачи с круговым зубом передаточное число выбираем из стандартного ряда:  $U_{\text{кп}} = 2,5$ , тогда передаточное число ременной передачи  $U_{\text{рп}} = U_{\text{общ.}} / U_{\text{кп}} = 5,74 / 2,5 = 2,296$ .

Выполняем кинематический расчет привода. Он заключается в определении мощностей, оборотов и крутящих моментов на каждом из валов привода.

Значения мощностей:

$$P_1 = P_{\text{тр}} = 7,298 \text{ кВт};$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_4 = 7,298 \cdot 0,97 \cdot 0,995 = 7,044 \text{ кВт};$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_4 = 7,044 \cdot 0,98 \cdot 0,995 = 6,868 \text{ кВт};$$

$$P_3' = P_3 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 = 6,868 \cdot 0,98 \cdot 0,995 = 6,7 \text{ кВт}.$$

Значения оборотов:

$$n_1 = n_{\text{электр}} = 731,25 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{\text{РП}}} = \frac{731,25}{2,296} = 318,49 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_3 = n_3' = \frac{n_2}{u_{\text{КП}}} = \frac{318,49}{2,5} = 127,396 \text{ мин}^{-1}.$$

Величины крутящих моментов:

$$T_1 = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{7,298}{731,25} = 95,31 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_2 = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{P_2}{n_2} = 9550 \cdot \frac{7,044}{318,25} = 211,216 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_3 = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{P_3}{n_3} = 9550 \cdot \frac{6,868}{127,396} = 514,847 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_3' = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{P_3'}{n_3'} = 9550 \cdot \frac{6,7}{127,396} = 502,25 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

## 8.2. Расчет зубчатременной передачи

Приводится расчет ременной передачи по ГОСТ 38 05227-81.

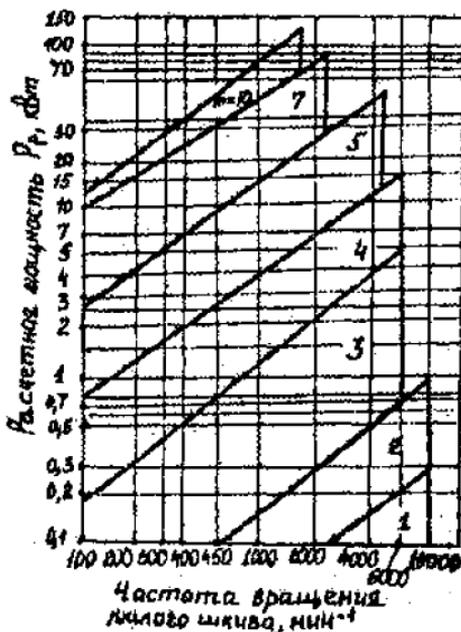


Рис. 8.2

Определяем расчетную мощность:

$$P_p = P_1 \cdot C_p,$$

где  $C_p$  – коэффициент, зависящий от типа приводимой рабочей машины, количества смен, работы, величины перегрузки.

Для конвейеров  $C_p$  можно выбирать из промежутка  $C_p = 1,5 \dots 1,9$ . Большие значения для трехсменной работы.

$$P_p = 7,298 \cdot 1,7 = 12,4 \text{ кВт.}$$

По рис. 8.2 определяем модуль  $m = 7$  мм. Модуль передачи можно рассчитывать по формуле

$$m = 35 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 35 \cdot \sqrt[3]{\frac{7,298}{731,25}} = 7,53 \text{ мм.}$$

Полученная величина округляется в ближайшую сторону до стандартного значения ( $m = 1; 1,5; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0; 7,0; 10,0$  мм).

Число зубьев меньшего шкива определяется по табл. 8.1

$$z_{ш1} = 22.$$

Таблица 8.1

Число зубьев меньшего шкива в зависимости от частоты его вращения

Модуль ремня $m$ , мм	Частота вращения меньшего шкива $\sim n_1$ , мин <sup>-1</sup>	Число зубьев меньшего шкива $z_{ш1}$
1,0	1000	13
	1500	14
	3000	15
1,5 и 2,0	1000	10
	1500	11
	3000	12
3,0	1000	12
	1500	14
	3000	16
4,0 и 5,0	1000	16
	1500	18
	3000	20
7,0 и 10,0	750	22
	1000	24
	1500	26

Число зубьев большего шкива

$$z_{ш2} = z_{ш1} \cdot U = 22 \cdot 2,296 = 50,512.$$

Округляем до целого числа  $z_{ш2} = 50$  и уточняем фактическое передаточное число.

$$U_{\phi} = \frac{z_{ш2}}{z_{ш1}} = \frac{50}{22} = 2,273;$$

$$\Delta U = \frac{|U_{\phi} - U|}{U} \cdot 100\% = \frac{2,273 - 2,296}{2,296} \cdot 100\% = 1\%;$$

$\Delta U \leq 3\%$  – условие выполняется.

Диаметры делительных окружностей шкивов

$$d_1 = m \cdot z_{ш1} = 7 \cdot 22 = 154 \text{ мм};$$

$$d_2 = m \cdot z_{ш2} = 7 \cdot 50 = 350 \text{ мм}.$$

Окружная скорость ремня

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 154 \cdot 731,25}{60 \cdot 1000} = 5,896 \text{ м/с}.$$

Расчетная окружная сила, передаваемая ремнем:

$$F_t = \frac{1000 \cdot P_p}{v} = \frac{1000 \cdot 12,4}{5,896} = 2103,2 \text{ Н}.$$

Число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с малым шкивом:

$$z_0 = z_{ш1} \cdot \frac{\alpha_1}{360^\circ},$$

где  $\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a}$  – угол охвата шкива ремнем.

$a$  – межосевое расстояние, которое, если не задано, выбирается из рекомендуемого промежутка:

для ремней с  $1 \leq m \leq 5$  мм

$$a_{\min} = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) + 2m;$$

для ремней с  $m = 7$  мм и  $m = 10$  мм

$$a_{\min} = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) + 3m = 0,5 \cdot (154 + 350) + 3 \cdot 7 = 273 \text{ мм};$$

$$a_{\max} = 2 \cdot (d_1 + d_2) = 2 \cdot (154 + 350) = 1008 \text{ мм}.$$

Выбираем  $a = 800$  мм.

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{350 - 154}{800} = 166^\circ;$$

$$z_0 = 22 \cdot \frac{166^\circ}{360^\circ} = 10,14;$$

$z_0 \geq 6$  – условие выполняется.

Удельная окружная сила, передаваемая ремнем:

$$F_{\text{т}} = [F]_0 \cdot C_{\text{ш}} \cdot C_z \cdot C_{\text{ш}},$$

где  $[F]_0$  – допускаемая удельная окружная сила, передаваемая ремнем шириной 1 мм; определяется по табл. 8.2;

$C_{\text{ш}}$  – коэффициент, учитывающий передаточное отношение (вводится только для ускоряющих передач);

$C_z$  – коэффициент, учитывающий число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с меньшим шкивом; при  $z_0 \geq 6$   $C_z = 1$ , при  $z_0 < 6$   $C_z = 1 - 0,2 \cdot (6 - z_0)$ ;

$C_{\text{ш}}$  – коэффициент, учитывающий применение натяжного ролика; при одном ролике внутри контура передачи  $C_{\text{ш}} = 0,9$ , при двух –  $C_{\text{ш}} = 0,8$ ; при наличии ролика снаружи контура передачи –  $C_{\text{ш}} = 0,7$ .

$$F_{\text{т}} = 32 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 32 \text{ Н/мм.}$$

Таблица 8.2

m, мм	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	7,0	10,0
$[F]_0$ , Н/мм	2,5	3,5	5,0	9,0	25	30	32	42

Ширина ремня

$$b' = \frac{F_t}{F_v - qv^2},$$

где  $q$  – масса 1 м ремня шириной 1 мм, определяется по табл. 8.3.

Таблица 8.3

m, мм	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	7,0	10,0
$q \cdot 10^{-3}$ , кг/(м·мм)	2,0	2,5	3,0	4,0	6,0	7,0	8,0	11,0

$$b' = \frac{2103,12}{32 - 8 \cdot 10^{-3} \cdot (5,896)^2} = 66,3 \text{ мм.}$$

Ширина ремня  $b$  с учетом коэффициента  $C_{ш}$  (табл. 8.4):

$$b = \frac{b'}{C_{ш}} = \frac{66,3}{1,15} = 57,65 \text{ мм.}$$

Полученное значение округляется до стандартного (большого расчетного) из табл. 8.4.

Принимаем  $b = 63$  мм.

Следует проверить условие  $b \leq d_1$ ;  $63 \text{ мм} < 154 \text{ мм}$  – условие выполняется.

Таблица 8.4

$b'$	до 8	св. 8 до 16 вкл.	св. 16 до 25	25	св. 25 до 40 вкл.	св. 40 до 65 вкл.	св. 65 до 100 вкл.	св. 100
$C_{ш}$	0,70	0,85	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20

Ширина шкива без бортов (рис. 8.3)

$$B = b + m = 63 + 7 = 70 \text{ мм.}$$

Диаметры вершин зубьев шкивов:

$$d_{a1} = d_1 - 2\delta + K_1; \quad d_{a2} = d_2 - 2\delta - K_2,$$

где  $\delta$  – расстояние от впадины зуба до средней линии несущего слоя ремня по ОСТ 3805114-76:

для  $m = 1,0; 1,5; 2$  мм  $\delta = 0,4$  мм;

для  $m = 3,0$  и  $4,0$  мм  $\delta = 0,6$  мм;

для  $m = 5,0; 7,0; 10,0$  мм  $\delta = 0,8$  мм;

$K_1$  и  $K_2$  – поправки, учитывающие нагрузку и податливость витков металлокорда, мм:

$$K_1 = 0,2 \cdot \frac{F_1}{b} \cdot \lambda \cdot z_{ш1}; \quad K_2 = 0,2 \cdot \frac{F_2}{b} \cdot \lambda \cdot z_{ш2},$$

где  $\lambda$  – податливость витков металлокорда ремня; определяется по табл. 8.6.

Стандартные значения ширины зубчатых ремней

Ширина ремня, мм	Модули ремня, мм							
	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	7,0	10,0
3,0	x	x	-	-	-	-	-	-
4,0	x	x	-	-	-	-	-	-
5,0	x	x	x	-	-	-	-	-
8,0	x	x	x	-	-	-	-	-
10,0	x	x	x	-	-	-	-	-
12,5	x	x	x	x	-	-	-	-
16,0	-	x	x	x	-	-	-	-
20,0	-	x	x	x	x	-	-	-
25,0	-	-	-	x	x	x	-	-
32,0	-	-	-	x	x	x	-	-
40,0	-	-	-	x	x	x	x	-
50,0	-	-	-	x	x	x	x	-
63,0	-	-	-	-	x	x	x	x
80,0	-	-	-	-	x	x	x	x
100,0	-	-	-	-	x	x	x	x
125,0	-	-	-	-	-	-	x	x
160,0	-	-	-	-	-	-	-	x
200,0	-	-	-	-	-	-	-	x

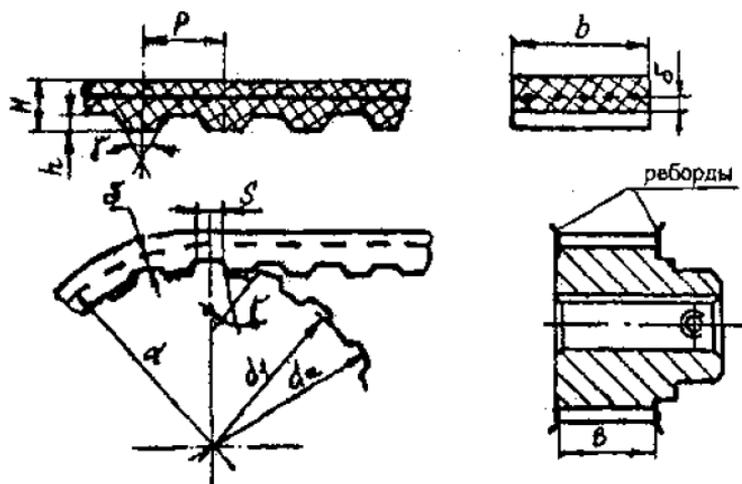


Рис. 8.3. Основные элементы зубчаторемной передачи

$$\lambda = 1,1 \cdot 10^{-4} \text{ мм}^2/\text{Н};$$

$$K_1 = 0,2 \cdot \frac{2103,12}{63} \cdot 1,1 \cdot 10^{-4} \cdot 22 = 0,16 \text{ мм};$$

$$K_2 = 0,2 \cdot \frac{2103,12}{63} \cdot 1,1 \cdot 10^{-4} \cdot 50 = 0,367 \text{ мм};$$

$$d_{a1} = 154 - 2 \cdot 0,8 + 0,16 = 152,56 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = 350 - 2 \cdot 0,8 - 0,367 = 348,833 \text{ мм}.$$

Таблица 8.6

m, мм	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	7,0	10,0
$\lambda \cdot 10^{-4} \text{ мм}^2/\text{Н}$	7	8	9	14	6	8	11	16

Длина ремня расчетная :

$$L_{\text{расч.}} = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 2 \cdot 800 + \frac{\pi}{2}(350 + 154) + \frac{(350 - 154)^2}{4 \cdot 800} = 1600 + 791,68 + 12,005 = 2403,685 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 3805114-76 принимаем  $L_p = 2462,88 \text{ мм}$  (см. примечание к расчету).

Межосевое расстояние при принятой длине ремня

$$a = \frac{1}{4} \left( L_p - \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) \right) + \frac{1}{4} \sqrt{\left( L_p - \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) \right)^2 - 2(d_2 - d_1)^2} =$$

$$= \frac{1}{4} \left( 2462,88 - \frac{\pi}{2}(350 + 154) \right) +$$

$$+ \frac{1}{4} \sqrt{\left( 2462,88 - \frac{\pi}{2}(350 + 154) \right)^2 - 2(350 - 154)^2} =$$

$$= 417,8 + 412,013 = 829,813 \text{ мм}.$$

Сила, действующая на валы передачи:

$$F_n = \frac{1000 \cdot P_1}{v} + q \cdot v^2,$$

где  $F_v = q \cdot v^2$  – натяжение ремня шириной в 1 мм от центробежных сил, учитывается при  $v \geq 20$  м/с.

$$F_n = \frac{1000 \cdot 7,298}{5,896} = 1237,79 \text{ Н.}$$

#### ПРИМЕЧАНИЕ.

1. Стандартную длину ремня можно определить, зная число зубьев и шаг ремня  $z_p$ , которые указаны в ГОСТ 3805114-76 (табл. 8.7 и 8.8):

$$L_p = z_p \cdot p.$$

Число зубьев ремня должно быть целым числом. Расчетное число зубьев  $z_{расч.} = \frac{L_{расч.}}{p}$  округляется в большую сторону по стандарту до  $z_p$ .

Таблица 8.7

m, мм	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	7,0	10,0
P, мм	3,14	4,71	6,28	9,42	12,57	15,71	21,99	31,42

Таблица 8.8

m, мм	$z_p$
1,0...3,0	40;42;45;48;50;53;56;60;63;67;71;75;80;85; 90;100;105;112;115;125;130;140;150;160
4,0	48;50;53;56;60;63;67;71;75;80;85;90;95;100;105;112;115; 125;130;140;150;160;170;180;190;200;210;220;235;250
5,0	48...200
7,0	56...100
10,0	56...100

2. Сила предварительного натяжения ремня зависит от величины модуля и характера нагрузок на передачу.

При динамическом режиме работы натяжение ремня рекоменду-  
ется

$$2Q = (0,6 \dots 0,8) \cdot F_t.$$

## 9. ПОДБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ, ВЫПОЛНЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ПРИВОДА И РАСЧЕТА КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

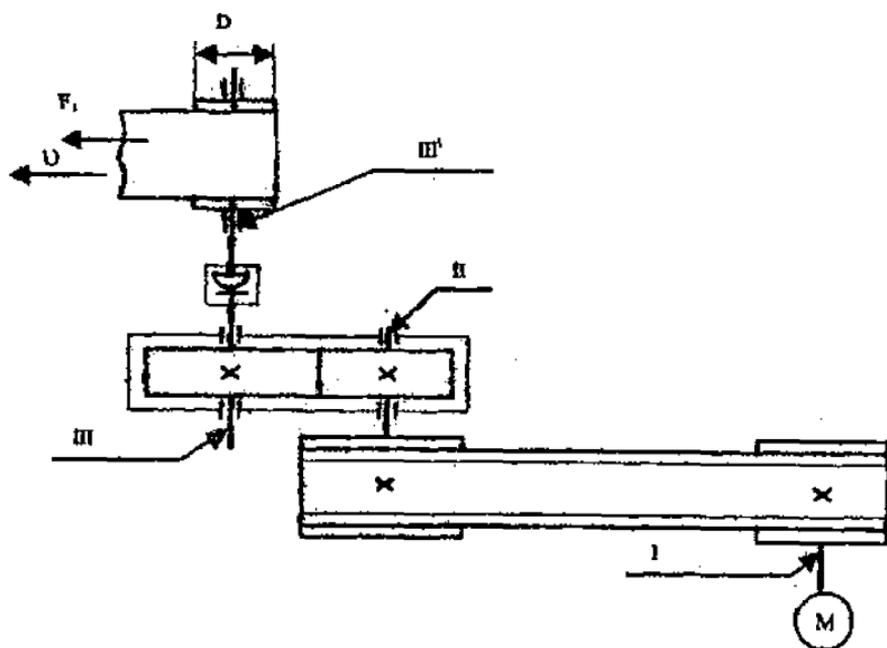


Рис.9.1. Схема привода конвейера

### Исходные данные

1. Тяговое усилие на ленте конвейера  $F_t = 2,5$  кН.
2. Скорость ленты конвейера  $u = 1,65$  м/с.
3. Диаметр барабана конвейера  $D = 250$  мм.
4. Общее передаточное число привода  $U_{\text{общ.}} = 7,5$ .
5. Передача неревверсивная, нагрузка постоянная, работа двух-  
сменная.
6. Ресурс привода 10000 часов.

## 9.1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода

Определяем мощность на валу конвейера:

$$P_3' = F_t \cdot v = 2500 \cdot 1,65 = 3300 \text{ Вт} = 3,3 \text{ кВт.}$$

Определяем число оборотов вала конвейера:

$$n_3' = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot d} = \frac{60 \cdot 1,65}{\pi \cdot 0,25} = 126,05 \text{ мин}^{-1}$$

Определяем общий КПД привода:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot (\eta_4)^3 = 0,95 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot (0,995)^3 = 0,899,$$

где  $\eta_1 = 0,95$  – КПД клиноременной передачи;

$\eta_2 = 0,98$  – КПД зубчатой цилиндрической передачи;

$\eta_3 = 0,98$  – КПД муфты;

$\eta_4 = 0,995$  – КПД пары подшипников.

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{\text{тр}} = \frac{P_3'}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{3,3}{0,899} = 3,67 \text{ кВт.}$$

Требуемая частота вращения вала электродвигателя

$$n_{\text{тр}} = n_3' \cdot U_{\text{общ}} = 126,05 \cdot 7,5 = 945,4 \text{ мин}^{-1}$$

По табл. 3.3 выбираем электродвигатель 4А112МВ6, у которого  $P = 4 \text{ кВт}$ ,  $n_{\text{снкр.}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $n_{\text{аснкр.}} = 950 \text{ мин}^{-1}$ .

Уточняем общее передаточное число привода:

$$U_{\text{общ.}} = \frac{950}{126,05} = 7,537.$$

Распределяем  $U_{\text{общ.}}$  между двумя передачами. Для цилиндрической зубчатой передачи выбираем  $U_{\text{цп}} = 5,0$ , тогда  $U_{\text{рп}} = U_{\text{общ.}} / U_{\text{цп}} = 7,537 / 5,0 = 1,51$ .

Выполняем кинематический расчет привода.

Определяем мощности на валах:

$$P_1 = P_{\text{тр}} = 3,67 \text{ кВт};$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_4 = 3,67 \cdot 0,95 \cdot 0,995 = 3,487 \text{ кВт};$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_4 = 3,487 \cdot 0,98 \cdot 0,995 = 3,399 \text{ кВт};$$

$$P_3' = P_3 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 = 3,399 \cdot 0,98 \cdot 0,995 = 3,3 \text{ кВт}.$$

Обороты валов в минуту:

$$n_1 = n_{\text{вснхр.}} = 950 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{U_{\text{пр}}} = \frac{950}{1,51} = 629,14 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_3 = n_3' = \frac{n_2}{5} = \frac{629,14}{5} = 125,8 \text{ мин}^{-1}.$$

Передаваемые крутящие моменты:

$$T_1 = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{3,67}{950} = 36,89 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_2 = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{P_2}{n_2} = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{3,487}{629,14} = 52,93 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_3 = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{P_3}{n_3} = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{3,399}{125,8} = 258,03 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_3' = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{P_3'}{n_3'} = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{3,3}{125,8} = 250,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

## 9.2. Расчет клиноременной передачи

Исходные данные для расчета: передаваемая мощность  $P_1 = 3,67$  кВт; частота вращения вала двигателя  $n_1 = 950$  мин<sup>-1</sup>; частота вращения вала II  $n_2 = 629,14$  мин<sup>-1</sup>; передаточное число передачи  $U_{\text{пр}} = 1,51$ .

По табл. 9.1 или по графику рис. 9.2 при моменте на ведомом шкиве  $T_2 = 53,93$  Н·м выбираем ремень сечения В (Б), для которого площадь сечения  $A = 138$  мм<sup>2</sup> ( $b_p = 14$  мм;  $h = 10,5$  мм).

Размеры клиновых ремней (по ГОСТ 1284.1-89)

Нормальное сечение ремня	Размеры сечения, мм			A, мм <sup>2</sup>	Диапазоны расчетных длин L, мм	D <sub>min</sub> = d <sub>p</sub> , мм	Рекомендуемый диапазон моментов T <sub>2</sub> , Н·м
	b <sub>p</sub>	h	b <sub>0</sub>				
Z (0)	8,5	6	10	47	400...2500	63	до 25
A (0)	11,0	8	13	81	560...4000	90	11...70
B (Б)	14,0	10,5	17	138	1000...6300	125	40...190
C (В)	19,0	13,5	22	230	1800...10600	200	110...550
Д (Г)	27,0	19	32	476	3150...15000	315	450...2000
Е (Д)	32,0	23,5	38	692	4500...18000	500	1100...4500
ЕО (Е)	42,0	30,0	50	1170	6300...14000	800	свыше 2200

**ПРИМЕЧАНИЕ 1.** Стандартный ряд расчетных длин: 400; 425; 450; 475; 500; 530; 560; 600; 630; 670; 710; 750; 800; 850; 900; 950; 1000; 1060; 1120; 1180; 1250; 1320; 1400; 1500; 1600; 1700; 1800; 1900; 2000; 2120; 2240; 2360; 2500; 2650; 2800; 3000; 3150; 3350; 3550; 3750; 4000; 4250; 4500; 4750; 5000; 5300; 5600; 6000; 6300; 6700; 7100; 7500; 8000; 8400; 9000; 9500; 10000; 10600; 11200; 11800; 12500; 13200; 14000; 15000; 16000; 17000; 18000 мм.

2. Стандартный ряд диаметров шкивов: 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000 мм.

3. В скобках даны обозначения сечений ремней по ГОСТ 1284.1-80.

По табл. 9.2 при угле профиля канавок  $\varphi = 36^\circ$  определяем диаметр меньшего шкива.

Рекомендуется избегать применения шкивов с  $D_{\min}$  (табл. 9.1). Для уменьшения величины напряжений изгиба, снижающих долговечность ремня, выбираются шкивы с диаметрами  $d_p > D_{\min}$ . Принимаем  $d_p = D_1 = 180$  мм.



Рис. 9.2. Рекомендуемые сечения ремней

Диаметр ведомого (большого) шкива

$$D_2 = D_1 \cdot U_{\text{пр}} = 180 \cdot 1,51 = 271,8 \text{ мм.}$$

По табл. 9.1 стандартное значение  $D_2 = 280 \text{ мм}$ .

Фактическое передаточное число с учетом коэффициента упругого скольжения  $\epsilon = 0,01$

$$U_{\phi} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \epsilon)} = \frac{280}{180 \cdot (1 - 0,01)} = 1,57.$$

Отклонение от заданного значения

$$\Delta U = \frac{|U_{\phi} - U|}{U} \cdot 100\% = \frac{1,57 - 1,51}{1,51} \cdot 100\% = 3,9\%,$$

что допустимо. Рекомендуют  $\Delta U \leq 4\%$ .

Скорость ремня

$$v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 180 \cdot 950}{60 \cdot 1000} = 8,95 \text{ м/с.}$$

Выбираем межосевое расстояние из рекомендуемого промежутка (если оно задано, то проверяем, попадает ли заданное значение в указанный промежуток).

Таблица 9.2

Размеры профиля канавок шкивов, мм, по ГОСТ 20889-88 (рис. 3.2)

Сече- ние ремня	l <sub>b</sub>	b	h <sub>ме- нос</sub>	e	f	r	φ = 34°		φ = 36°		φ = 38°		φ = 40°		d	X
							d <sub>b</sub>	b <sub>i</sub>								
Z (0)	8,5	2,5	7,0	12,0	8,0	0,5	63...71	10	80...100	10,1	112...160	10,2	180	10,3	9,0 <sub>005</sub>	6,0
A (0)	11,0	3,3	8,7	15,0	10,0	1,0	90...112	13,1	125...160	13,3	180...400	13,4	450	13,5	11,6 <sub>0005</sub>	7,6
B (Б)	14,0	4,2	10,8	19,0	12,5	1,0	125...160	17,0	160...224	17,2	250...500	17,4	560	17,6	14,7 <sub>0015</sub>	9,6
C (В)	19,0	5,7	14,3	25,5	17,0	1,5	-	-	200...315	22,9	355...630	23,1	710	23,3	20,0 <sub>005</sub>	13,1
D (Д)	27,0	8,1	19,9	37,0	24,0	2,0	-	-	315...450	32,5	500...900	32,8	1000	33,2	28,5 <sub>005</sub>	18,8
E (Д)	32,0	9,6	23,4	44,5	29,0	2,0	-	-	500...560	38,5	650...1120	38,9	1250	39,3	33,8 <sub>0055</sub>	22,3
EO (Е)	42,0	12,5	30,5	58,0	38,0	2,5	-	-	-	-	800...1400	50,6	1600	51,1	44,5 <sub>005</sub>	29,6

ПРИМЕЧАНИЕ. 1. Размеры b, b<sub>i</sub> и e не распространяются на шкивы сварные из листового материала и шкивы для полуперекрестных передач.

2. Шероховатость рабочих поверхностей канавок не должна быть более R<sub>a</sub> = 2,5 мкм.

3. Предельные отклонения угла φ: 1° - для ремней сечений Z, A, B; 30' - для ремней сечений C, D, E, EO.

$$0,7 \cdot (D_1 + D_2) \leq a \leq 2 \cdot (D_1 + D_2);$$

$$0,7 \cdot (180 + 280) \leq a \leq 2 \cdot (180 + 280);$$

$$322 \leq a \leq 920.$$

Принимаем  $a = 600$  мм.

Расчетная длина ремня

$$L_p = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} =$$

$$= 2 \cdot 600 + \frac{\pi}{2}(180 + 280) + \frac{(280 - 180)^2}{4 \cdot 600} = 1926,73 \text{ мм.}$$

Стандартная ближайшая длина ремня по табл. 9.1  $L_p = 1900$  мм.

Уточняем межосевое расстояние для выбранной длины ремня

$$a = 0,25 \left[ (L_p - \omega) + \sqrt{(L_p - \omega)^2 - 8q} \right],$$

$$\text{где } \omega = \pi \cdot \frac{D_1 + D_2}{2} = \pi \cdot \frac{180 + 280}{2} = 722,57 \text{ мм;}$$

$$q = \left( \frac{D_2 - D_1}{2} \right)^2 = \left( \frac{280 - 180}{2} \right)^2 = 2500 \text{ мм.}$$

$$a = 0,25 \left[ (1900 - 722,57) + \sqrt{(1900 - 722,57)^2 - 8 \cdot 2500} \right] =$$

$$= 0,25 \cdot (1177,43 + 1168,91) = 586,585 \text{ мм.}$$

Минимальное межосевое расстояние при надевании ремня

$$a_{\min} = a - 0,015L_p = 586,585 - 0,015 \cdot 1900 = 558,085 \text{ мм.}$$

Максимальное межосевое расстояние для компенсации вытяжки ремня в процессе работы

$$a_{\max} = a + 0,03 \cdot L_p = 586,585 + 0,03 \cdot 1900 = 643,585 \text{ мм.}$$

Угол охвата на малом шкиве

$$\alpha = 180^\circ - 57^\circ \frac{D_2 - D_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \frac{280 - 180}{586,585} = 170,28^\circ = 170^\circ 16' 57''.$$

Условие  $\alpha \geq 120^\circ$  выполняется.

Окружное усилие

$$F_t = \frac{1000 \cdot P_1}{v_1} = \frac{1000 \cdot 3,67}{8,95} = 410,056 \text{ Н.}$$

Частота пробега ремня

$$v = \frac{v_1}{L_p} = \frac{8,95}{1,9} = 4,71 \text{ с}^{-1}.$$

Условие  $v \leq 10 \text{ с}^{-1}$  выполняется.

Исходное удельное окружное усилие  $K_0$  определяем из табл. 9.3 по значению касательного напряжения в ремне (при  $v = 5 \text{ с}^{-1}$   $\sigma_0 = 1,5 \text{ МПа}$ , при  $v = 5 \dots 10 \text{ с}^{-1}$   $\sigma_0 = 1,2 \text{ МПа}$ ,  $v > 10 \text{ с}^{-1}$   $\sigma_0 = 0,9 \text{ МПа}$ );  $K_0 = 2,05 \text{ МПа}$ .

Таблица 9.3

Допускаемое исходное удельное окружное усилие  $K_0$   
для ремней [9]

Диаметр малого шкива	Сечение ремня	$K_0$ , МПа		
		$\sigma_0 = 0,9 \text{ МПа}$	$\sigma_0 = 1,2 \text{ МПа}$	$\sigma_0 = 1,5 \text{ МПа}$
1	2	3	4	5
71	Z (0)	1,18	1,45	1,62
80		1,28	1,57	1,74
90 и более		-	1,65	1,86
100	A (A)	1,23	1,51	1,67
112		1,31	1,61	1,80
125 и более		-	1,70	1,91
140	B (B)	1,23	1,51	1,67
160		1,36	1,67	1,88
180 и более		-	1,74	2,05
200	C (B)	1,23	1,51	1,67
224		1,38	1,69	1,89
250		-	1,84	2,07
280 и более		-	1,91	2,24

1	2	3	4	5
315	Д (Г)	1,23	1,51	1,67
355		1,40	1,72	1,93
400		–	1,91	2,16
450 и более		–	1,92	2,24
500	Е (Д)	1,23	1,51	1,67
560		1,40	1,72	1,93
630 и более		–	1,92	2,24
800	Е0 (Е)	1,23	1,51	1,67
900		–	1,73	1,95
1000 и более		–	1,92	2,24

Допускаемое удельное окружное усилие [9]

$$K = K_0 \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3,$$

где  $C_1, C_2, C_3$  – поправочные коэффициенты:

$C_1$  – коэффициент угла обхвата (табл. 9.4);

$C_2$  – коэффициент скорости (табл. 9.5);

$C_3$  – коэффициент режима работы (табл. 9.6).

$$K = 2,05 \cdot 0,98 \cdot 1,04 \cdot 1,0 = 2,089 \text{ МПа.}$$

Необходимое число ремней

$$z = \frac{F_t}{K_A} = \frac{410,056}{2,089 \cdot 138} = 1,422.$$

Принимаем  $z = 2$ .

Сила, действующая на валы:

$$F_n = 2\sigma_0 \cdot A \cdot Z \cdot \sin(\alpha / 2) = 2 \cdot 1,5 \cdot 138 \cdot 2 \cdot \sin(170^\circ 16' 57'' / 2) = 825,023 \text{ Н.}$$

Силу  $F_n$  считаем направленной по межосевой линии.

Расчетная долговечность ремня

$$L_h = \frac{10^7}{7200 \cdot \nu} \left( \frac{\sigma_N}{\sigma_{\max}} \right)^m k_1 k_2,$$

где  $\sigma_N$  – временной предел выносливости (для клиновых ремней принимаем  $\sigma_N = 9$  МПа);

$k_1$  – коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа  $U$  на долговечность ремня в зависимости от напряжения изгиба (при  $U = 1; 1,26; 1,41; 2; 4$   $k_1 = 1; 1,3; 1,4; 1,7; 1,9$  соответственно);

$k_2$  – коэффициент, учитывающий режим работы передачи (при постоянной нагрузке  $k_2 = 1$ ; при переменной нагрузке  $k_2 = 1,8$ ).

$\sigma_{\max}$  – максимальное напряжение в цикле для ремней;

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \sigma_1 / 2 + \sigma_u + \sigma_c,$$

где  $\sigma_0$  – напряжение в ремне от силы предварительного натяжения (см. выше);

$\sigma_1 / 2 = F_1 / 2A$  – напряжение от окружного усилия;

$\sigma_u = E_u \cdot \delta / D_{\min}$  – напряжение изгиба ( $\delta = h$  – толщина или высота ремня;  $E_u$  – модуль упругости ремня при изгибе:  $E_u = 80 \dots 140$  МПа для прорезиненных ремней;  $E_u = 0,5 \cdot 10^3$  МПа для синтетических ремней;  $D_{\min}$  – диаметр меньшего шкива;

$\sigma_c = \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6}$  – напряжение от центробежных сил ( $\rho = 1,25 \times 10^3 \dots 1,5 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup> для прорезиненных ремней;  $\rho = 0,6 \cdot 10^3 \dots 1,2 \times 10^3$  кг/м<sup>3</sup> для синтетических ремней);

$m$  – показатель степени (для клиновых ремней  $m \approx 8$ ).

Определяем максимальное напряжение в ремне

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= 1,5 + \frac{410,056}{2 \cdot 138 \cdot 2} + \frac{80 \cdot 10,5}{180} + 1,2 \cdot 10^3 \cdot (8,95)^2 \cdot 10^{-6} = \\ &= 1,5 + 0,74 + 4,7 + 0,096 = 7,036 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Определяем расчетную долговечность ремня

$$L_h = \frac{10^7}{7200 \cdot 4,71} \left( \frac{9}{7,036} \right)^8 \cdot 1,4 \cdot 1 = 2958,75 \text{ ч.}$$

Требуемая долговечность ремней

$$L_n = 1000 \dots 5000 \text{ ч.}$$

Для ремня сечения В условия долговечности соблюдаются.

Таблица 9.4

Значения коэффициента  $C_1$

Угол обхвата $\alpha$ , град	Коэффициент $C_1$		Угол обхвата $\alpha$ , град	Коэффициент $C_1$	
	плоские ремни	клиновые ремни		плоские ремни	клиновые ремни
70	—	0,52	130	0,85	0,87
80	—	0,62	140	0,88	0,90
90	—	0,68	150	0,91	0,93
100	—	0,74	160	0,94	0,96
110	0,79	0,79	170	0,97	0,98
120	0,82	0,83	180	1,0	1,0

Таблица 9.5

Значения коэффициента  $C_2$

Коэффициент $C_2$	Скорости ремня $v$ , м/с										
	1	5	10	15	20	25	30	35	40	50	70
Для ремней плоских	1,04	1,03	1,00	0,95	0,88	0,79	0,68	—	—	—	—
клиновых	1,05	1,04	1,00	0,94	0,85	0,74	0,60	—	—	—	—

Значения коэффициента  $C_3$ 

Характер нагрузки	Тип машины	Коэффициент $C_3$
Спокойная нагрузка. Пусковая нагрузка до 120 % номинальной	Электрические генераторы, вентиляторы, компрессоры, ленточные конвейеры, токарные, сверлильные, шлифовальные станки	1,0
Умеренные колебания нагрузки. Пусковая нагрузка до 150% номинальной	Поршневые насосы и компрессоры с тремя и более цилиндрами. Пластинчатые конвейеры. Станки-автоматы. Фрезерные станки	0,9
Значительные колебания нагрузки. Пусковая нагрузка до 200% номинальной	Реверсивные приводы. Элеваторы, винтовые прессы. Строгальные и долбежные станки	0,8

## Литература

1. Курсовое проектирование деталей машин / С.А.Чернавский, К.Н.Боков, И.М.Чернин и др. – М.: Машиностроение, 1987. – 416 с.
2. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высш. школа, 1985. – 416 с.
3. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Высш. школа, 1991. – 432 с.
4. Фролов М. И. Техническая механика. Детали машин. – М.: Высш. школа, 1990. – 352 с.
5. Эрдеди А. А., Эрдеди Н. А. Техническая механика. Детали машин. – М.: Высш. школа, 1992. – 272 с.
6. Прикладная механика / Под общ. ред. А.Т.Скойбеды. – М.: Высш. школа, 1997. – 552 с.
7. ГОСТ 21354–87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвенты внешнего зацепления. Расчет на прочность. – М.:Изд-во стандартов, 1987.

8. Детали машин в примерах и задачах / С.Н.Ничипорчик, М.И.Коржехнцевский, В.Ф.Калачев и др.; Под общ. ред. С.Н.Ничипорчика. – Мн.: Вышш. школа, 1981. – 432 с.

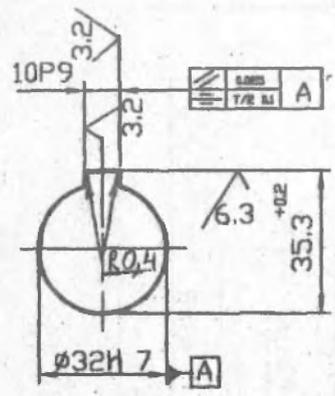
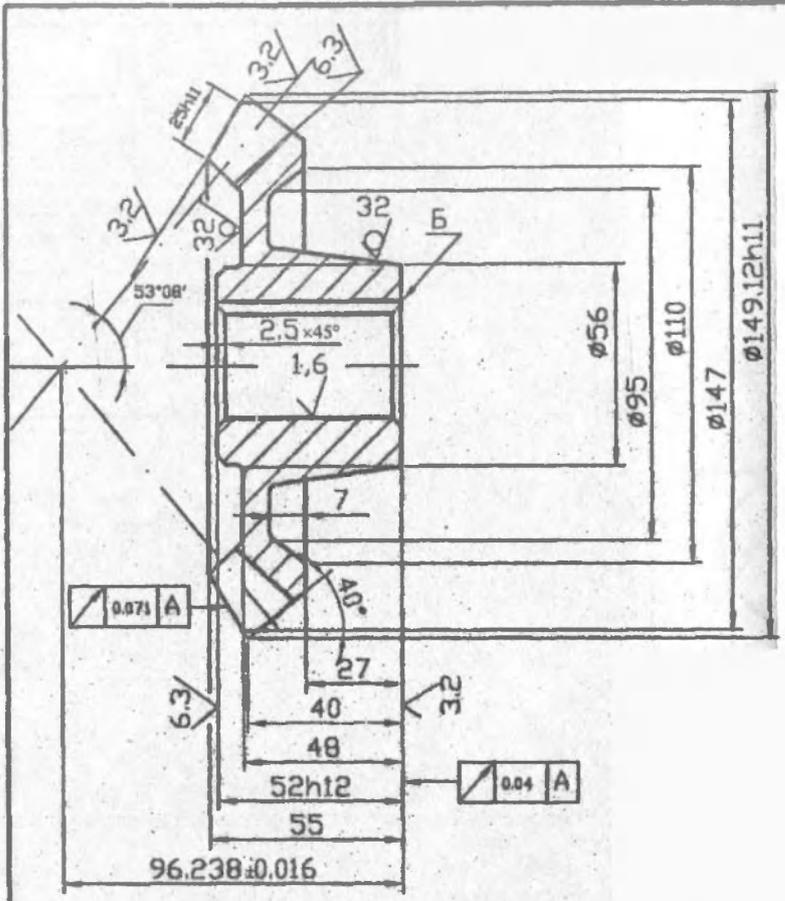
9. Курсовое проектирование деталей машин: Справ. пособие. В 2 ч. Ч. 1. / А.В.Кузьмин, Н.Н.Макейчик, В.Ф.Калачев и др. – Мн.: Вышш. школа, 1982. – 208 с.

## **ПРИЛОЖЕНИЕ**

### **ПРИМЕРЫ ВЫПОЛНЕНИЯ ЧЕРТЕЖЕЙ ДЕТАЛЕЙ**



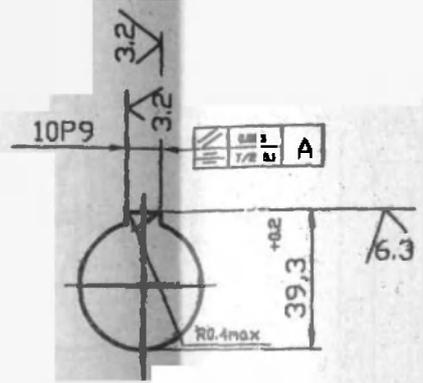
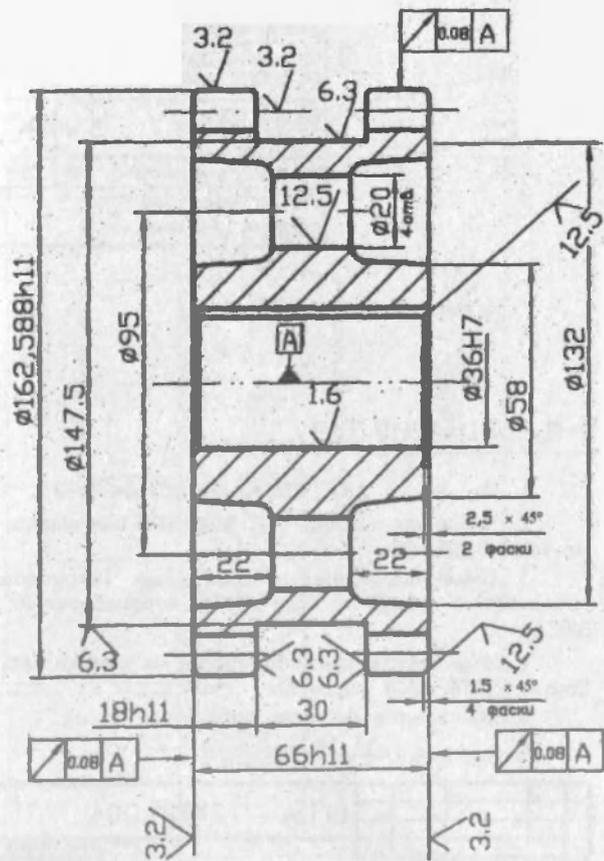
12.3 (✓✓)



Внеш. окр. модуль	$m_e$	4
Число зубьев	$Z$	36
Тип зуба	-	прямой
Исходный контур	-	по ГОСТ 1758-81
Коэф. смещения	$X_e$	0
Коэф. изменения толщины зуба	$X_t$	0
Угол делит. конуса	$\delta$	$50^\circ 11' 40''$
Степень точности по ГОСТ 1758-81	-	10-9-7-B
Пост. хорда зуба	$S_{ce}$	5,9(-0,1,-0,2)
Высота пост. хорды	$h_{ce}$	2,99
Меж. угол передачи	$\Sigma$	$90^\circ$
Ср. окруж. модуль	$m_m$	3,43
Внеш. конус. расст.	$R_e$	93,723
Сред. конус. расст.	$R_m$	11,223
Сред. делит. диам.	$d_m$	23,48
Угол кон. впадин	$\alpha$	$47^\circ 15' 50''$
Внешн. выс. зуба	$h_a$	8,8
Обознач. чертежа сопряж. шестерни		

1. Гр. II. 212...248HB ГОСТ В479-70.
2. Класс точности - Т3, степень сложности - С2 по ГОСТ 7505-89.
3. 35...45 НRCa.
4. Базовый торец - Б.
5. H14, h14,  $\pm \frac{IT 14}{2}$ .

БГПА . 722364.005			
Исполн.	В. Гусев	Проф.	Давыдов
Проф.			
С. Мещеряков			
Н. Мещеряков			
Проф.			
Колесо зубчатое		Число	2,17
		Диаметр	12
Сталь 40ХН ГОСТ 4843-71		БГПА	вр.

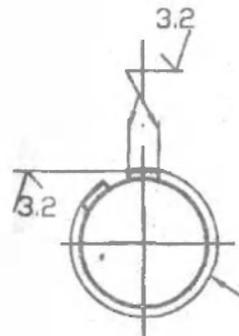
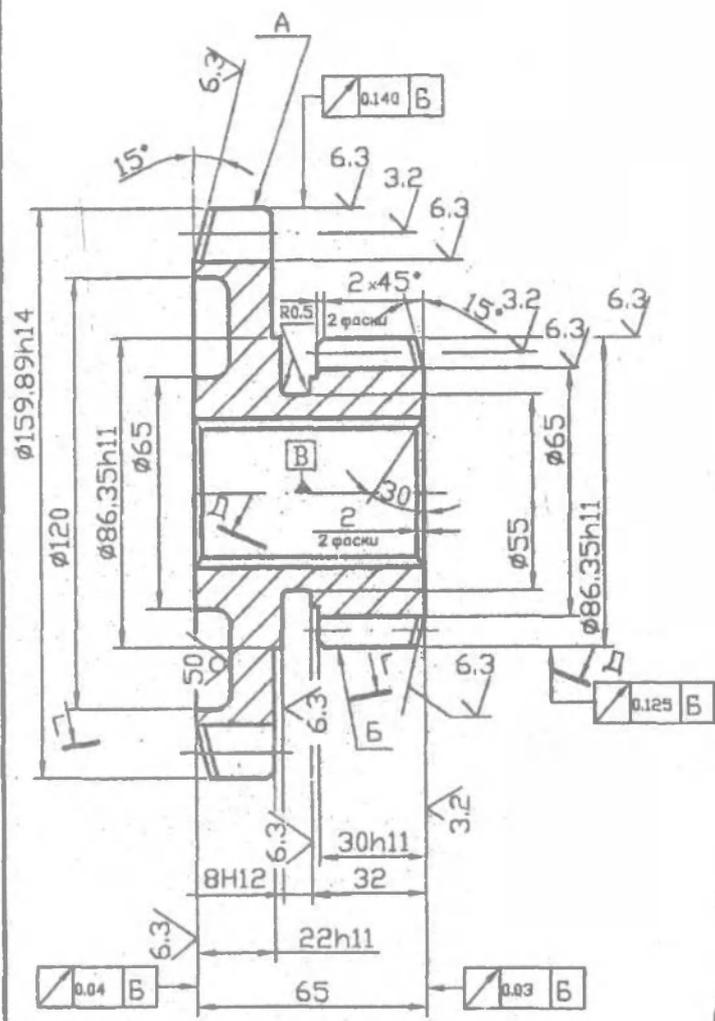


ГО СТ	Модуль	m	3
	Число зубьев	z	50
	Угол наклона	$\beta$	$18^\circ 45' 50''$
	Напр-е линии зуба		Шевронная
	Норм. иск. контур		ГОСТ 13745-81
	Кэф. смещения	X	-0,3
	Степ. точ. ГОСТ 1645-81		8-8-7-С
	Пост. кор-я зуба	Sc	1,448
	Выс. до пост. кор-я	h <sub>в</sub>	1,448
	Делит. диаметр	d	158,388
Обозн. чертежа сопряж. шестерни			
		65	10
		110	

1. Пр. л. 174 - 217 НВ ГОСТ 8429 - 70.
2. Класс точности - 7<sub>г</sub>, степень сложности - 89 по ГОСТ 7595 - 89.
3. 369... 311 НВ.
4. Неуказанные радиусы скругления 3... 8 мм.
5. H14, h14,  $\pm \frac{IT 14}{2}$ .

БГПА. Т2 1645.006			
Мат. Лист	Контур	Деталь	Деталь
Пробл.			
С. Номер			
Н. Номер			
Иск.			
Колесо зубчатое			
Сталь 40Х ГОСТ 4543 - 71			

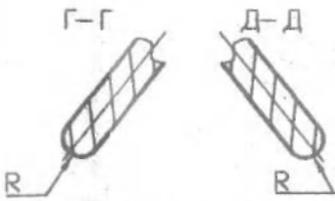
12.5  
✓(✓)



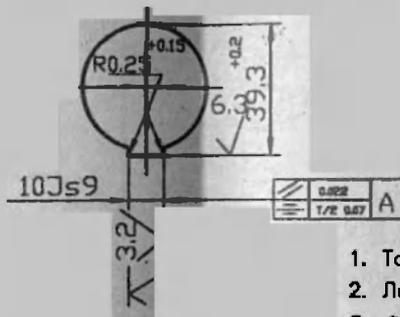
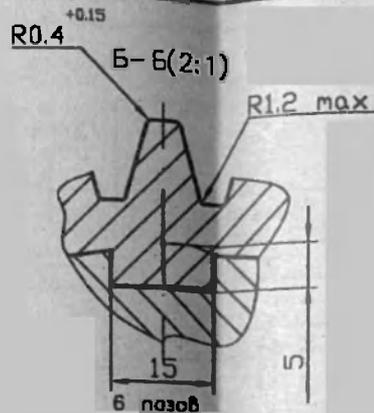
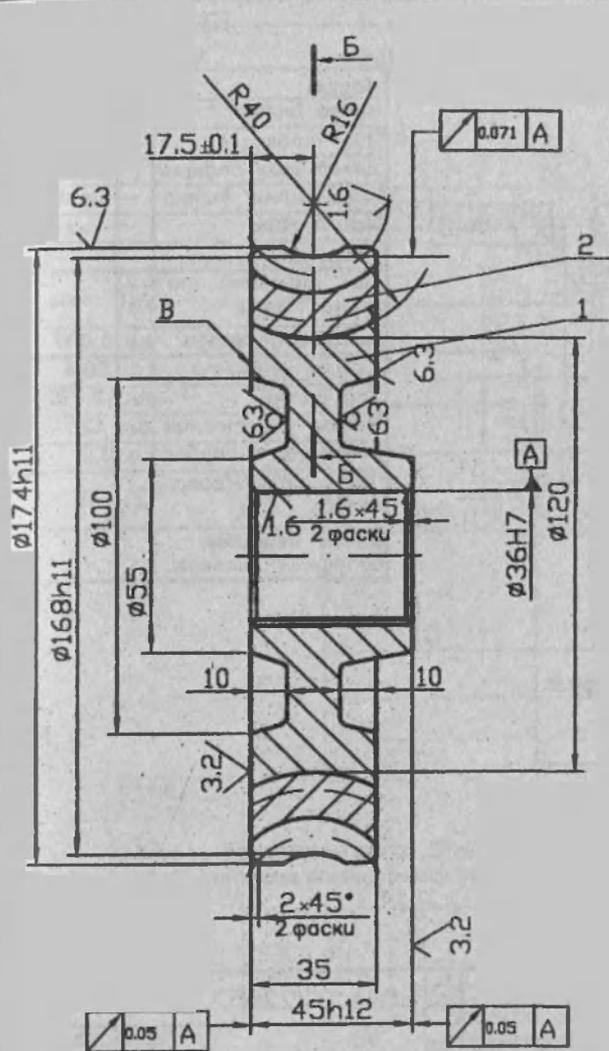
D-8x36H11x42H8x7F8

Зубчатый бенец		A	B
Модуль	m	4	4
Число зубьев	Z	38	19
Нормальный исход контур	-	ГОСТ 13758-81	ГОСТ 13758-81
Козф. смещения	X	0	0.36
Степень точности по ГОСТ 1643-81	-	10-9-7-1	10-9-7-1
Длина общей нормали	W	-4.17 38.86	-4.13 38.87
Делит. диаметр	d	152	76
Обозн. чертежа сопряж. колеса			

1. Гр. II, 187...229 НВ ГОСТ 8479-70.
2. Класс точности -Т4, степень сложности -С2 по ГОСТ 7505-89.
3. Цементировать h0,8...1,2мм. Твердость поверхности зубьев 56...64 HRCз, сердцевина-32...46 HRCз.
4. Допускается изготовливать из материала Сталь 25ХГТ ГОСТ 4543-71.
5. Неуказанные радиусы скруления 10мм.
6. H14, h14, ±  $\frac{IT 14}{2}$ .



БГПА . 721621.004		Алтур	Маски	Г.маски
Имя	И.групп	Г.маск	Маск	Маск
Г.маск			3.07	1/2
Б.маск				
И.маск				
Маск				
Блок шестерен		Лист 1		
Ссылка 1807 ГОСТ 6042 - 71		БГПА	ар.	



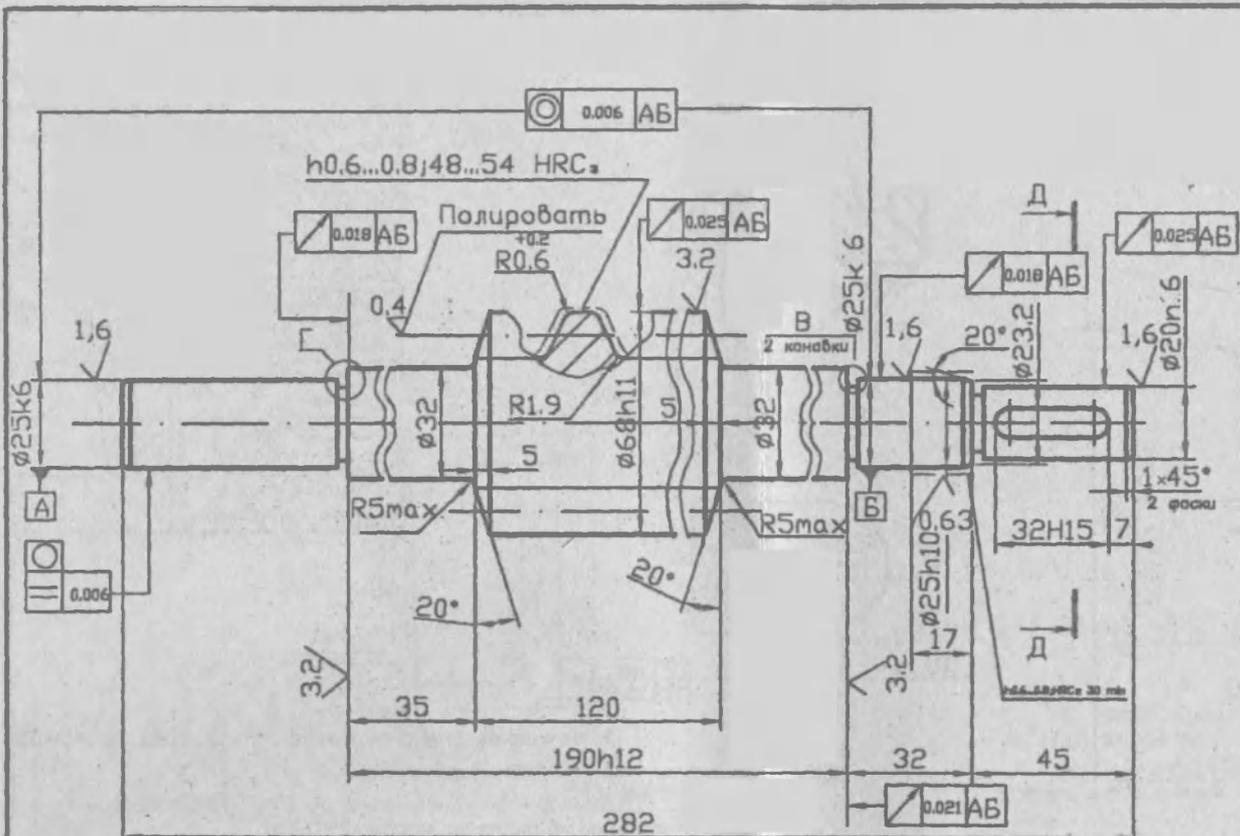
12.5 (✓)

Модуль	m	4
Число зубьев	Z <sub>2</sub>	40
Напр. линии зуба		Левая
Коэф. смещ. червяка	X	0
Исх. произ. червяк		ГОСТ 18746-81
Степень точности по ГОСТ 3875-81		8-7-6-Ba
Межосев. расст.	a	100
Делительн. диаметр червячного колеса	d <sub>e</sub>	160
Вид сопряженного червяка		ZA
Число витков сопряж. червяка	Z <sub>1</sub>	2
Обозн. чертежа сопряж. червяка		

1. Точность отливки 11m-6-16-12 ГОСТ 26645-85
2. Литевые радиусы 3...5мм.
3. Фармабочные уклоны по ГОСТ 3212-92 в сторону увеличения массы отливки.
4. Базовый торец-B.
5. H16, h16, ±t/2.
6. Остальные технические требования по ГОСТ 26358-84.

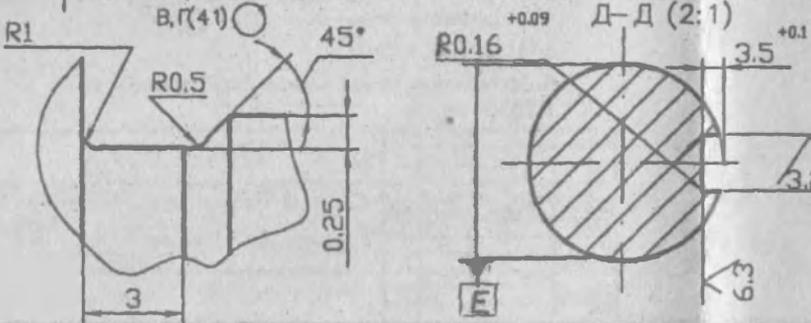
БГПА . 722534.007			
Имя Листв	И.П.Иванов	Инж.	Датум
Разработ.			
Провер.			
Т. Констр.			
Н. Констр.			
Удобр.			
Колесо червячное			
Сварочный чертеж			
Диаметр	Модуль	Масштаб	
	4.45	1:2	
Лист	Листов 1		
БГПА	ар		

12.5 ✓✓



Модуль	m	6,3
Число зубцов	Z	1
Вид червяка	-	ZA
Делит. угол подребра	δ	7°7'30"
Напр. линии витка	-	Правое
Иск. червяк	-	ГОСТ 18026-81
Степ. точ. ГОСТ 18026-81	-	3-7-6-8с
Дел. толщина по хорде витка	sa1	9,815 -0,020 -0,020
Высота до хорды	ha1	6,037
Делит. диаметр	da	50,4
Ход витка	pz1	18,782
Межос. расстояние	a	125
Кэф. диам. червяка	q	8,0
Число зубьев сопр. колеса	Z <sub>2</sub>	30
Обозн. чертежа сопряжен. колеса		

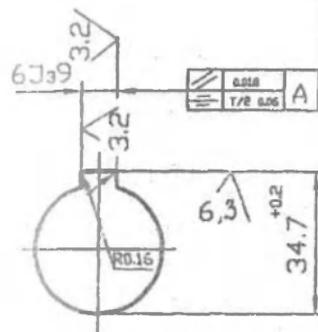
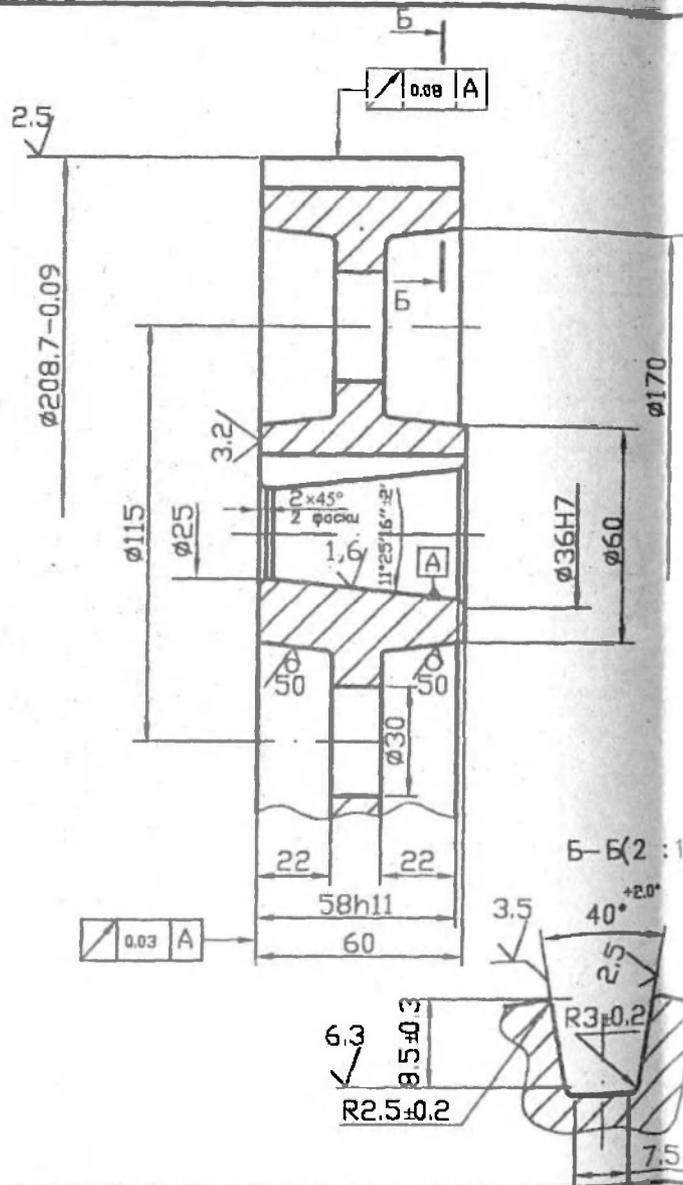
- 269...302 НВ, кроме мест указанных особо.
- Торцовые кромки витков закруглить R = 3 мм.
- h14. ± IT 14 / 2



БГПА . 722552.009		Листы	Контр.	Материал
Червяк		2.58	1e	
Спецификация: ГОСТ 4543 - 71		Лист 1 из 1		
БГПА		сп.		







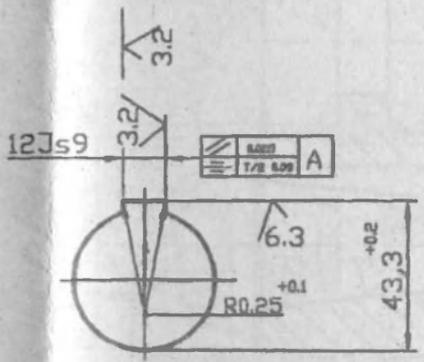
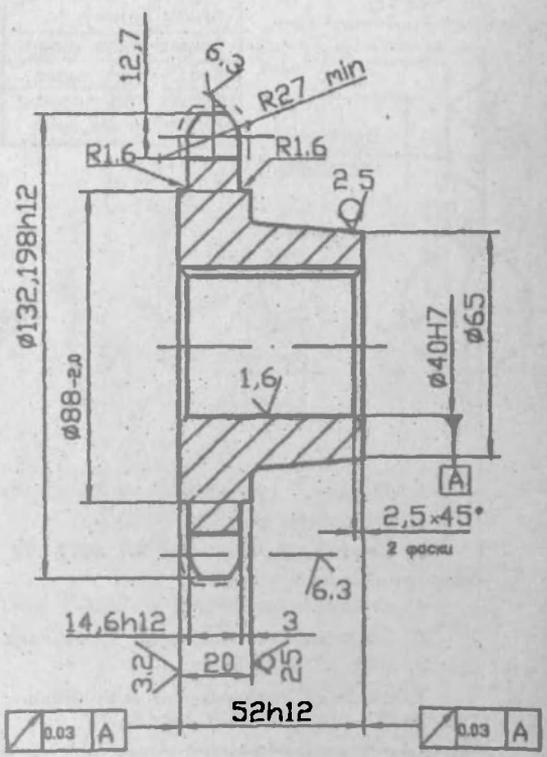
12.5  
✓(✓)

Модуль	m	7
Число зубьев	z	30
Диам. делительный окружности	d	210
Окр. шаг по сред. линии зубьев	Pt	20.965
Отклонение шага	f <sub>pt</sub>	±0.030
Накл. погр. шова	f <sub>w</sub>	0.095
Допуск. на погреш. направления зуба	f <sub>β</sub>	0.025

1. Точность отливки 10-0-0-10 ГОСТ 26645-85.
2. Литевые радиусы 3...5мм.
3. Формов. уклоны по ГОСТ 3212-92 в сторону увеличения массы отливки.
4. Степень точности конуса-7 по ГОСТ 8908-81.
5. Балансировать. Допуск дисбаланс - 6 г.м.
6. H16, h16, ±z/2.
7. Основные технические требования по ГОСТ 26358-84 и ОСТ 38.05114-76.

БГПА . 711697.014			
Изм.	Лист	Контур	Лист
Разоб.	Шкив ведомый		Листов 1
Град.			Листов 1
Г. Констр.			
Н. Констр.	С-20 ГОСТ 1412-85		БГПА ер
Удл.			

12.5 (✓✓)

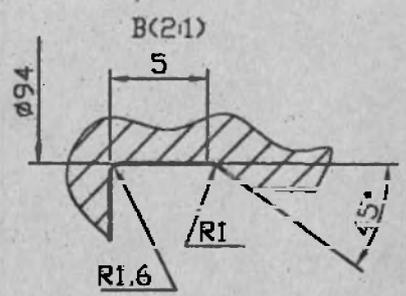
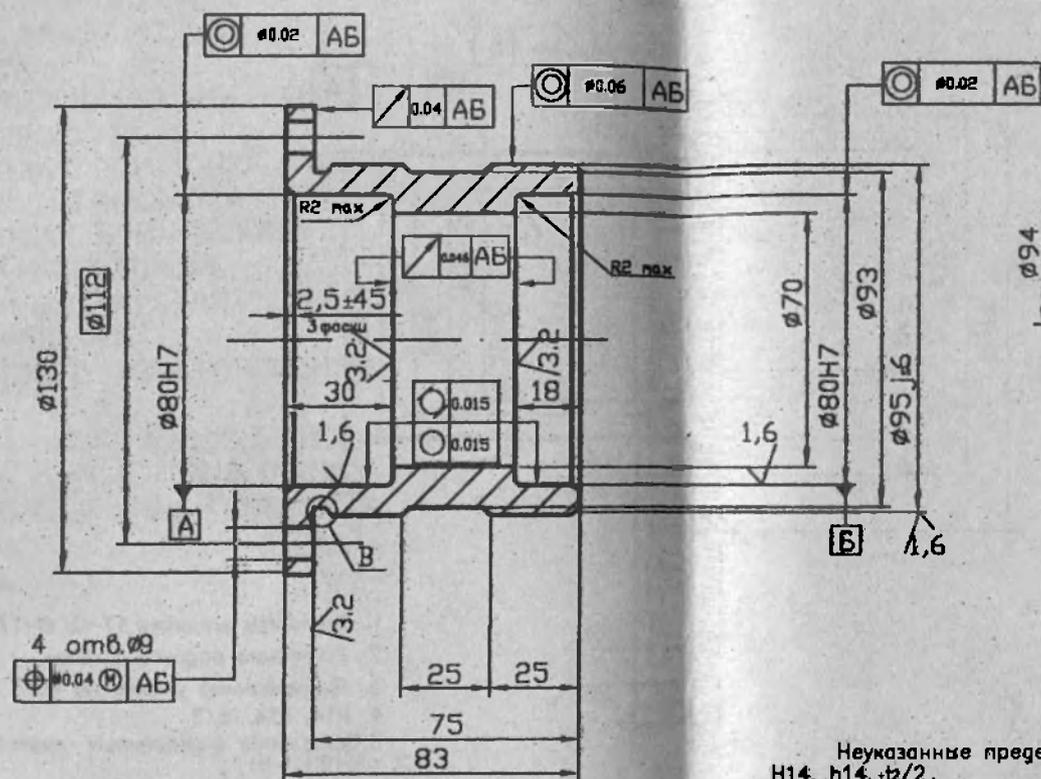


Число зубьев	Z	15
Сопряж. цепь	Шаг	t 25.4
	Диам. раз.	D 15.88
Профиль зуба по ГОСТ 591-69	-	Без смещения
Группа точн. по ГОСТ 591-69	-	B
Наибольшая хорда	x	103.438 мм
Допуск на разности шагов	ft	0.100
Радиальное биение окружности впадин	Es	0.250
Торцовое биение зубчатого венца	-	0.250
Диаметр делит. окружности	d	122.167
Сопр. цепь	Шир. внутрен. пластины	b 24.2
	Расст. между внутр. пласт.	bb 15.88

1. Отливка 2- а группы ГОСТ 977-88.
2. Точность отливки 10-5-12-10 ГОСТ 26645-85
3. Литевные радиусы 3...5мм.
4. Формовочные уклоны по ГОСТ 3212-92 в сторону увеличения тела отливки.
5. Поверхность Б h1,2...2,0мм ; 45-50 HRCз.
6.  $н14 \pm \frac{IT14}{2}$ .
7. Остальные технические требования по ГОСТ 977-88.

				БГПА . 751821.008		
Исполн.	Контроль	Дата	Лист	Звездочка	Листы	Итого
						1.07
				Сталь 40ХЛ ГОСТ 977-75	БГПА	вр

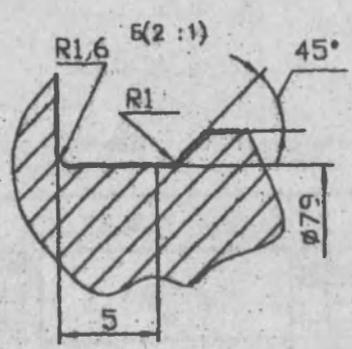
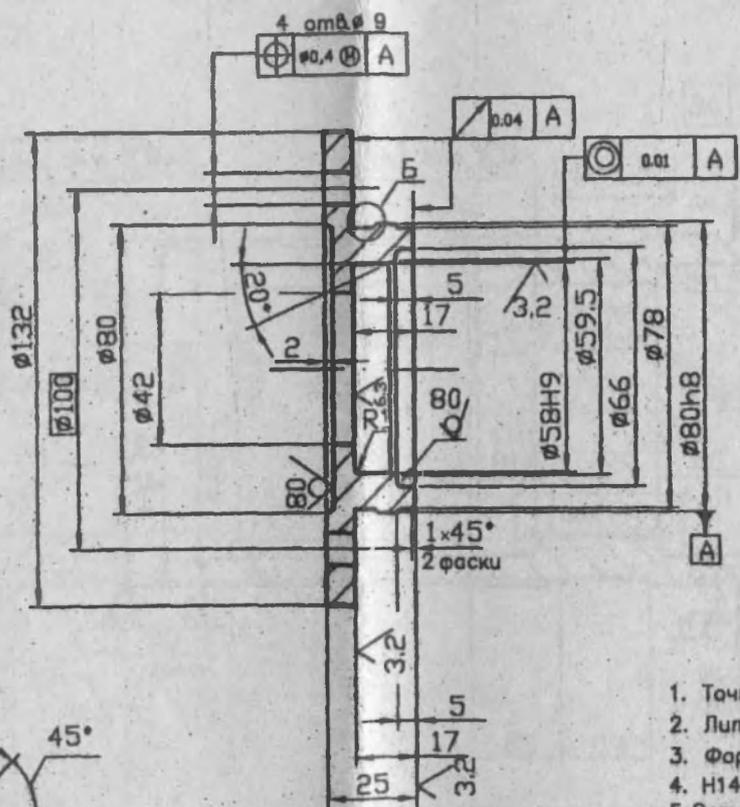
12,5  
✓✓



Неуказанные предельные отклонения размеров H14, h14, ±t/2.

					БГПА, 713652.013			
Изм.	Исполн.	И. Фамилия	Подп.	Дата	Стакан	Диаметр	Высота	Модуль
1							1.97	12
И. Контр.						Лист	Листов 1	
И. Контроль						СМБ ГОСТ 1412-85		БГПА

12,5



1. Точность отливки 17-0-0-17 ГОСТ 26645-85.
2. Литевные радиусы 3...5мм.
3. Фармовочные уклоны по ГОСТ 3212-92.
4. H14, h14, itz/2.
5. Остальные технические требования по ГОСТ 13219:17-81.

				БГПА . 711652.012		
Исполнитель	Проверен	Дата	Деталь	Крышка подшипника	0.98	1/2
С. Контр.						
М. Контр.				О-25 ГОСТ 1412-85	БГПА	вр
Иск.						

## Содержание

Предисловие.....	3
1. ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ.....	4
2. ОРГАНИЗАЦИОННЫЕ МЕРОПРИЯТИЯ ПРИ КУРСОВОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ.....	5
3. ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА.....	6
4. ТРЕБОВАНИЯ К ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ПРОЕКТА.....	25
ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ МЕХАНИЗМОВ В КУРСОВОМ ПРОЕКТЕ.....	29
5. РАСЧЕТ ПРИВОДА С ГОРИЗОНТАЛЬНЫМ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ КОСОЗУБЫМ РЕДУКТОРОМ.....	29
6. РАСЧЕТ ПРИВОДА С КОНИЧЕСКИМ ПРЯМОЗУБЫМ РЕДУКТОРОМ.....	46
7. РАСЧЕТ ПРИВОДА С ЧЕРВЯЧНЫМ РЕДУКТОРОМ И ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ.....	59
8. РАСЧЕТ ПРИВОДА С ЗУБЧАТОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ.....	81
9. ПОДБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ, ВЫПОЛНЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ПРИВОДА И РАСЧЕТА КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	92
Л и т е р а т у р а.....	103
ПРИЛОЖЕНИЕ.....	105