ОПД.Ф.02.04 ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА
КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

Учебное пособие

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

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ..... 7

1. ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ..... 8
1.1. Исходные данные к проекту..... 8
1.2. Содержание расчетно-пояснительной записки..... 8
1.3. Перечень графического материала..... 9

2. ОРГАНИЗАЦИОННЫЕ МЕРОПРИЯТИЯ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ КУРСОВОГО ПРОЕКТА..... 10
2.1. График работы над проектом..... 10
2.2. Групповые и индивидуальные консультации..... 10

3. ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА..... 11
3.1. Общие положения..... 11
3.2. Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода..... 15
3.3. Расчет передач..... 18
3.3.1. Ременные передачи..... 18
3.3.2. Цепные передачи..... 19
3.3.3. Зубчатые передачи..... 20
3.4. Проектировочный расчет валов..... 23
3.5. Подбор и проверочный расчет муфт..... 23
3.6. Предварительный выбор подшипников..... 24
3.7. Эскизная компоновка привода..... 24
3.8. Проверочный расчет валов по эквивалентному моменту 25
3.9. Подбор подшипников качения по долговечности..... 27
3.10. Подбор и проверочный расчет шпоночных и шлицевых соединений..... 28
3.10.1. Шпоночные соединения..... 28
3.10.2. Шлицевые соединения..... 29
3.11. Назначение квалитетов точности, посадок, шероховатостей поверхностей, отклонений формы и расположения поверхностей..... 29
3.12. Проверочный расчет валов на выносливость..... 30
3.13. Выбор способа смазки для передач и подшипников.... 31
3.14. Определение размеров корпуса редуктора..... 32

4. ТРЕБОВАНИЯ К ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ПРОЕКТА..... 33
4.1. Требования к сборочным чертежам..... 33
4.2. Требования к рабочим чертежам деталей..... 33
4.2.1. Корпусные детали..... 33
4.2.2. Детали передач..... 35
4.3. Составление спецификаций..... 35
5. РАСЧЕТ ПРИВОДА С ГОРИЗОНТАЛЬНЫМ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ КОСОЗУБЫМ РЕДУКТОРОМ..... 37
5.1. Выбор электродвигателя, кинематический и силовой расчеты привода..... 37
5.2. Расчет зубчатой передачи..... 40
5.2.1. Выбор материала и способа термообработки колес 40
5.2.2. Расчет допускаемых контактных напряжений..... 40
5.2.3. Определение допускаемых напряжений изгиба... 42
5.2.4. Проектировочный расчет передачи..... 44
5.2.5. Проверочный расчет передачи на контактную усталость..... 48
5.2.6. Проверочный расчет передачи на изгибную усталость..... 52
6. РАСЧЕТ ПРИВОДА С КОНИЧЕСКИМ ПРЯМОЗУБЫМ РЕДУКТОРОМ..... 59
6.1. Выбор электродвигателя, кинематический и силовой расчеты привода..... 59
6.2. Расчет прямозубой конической передачи..... 62
6.2.1. Выбор материала колес и способы их термообработки..... 62
6.2.2. Определение допускаемых напряжений..... 62
6.2.3. Определение геометрических параметров передачи и колес..... 65
6.2.4. Проверочный расчет передачи на контактную усталость активных поверхностей зубьев..... 70
6.2.5. Проверка передачи на выносливость при изгибе... 72

7. РАСЧЕТ ПРИВОДА С ЧЕРВЯЧНЫМ РЕДУКТОРОМ И ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ 75
7.1. Выбор электродвигателя, кинематический и силовой расчеты привода 75
7.2. Расчет червячной передачи 77
7.3. Расчет цепной передачи 88

8. РАСЧЕТ ПРИВОДА С ЗУБЧАТО-РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ 96
8.1. Выбор электродвигателя, кинематический и силовой расчеты привода 97
8.2. Расчет зубчато-ременной передачи 99

9. РАСЧЕТ ПРИВОДА С КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ 108
9.1. Выбор электродвигателя, кинематический и силовой расчеты привода 109
9.2. Расчет клиноременной передачи 111

10. УПРУГИЕ МУФТЫ С ТОРООБРАЗНОЙ ОБОЛОЧКОЙ ПО ГОСТ 20884–93 121

11. МУФТА С РЕЗИНОВОЙ ЗВЕЗДОЧКОЙ ПО ГОСТ 14064–93 128

12. КУЛАЧКОВАЯ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНАЯ МУФТА 133

13. РАСЧЕТ КУЛАЧКОВОЙ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ МУФТЫ 135
13.1. Расчет пружины 140
13.2. Расчет стандартной пружины для муфты 144

14. КУЛАЧКОВАЯ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНАЯ МУФТА ПО ГОСТ 15620–77 150

15. ПРИМЕР ПОДБОРА И РАСЧЕТА КУЛАЧКОВОЙ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ МУФТЫ 151

16. СТАНДАРТНЫЕ КУЛАЧКОВЫЕ
И ФРИКЦИОННЫЕ МУФТЫ..... 156

17. КОНУСНЫЕ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ..... 160

18. РАСЧЕТ КОНУСНОЙ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ
МУФТЫ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩЕЙ ПЕРЕДАЧУ
ВРАЩАЮЩЕГО МОМЕНТА..... 162

19. РАСЧЕТ НЕСТАНДАРТНОЙ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ
ФРИКЦИОННОЙ МУФТЫ, РАСПОЛОЖЕННОЙ НА
ПРОМЕЖУТОЧНОМ ВАЛУ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО
РЕДУКТОРА..... 167
Расчет пружин..... 170
Расчет нестандартной центральной пружины..... 170
Расчет тарельчатой центральной пружины..... 172
Расчет пакета цилиндрических пружин..... 172

ЛИТЕРАТУРА..... 176

ПРЕДИСЛОВИЕ

Курсовой проект по прикладной механике является первой самостоятельной работой студентов по расчету и конструированию механического привода к рабочей машине.

Из-за отсутствия навыков проектирования в процессе выполнения проекта возникает много вопросов, например: по определению последовательности исполнения задания, по выбору материалов и способов термообработки для деталей передач, обеспечению технологичности конструкции, выполнению условий сборки (разборки) и смазки передач и подшипников, использованию стандартов на расчет и конструирование и т. д. С необходимостью выполнения многовариантных расчетов и многократных проработок конструкций с целью получения рационального решения студенты сталкиваются впервые. Для сокращения времени разработки проекта и его выполнения на достаточно высоком инженерном уровне предназначено настоящее пособие, которое представляет собой свод единых требований к организации процесса проектирования, пояснительной записке, чертежам и защите проектов. Эти требования не подавляют инициативу студентов, а способствуют повышению эффективности их самостоятельной работы, поскольку придают строгую направленность производимым ими действиям, освобождают от выполнения лишней работы, предупреждают многие ошибки и промахи.

1. ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

1.1. Исходные данные к проекту

Исходными данными к проекту являются схема разрабатываемого устройства, значения частоты вращения и мощности на выходном валу привода (рис. 1.1).

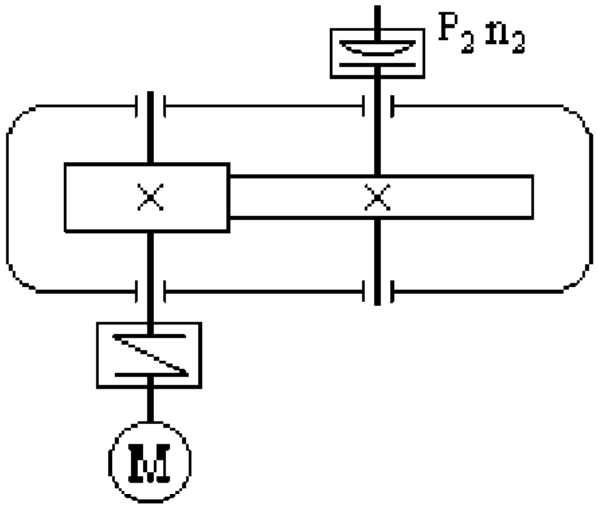

Рис. 1.1. Схема разрабатываемого привода

Если проектируемое устройство является приводом цепного или ленточного конвейера, то известны величины окружной скорости и силы на звездочке или барабане конвейера. Кроме того, могут быть заданы синхронная частота вращения вала электродвигателя, полный срок службы привода в годах $L_{год}$, суточный $K_{сут}$ и годовой $K_{год}$ коэффициенты использования привода, объемы выпуска, направление вращения выходного вала и другие дополнительные данные.

Схема приводного устройства выполняется по ГОСТ 2.703–68 и ГОСТ 2.770–68.

1.2. Содержание расчетно-пояснительной записки

Записка должна содержать следующие разделы.

Назначение, описание устройства и работы привода.

Выбор электродвигателя, кинематический и силовой расчеты привода.

Расчет передач.

Предварительный расчет диаметров валов.

Подбор и проверочный расчет (если необходимо) муфт.

Предварительный выбор подшипников.

Разработка компоновочной схемы.

Подбор подшипников качения по долговечности.

Подбор и проверочный расчет шпоночных и (или) шлицевых соединений.

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

Расчет валов на выносливость (основной расчет).

Выбор способа смазки для передач и подшипников.

Определение размеров корпуса редуктора и его элементов.

Описание сборки редуктора.

Список используемой литературы.

Спецификации.

1.3. Перечень графического материала

В курсовом проекте необходимо разработать общий вид редуктора (привода) с разрезом по осям валов и рабочие чертежи деталей.

2. ОРГАНИЗАЦИОННЫЕ МЕРОПРИЯТИЯ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

2.1. График работы над проектом

График работы над проектом является важнейшим документом, регламентирующим процесс разработки привода. Строгое соблюдение графика работы над проектом направлено против «штурмовщины» – основной причины низкого качества студенческих проектов и несвоевременной их защиты.

График проектирования составляется с учетом продолжительности семестра, в котором выполняется проект, и вносится в техническое задание. Защита проектов должна осуществляться за несколько недель до начала сессии. Ниже в качестве примера приводится график проектирования в весеннем семестре продолжительностью 14 недель.

Выдача задания	11.02.20__.
Предварительные расчеты	01.03.20__.
1-й лист	17.03.20__.
2-й лист	30.03.20__.
3-й лист	11.04.20__.
Оформление пояснительной записки	30.04.20__.
Защита проекта	05.05.20__.

2.2. Групповые и индивидуальные консультации

Групповые консультации проводятся согласно расписанию. Занятия используются исключительно для разъяснения основ конструирования. Посещение консультаций студентами обязательно. Индивидуальные консультации направлены на получение студентом более глубоких знаний по созданию конкретного объекта. После каждой индивидуальной консультации руководитель проекта визирует (с указанием даты) объем выполненных работ.

3. ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

3.1. Общие положения

Для всех видов расчетов, расчетных схем, проработок конструкции, записей материалов из справочной литературы и стандартов, сообщаемых руководителем проектирования на групповых консультациях, должна использоваться общая тетрадь, в которой заполняется 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 работы дает возможность систематизировать материалы, необходимые для расчета и разработки конструкции и оформления пояснительной записки на заключительном этапе, позволяет руководителю проектирования контролировать ход расчетов и выполнение своих рекомендаций.

При составлении списка литературы необходимо выполнять следующие требования:

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

2) для каждого используемого источника указывается номер, под которым на него имеется ссылка в тексте пояснительной записки, и полное его наименование: 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 расчетные формулы со ссылкой на литературные источники, затем в уравнения подставляются цифровые величины, записывается результат (точность вычислений – три знака после запятой) с указанием размерности, далее производится округление расчетной величины до конструктивно целесообразного или стандартного значения (если есть необходимость).

Для всех величин, подставляемых в расчетные уравнения, должны быть указаны их наименования, размерность и литературный источник, из которого они заимствованы.

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. Без обоснования ничего приниматься не должно.

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

Пояснительная записка оформляется на бланках формата А4. На рис. 3.1 показаны образцы основной надписи графических и текстовых конструкторских документов, на рис. 3.2 и 3.3 – образцы оформления титульного листа курсового проекта и пояснительной записки.

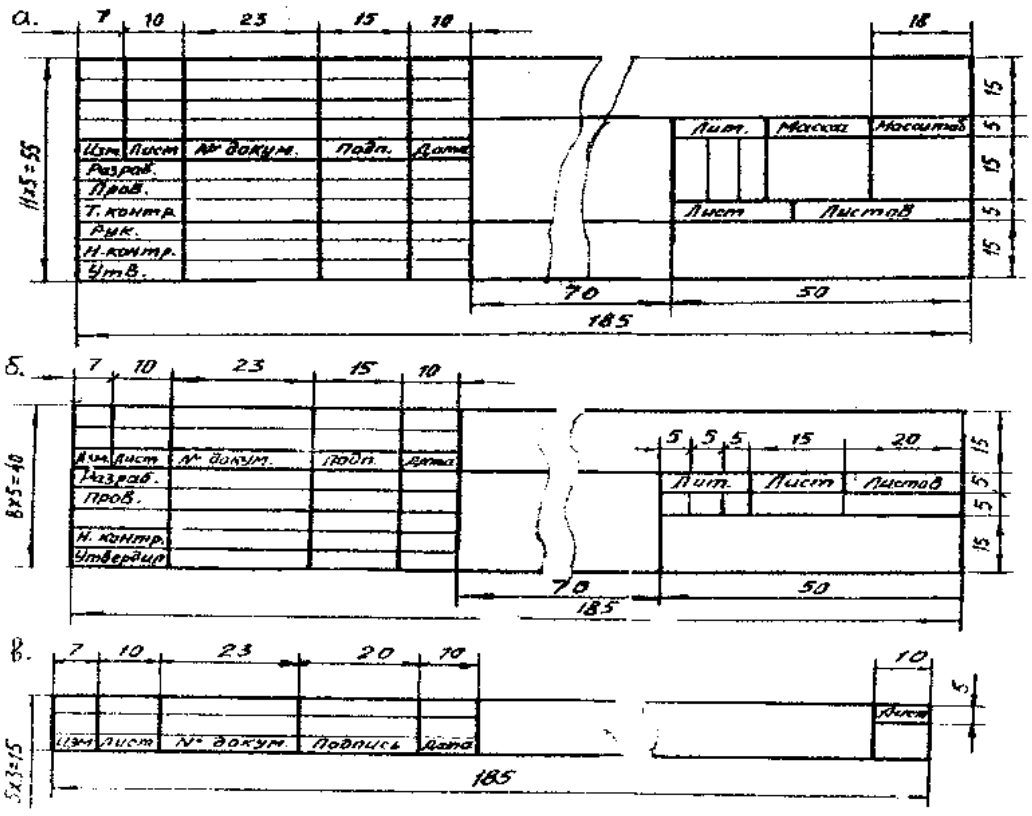

Рис. 3.1. Основные надписи по ГОСТ 2.104–2006:
а – для чертежей, форма 1; *б* – для текстовых документов, форма 2 (заглавный лист); *в* – для текстовых документов, форма 2*а* (последующие листы)

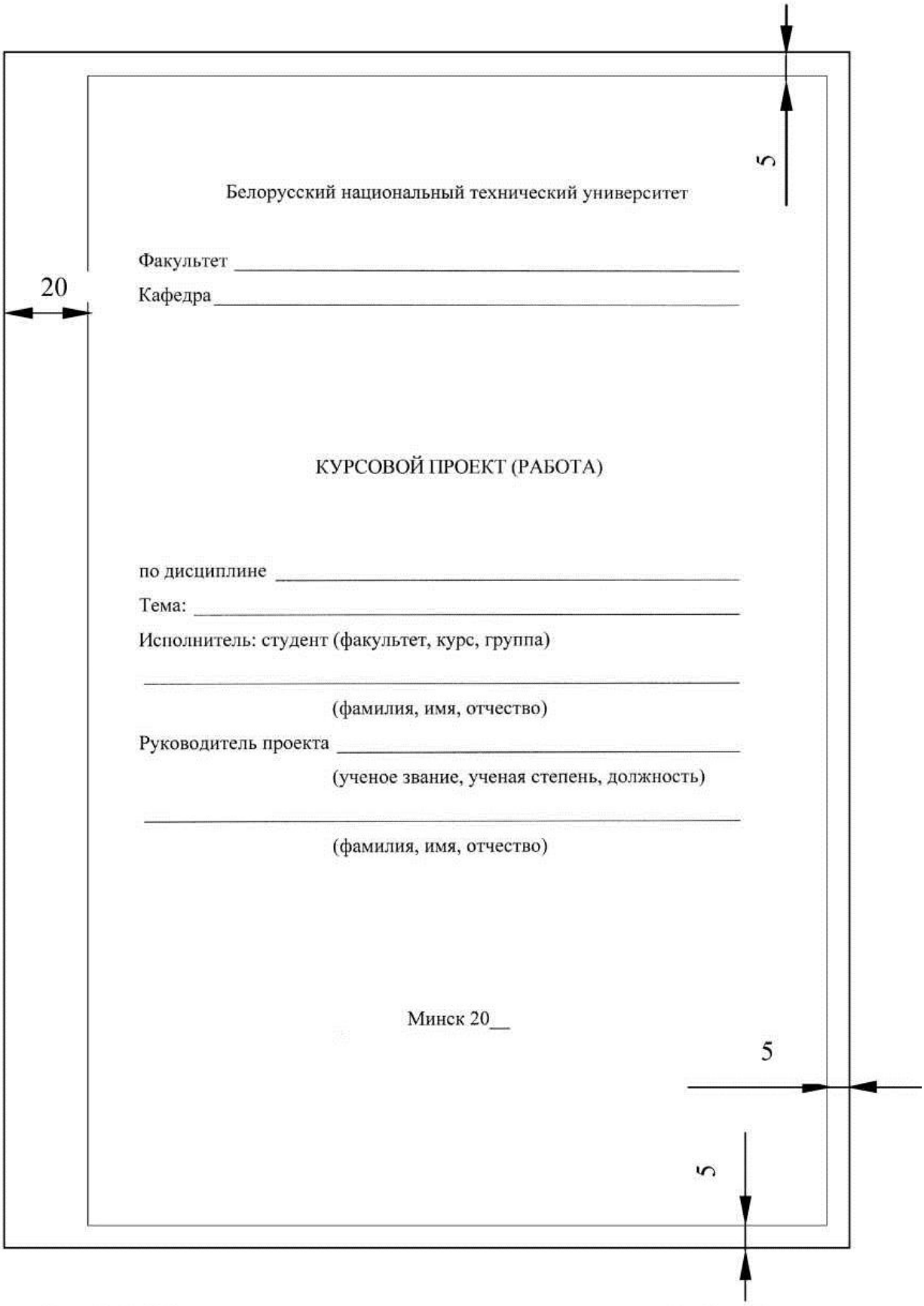

Рис. 3.2. Образец титульного листа курсового проекта (работы)

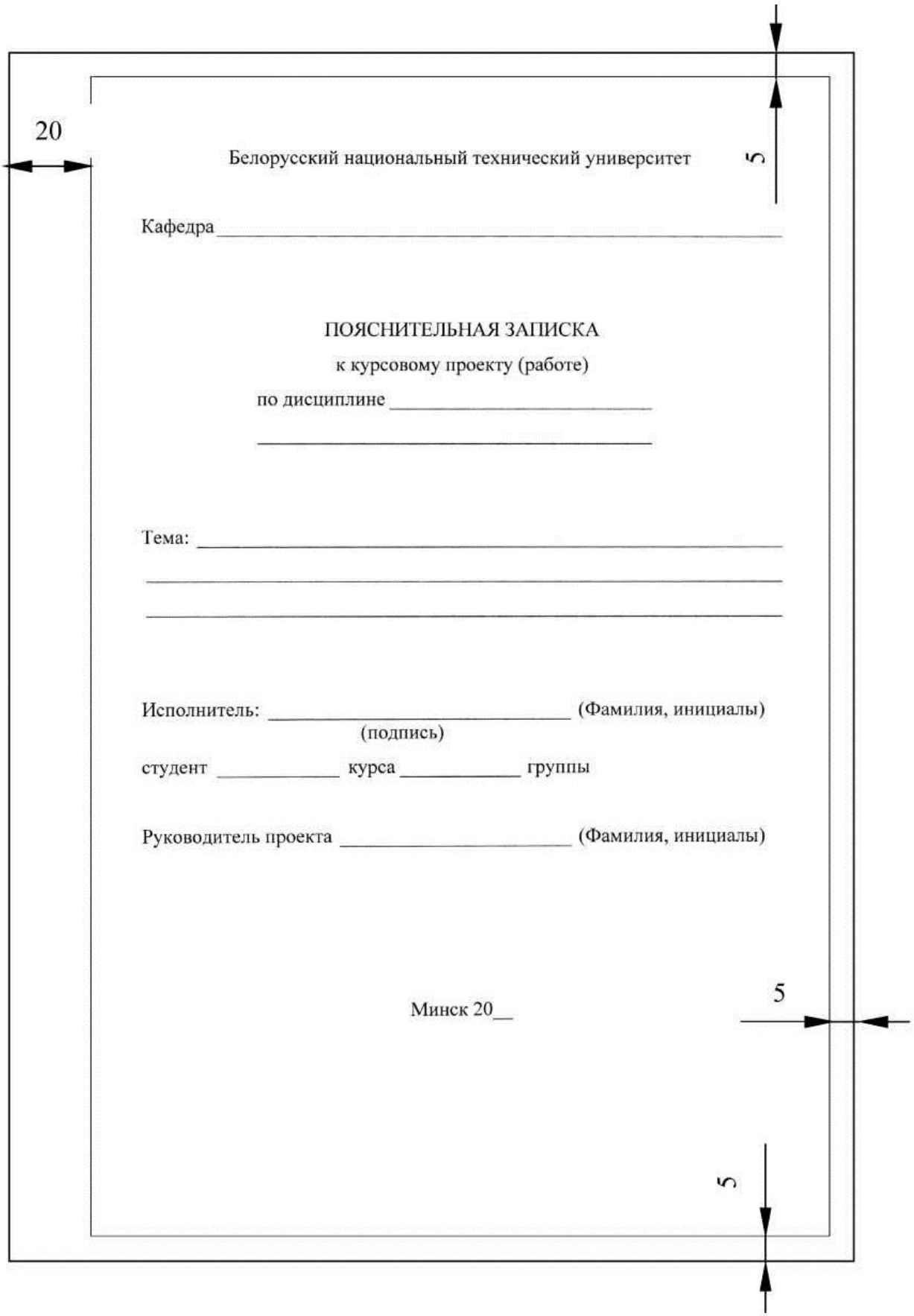

Рис. 3.3. Образец титульного листа пояснительной записки

3.2. Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода

В данном разделе необходимо определить: общий КПД и общее передаточное отношение привода, передаточные отношения передач, частоты вращения, вращающие моменты и мощности на каждом из валов привода, подобрать электродвигатель, а также вычертить в произвольном масштабе схему проектируемого устройства.

Двигатель выбирается по требуемой мощности и частоте вращения. Значения КПД и рекомендуемые передаточные числа отдельных звеньев кинематической цепи назначаются по табл. 3.1 и 3.2 |2|.

Таблица 3.1

Значения КПД механических передач

Тип передачи	η
Зубчатая (с опорами, закрытая):	
цилиндрическая	0,96–0,98
коническая	0,95–0,97
Планетарная (закрытая):	
одноступенчатая	0,90–0,95
двухступенчатая	0,85–0,90
Червячная (закрытая) при передаточном числе:	
свыше 30	0,70–0,80
свыше 14 до 30	0,75–0,85
свыше 8 до 14	0,80–0,90
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 ($u_т$)	До 350 HB	2,5–5,0	6,3
	40–56 HRC	2,5–5,0	6,3
	56–63 HRC	2,0–4,0	5,6
быстроходная ступень редукторов, выполненных по развернутой схеме ($u_б$)	До 350 HB	3,15–5,0	8,0
	40–56 HRC	3,15–5,0	7,1
	56–63 HRC	2,5–4,0	6,3
быстроходная ступень соосных редукторов ($u_б$)	До 350 HB	4,0–6,3	10,0
	40–56 HRC	4,0–6,3	9,0
	56–63 HRC	3,15–5,0	8,0
в коробках передач	Любая	1,0–2,5	3,15
Коническая зубчатая	До 350 HB	1,0–4,0	6,3
	Свыше 40 HRC	1,0–4,0	5,0
Червячная		16,0–50,0	80,0
Цепная		1,5–4,0	10,0
Ременная		1,5–4,0	8,0

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$^{-1}$)

Мощность P, кВт	Диаметр вала d*, мм	Синхронная частота вращения, мин$^{-1}$			
		3000	1500	1000	750
0,25	19	–	–	–	71B8/680
0,37	19, 22	–	–	71A6/910	80A8/675
0,55	19, 22	–	71A4/1390	71B6/900	80B8/700
0,75	19, 22, 24	71A2/2840	71B4/1390	80A6/915	90LA8/700
1,1	19, 22, 24	71B2/2810	80A4/1420	80B6/920	90LB8/700
1,5	22, 24, 28	80A2/2850	80B4/1415	90L6/935	100L8/700
2,2	22, 24, 28	80B2/2850	90L4/1425	100L6/950	112MA8/700
3	24, 28, 32	90L2/2840	100S4/1435	112MA6/955	112MB8/700
4	28, 32, 38	100S2/2880	100L4/1430	112MB6/949	132S8/720
5,5	28, 32, 38	100L2/2880	112M4/1445	132 S 6/965	132M8/720
7,5	32, 38, 42	112M2/2900	132S4/1455	132M6/970	160S8/730
11	38, 42	132M2/2900	132M4/1460	160 S 6/975	160M8/730
15	42, 48	160S2/2940	160S4/1465	160M6/975	180M8/730
18,5	42, 48	160M2/2940	160M4/1465	180M6/975	
22	48	180S2/2945	180S4/1470		
30	48	180M2/2945	180M4/1470		

* Диаметры возрастают с увеличением номера двигателя соответственно. Например, для двигателей с номинальной мощностью P = 0,75 кВт, тип 71A2 диаметр вала ротора d = 19 мм, тип 80A6 – d = 22 мм, тип 90LA8 – d = 24 мм.

Следует иметь в виду, что мощность двигателя по каталогу, как правило, не совпадает со значением, рассчитываемым по техническому заданию и необходимым для привода проектируемого устройства. Расчет деталей и передач привода производится по требуемой мощности. Двигатель может работать с перегрузкой или недогрузкой. Недогрузка понижает cos φ и КПД. Перегрузка допускается не более 5–8 % [2].

Литература: [1–6].

3.3. Расчет передач

3.3.1. Ременные передачи

В зависимости от типа выбранной или заданной ременной передачи (плоская или клиноременная, зубчатыми или поликлиновыми ремнями) исходные данные будут отличаться. Например, для расчета передач плоским ремнем необходимо знать передаваемую передачей мощность, частоты вращения валов ведущего и ведомого шкивов, угол наклона передачи к горизонту, тип электродвигателя, способ натяжения ремня, условия работы, режим работы (число смен) и др.

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; РТМ38–40528–74 – для ремней поликлиновых. Основные размеры шкивов плоскоременных передач согласуются с ГОСТ 17383–80, клиноременных передач – с ГОСТ 20898–88, передач поликлиновыми и зубчатыми ремнями – с вышеупомянутыми стандартами. Эскиз ведомого шкива с расчетными размерами изображается в пояснительной записке (рис. 3.4).

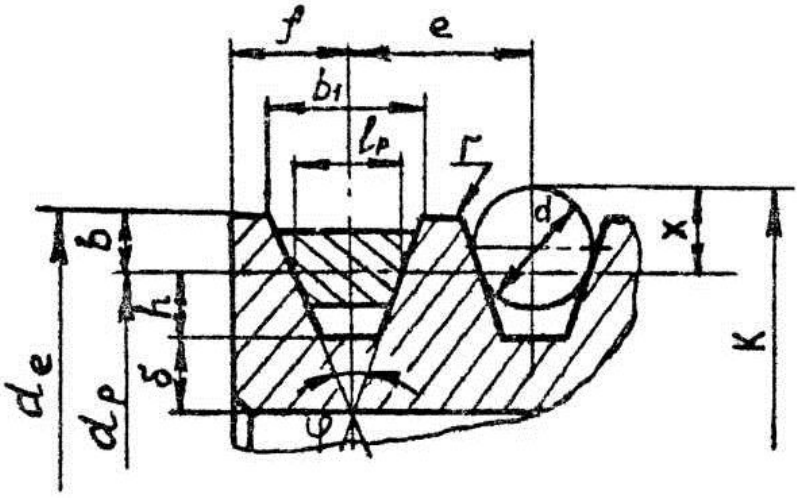

Рис. 3.4. Обод шкива клиноременной передачи

Эскиз необходим при разработке компоновочной схемы привода и рабочего чертежа шкива.

Литература: [1–6].

3.3.2. Цепные передачи

Типовые исходные данные для расчета: мощность на ведущей звездочке, передаточное число передачи, предельная частота вращения ведущей звёздочки, наклон межосевой линии к горизонту, способ смазки и натяжения цепи, условия работы, характер передаваемой нагрузки, режим работы (число смен). Для определения оптимального значения шага цепи необходимо иметь несколько вариантов расчетов для значений шагов, близких к расчетной величине. Рациональней считается передача, в которой используется цепь с меньшим шагом [4, 5]. Для уменьшения радиальных габаритов можно использовать многорядные цепи с малыми шагами. Принятые размеры роликовой цепи согласуются с ГОСТ 13568–97 (ИСО 606–94), зубчатой цепи – с ГОСТ 13552–81.

Размеры профиля зубьев звездочки в диаметральном и осевом сечении определяются в соответствии с ГОСТ 591–69. Профиль изображается в пояснительной записке.

Осевые размеры необходимы для построения компоновочной схемы и разработки рабочего чертежа звездочки.

Литература: [1–6].

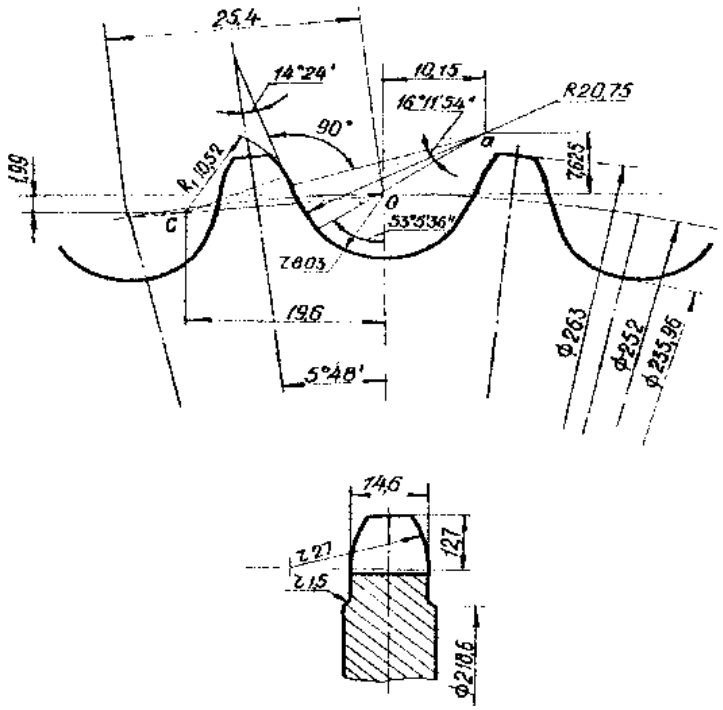

Рис. 3.5. Профиль зуба звездочки

3.3.3. Зубчатые передачи

Важным этапом при проектировании и расчете зубчатых передач является подбор материала зубчатых колес и способа их термообработки. Необходимую твердость колес и соответствующий вариант термической обработки выбирают в зависимости от вида, условий эксплуатации и требований к габаритам передачи (табл. 3.4, [1]).

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

I (стали 45, 40Х, 40ХН и др.) – термическая обработка колеса – улучшение, твердость 235–262 НВ; термическая обработка шестерни – улучшение, твердость 262–302 НВ;

II (стали 40Х, 40ХН, 35 ХМ и др.) – термическая обработка колеса – улучшение, твердость 269–302 НВ; термическая обработка шестерни – улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности определяется маркой стали 45–53 HRC (табл. 3.4);

III (стали 40Х, 40ХН, 35 ХМ и др.) термическая обработка колеса и шестерни – улучшение с последующей закалкой токами высокой частоты (ТВЧ). Твердость поверхности зубьев 45–53 HRC;

IV – термическая обработка колеса – улучшение с последующей закалкой ТВЧ, твердость поверхности определяется маркой стали (40Х, 40ХН, 35 ХМ и др.) 45–53 HRC (табл. 3.4), термическая обработка шестерни – улучшение, цементация и закалка, применяемые стали 20Х, 20ХН2М, 18ХГТ, 25ХГМ, твердость поверхности зубьев после термообработки 56–63 HRC;

V (стали 20Х, 20ХН2М, 18ХГТ, 25ХГМ и др.) – термическая обработка колеса и шестерни – улучшение, цементация и закалка, твердость поверхности зубьев после термообработки 56–63 HRC.

Кроме цементации для повышения поверхностной твердости применяют нитроцементацию и азотирование. Чем выше твердость поверхности, тем выше допускаемые напряжения передачи и меньше ее массогабаритные параметры.

Для лучшей приработки зубьев и равномерного их изнашивания, а также для выравнивания срока службы шестерни по отношению к колесу для прямозубых передач рекомендуется твердость рабочих поверхностей зубьев шестерни увеличивать по сравнению с колесом на 20–50 единиц НВ. Для косозубых и шевронных передач, а

также для конических передач с круговыми зубьями отличие в значениях твердостей должно составлять 20–80 единиц НВ [4].

Таблица 3.4

Механические свойства сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности $\sigma_в$, МПа	Предел текучести $\sigma_т$, МПа	Твердость, НВ или HRC (средняя)	Термообработка
45	100–500	570	290	190	Нормализация
45	До 90 90–120 Свыше 120	780 730 690	440 390 340	230 210 200	Улучшение
35ХМ	До 140 Свыше 140	900 900	630 740	260 250	
40Х	До 125 120–160 Свыше 160	930 880 830	690 590 540	300 270 245	
40ХН	До 150 150–180 Свыше 180	930 880 835	690 590 540	280 265 250	
40Л 45Л	– –	520 540	290 310	160 180	Нормализация
35ГЛ 35ХГСЛ	– –	590 790	340 590	190 220	Улучшение
40ХН	–	1600	1400	52	Закалка ТВЧ
35ХМ		1600	1400	50	Закалка ТВЧ
25ХГТ		1150	950	60	Цементация

Назначение материала и вид термической обработки зубчатых колес обосновываются в пояснительной записке.

В курсовом проекте, как правило, предварительно выполняют проектировочные расчеты, из которых определяют геометрические параметры передачи, а затем – проверочные расчеты по различным критериям работоспособности. Для проектных расчетов закрытых передач кроме уже известных кинематических и силовых параметров необходимо выбрать коэффициенты ψ_{bd} или ψ_{ba}.

Коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния a_w ($\psi_{ba} = b_2 / a_w$) 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 $\psi_{ba} = 0{,}315–0{,}4$;

– при несимметричном расположении $\psi_{ba} = 0{,}25–0{,}315$;

– при консольном расположении одного или обоих колес $\psi_{ba} = 0{,}2 – 0{,}25$;

– для шевронных передач $\psi_{ba} = 0{,}4–0{,}63$;

– для открытых передач и коробок скоростей $\psi_{ba} = 0{,}1–0{,}2$ (меньшее значение ψ_{ba} принимается для передач с твердостью зубьев свыше 45 $HRC_э$).

Увеличение значения ψ_{ba} 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 относительно диаметра шестерни

$$\psi_{bd} = b_2 / d_1$$

может быть ориентировочно определен по формуле $\psi_{bd} = 0{,}5 \cdot \psi_{ba} (u \pm 1)$.

Знак «плюс» применяется для передач внешнего зацепления, а знак «минус» – для передач внутреннего зацепления.

После выбора материала и твердости зубчатых колес определяют допускаемые напряжения изгиба и контактные, величина которых оказывает влияние на массогеометрические параметры передачи.

Далее из условия контактной (для закрытых передач) или изгибной прочности (для открытых или тяжелонагруженых передач, имеющих колеса высокой твердости) рассчитываются геометрические параметры.

Определение допускаемых напряжений и расчет на прочность эвольвентных зубчатых цилиндрических передач внешнего зацепления производится по ГОСТ 21354–87.

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

Литература: [1–7].

3.4. 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 валов могут определяться исходя из условий прочности на совместное действие изгиба и кручения. На начальной стадии проектирования, когда нет данных о величине изгибающих моментов, производится предварительный расчет на статическую прочность по крутящему моменту:

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

где [τ] – допускаемое напряжение кручения [1, 3–5].

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

В пояснительной записке должен быть обоснован выбор материалов валов и способа их термообработки. Полученные значения диаметров используются для предварительного подбора подшипников качения и муфт, определения диаметров и длин ступиц колес, звездочек и шкивов. Осевые размеры деталей, установленных на валы, необходимы для разработки компоновочной схемы.

Литература: [1, 3–5].

3.5. Подбор и проверочный расчет муфт

Тип муфты указывается в задании на курсовое проектирование. Размеры муфты принимаются по государственным или отраслевым стандартам в зависимости от расчетного вращающего момента $T_р$ и диаметра вала под полумуфты $d_{вых}$:

$$T_р = T_{ном} \quad K_{реж},$$

где $T_{ном}$ – номинальный момент, действующий на вал;

$K_{реж}$ – коэффициент режима работы ($K_{реж}$ = 1,1–1,4 при спокойной работе и небольших разгоняемых массах; $K_{реж}$ = 1,5–2,0 при пе-

ременной нагрузке и средних разгоняемых массах; $K_{реж}$ = 2,5–3,0 в случае ударных нагрузок и больших масс).

3.6. Предварительный выбор подшипников

Для разработки эскизного проекта необходимо знать осевые размеры деталей, в том числе подшипников, установленных на валы. Но точный подбор подшипников на этой стадии проектирования выполнить невозможно, так как не известны реакции опор (радиальные нагрузки, действующие на подшипники). Поэтому производится ориентировочный подбор подшипников по предварительно определенным диаметрам цапф валов. Цапфой называется участок опоры вала. Выбор типа подшипника производится исходя из данных кинематического расчета и конструктивных особенностей привода. Так как каждый тип подшипника имеет несколько серий диаметров и ширин, предварительно задаются легкой или средней серией подшипников.

Размеры подшипников указаны в таблицах стандартов [1–5].

3.7. Эскизная компоновка привода

Эскизная компоновка привода или редуктора (общий вид) выполняется в соответствии с ГОСТ 2.119–73 на миллиметровой бумаге формата А1, карандашом, в масштабе 1:1. При эскизном проектировании определяют расположение деталей передач, расстояние между ними, ориентировочные размеры ступеней валов и предварительно выбранных подшипников. Для каждого вала выбирают схему установки подшипников: «враспор», «врастяжку», фиксированная опора – «плавающая» опора и определяют расстояние между опорными точками валов для расчета реакций (радиальных нагрузок на подшипники). Значения реакций необходимы для построения эпюр изгибающих моментов валов, а также для окончательного подбора подшипников по долговечности.

Эскизная компоновка должна содержать одну или две проекции привода (редуктора), где следует указать диаметры и длины участков валов, расстояния между опорными точками валов, размеры консолей, межосевые и конусные расстояния передач и т. д.

Следует отметить, 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 элементов зависят от диаметра вала. Точно диаметр может быть определен по эквивалентному моменту или при расчете вала на выносливость в опасных сечениях.

Литература: [1–5].

3.8. Проверочный расчет валов по эквивалентному моменту

Для выполнения расчета необходимо иметь эпюру эквивалентного момента по длине вала. Как известно из курса сопротивления материалов:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{\text{изг}\Sigma}^2 + T^2},$$

где $M_{\text{изг}\Sigma}$ – суммарный изгибающий момент, действующий на вал;

T – крутящий момент вала.

Для построения эпюр необходимо знать значения всех внешних силовых факторов (активных и реактивных), оказывающих воздействие на вал. К активным силам относятся усилия в зацеплениях, муфтах, от шкивов ременных и звездочек цепных передач. Реактивными силами являются реакции в опорах (подшипниках).

Величина реакций определяется из условий равновесия вала. Для составления условия равновесия необходимо вычертить схему нагружения вала с изображением векторов действующих сил (рис. 3.6), [1– 6]. Обозначения сил: F_r – радиальная, F_a – осевая, F_t – окружная (обычно усилия в зацеплениях); R_{Ag}, R_{Av}, R_{Bg}, R_{Bb} – реакции опор в точке A в горизонтальной и вертикальной плоскостях и точке B в горизонтальной и вертикальной плоскостях соответственно, $F_м$ – нагрузка на валы от муфт и т. д.

В обозначениях усилий зубчатых зацеплений дополнительно применяют цифровые индексы. Первый индекс обозначает номер колеса, со стороны которого действует сила; второй – номер колеса, на которое действует сила (см. рис. 3.6).

По характеру построенных эпюр устанавливают положение опасного сечения вала и находят диаметр вала в данном сечении:

$$d \geq \sqrt[3]{M_{\text{экв}}^{\max} / 0,1[\sigma_{-1}]},$$

где $[\sigma_{-1}]$ – предел выносливости материала вала при действии симметричного цикла нагружений.

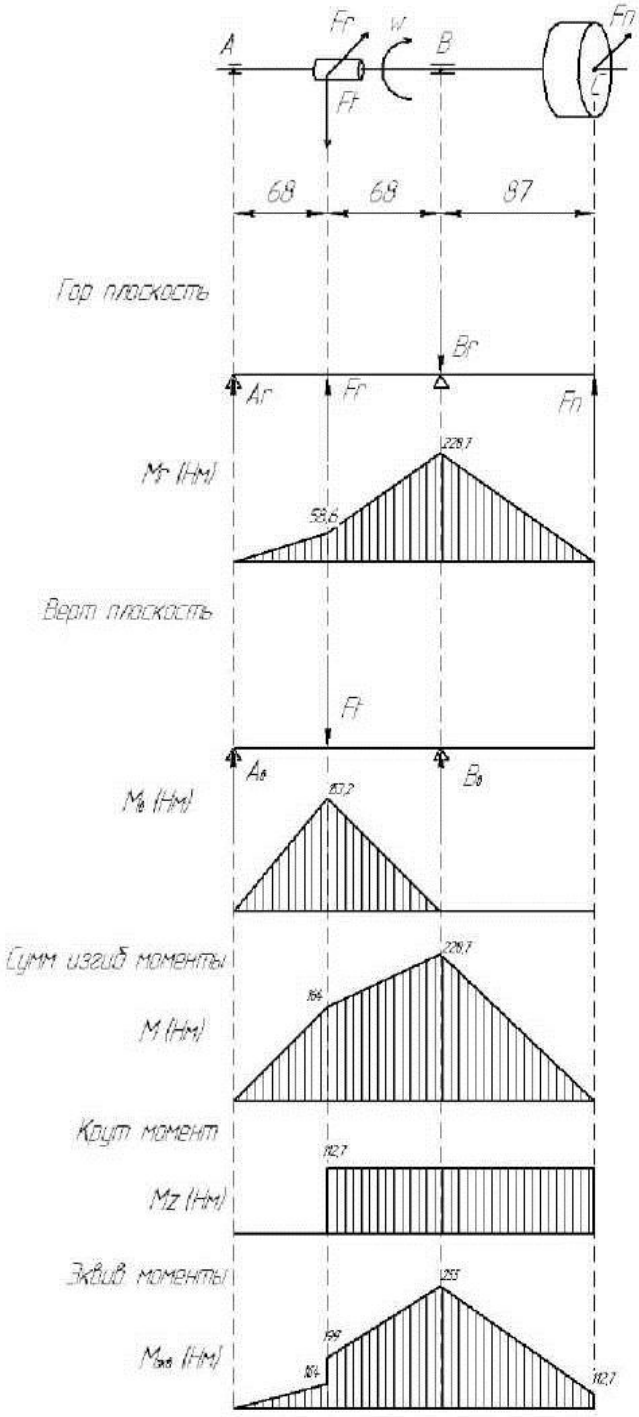

Рис. 3.6. Расчетная схема и эпюры моментов вала
и эпюры действующих моментов

3.9. Подбор подшипников качения по долговечности

Типовыми исходными данными для определения долговечности подшипника являются следующие параметры: величина и направление действия нагрузок (радиальной, осевой, комбинированной); характер нагрузки (постоянная, переменная, вибрационная, ударная); частота вращения колец (внутреннего или внешнего); заданный срок службы в часах; свойства окружающей среды: ее температура, влажность, запыленность; требования к подшипникам, предъявляемые конструкцией узла (необходимость самоустановки, возможность перемещения одной из опор вдоль оси вала); условия монтажа; способ регулирования натяга; диаметр цапфы.

В результате расчетов необходимо подобрать подшипники (принятого типа) такой долговечности L_h, которая бы незначительно отличалась от требуемого срока службы $L_{h\text{треб}}$, принятого в исходных данных. Желательно, чтобы $L_h \geq L_{\text{треб}}$.

При подборе радиально-упорных шариковых или роликовых подшипников необходимо изображать схемы их нагружения (рис. 3.7), на которых подшипники следует нумеровать определенным образом.

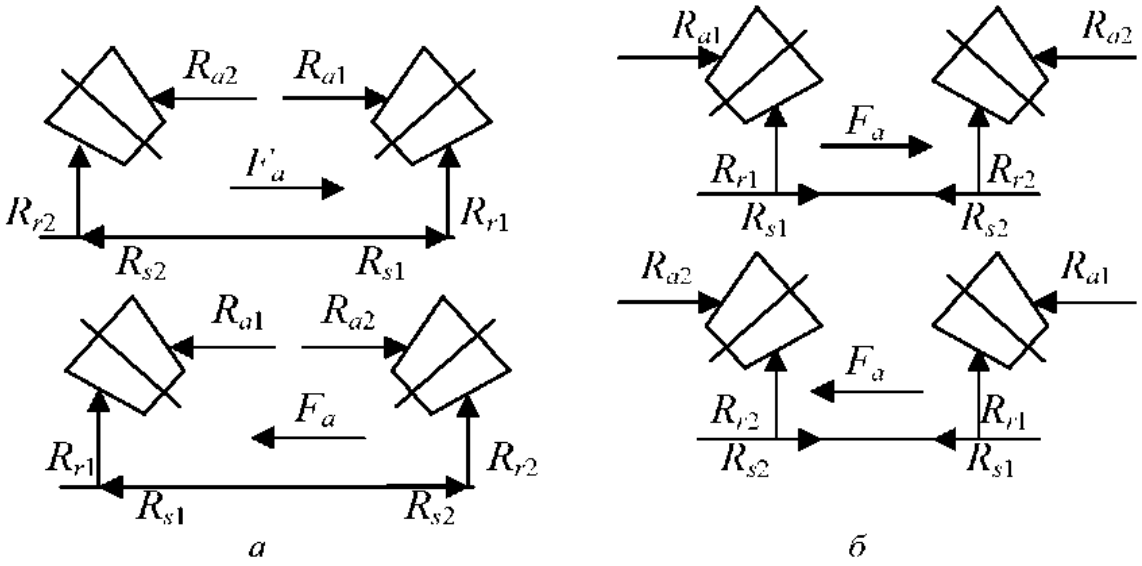

Рис. 3.7. Схемы установки подшипников:
а – «врастяжку»; *б* – «враспор»

Цифрой *2* обозначается подшипник, препятствующий перемещению вала под действием внешней осевой нагрузки F_a, возникающей в коническом, косозубом цилиндрическом или червячном

зацеплениях. R_{r1}, R_{r2} – радиальные нагрузки на подшипник (реакции в опорах), R_{s1} и R_{s2} – собственные осевые составляющие радиально-упорных подшипников, R_{a1} и R_{a2} – суммарные осевые силы, действующие на подшипники. Расстояние между опорами *1* и *2* определяется величиной *l* между точками пересечения нормалей к осям тел качения с осью вала.

Литература: [1–6].

3.10. Подбор и проверочный расчет шпоночных и шлицевых соединений

3.10.1. Шпоночные соединения

Из всех типов шпоночных соединений самое большое распространение получили соединения призматическими шпонками (ГОСТ 23360–78). Основными геометрическими параметрами призматической шпонки являются: полная *l* и рабочая l_p длина, высота *h*, ширина *b*, глубина паза вала t_1 (рис. 3.8). Значения величин *h*, *b*, t_1 выбираются из таблиц стандарта в зависимости от величины диаметра вала *d*. Рабочая, а затем полная длина шпонки определяются из условия прочности на смятие. При этом величина допускаемого напряжения смятия зависит от марки материала деталей соединения.

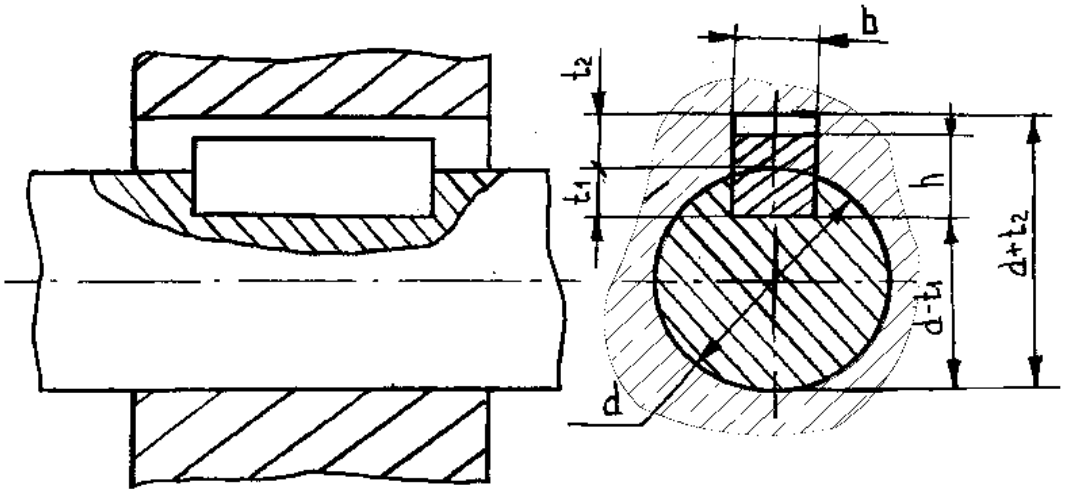

Рис. 3.8. Шпоночное соединение призматической шпонкой

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.

3.10.2. Шлицевые соединения

Тип шлицевого соединения (прямобочное, эвольвентное, треугольное), способ центрирования (по наружному диаметру, по внутреннему диаметру, по боковым поверхностям), характер соединения (подвижное, неподвижное), характер передаваемой нагрузки (статическая или переменная), возможность реверсирования, способ термообработки вала и ступицы задаются с учетом особенностей функционального назначения и конструкции разрабатываемого узла. Следует отметить, что в настоящее время треугольные шлицевые соединения применяются очень редко: в основном вместо соединений с натягом.

Прямобочные и эвольвентные шлицевые соединения широко применяются во всех типах машин. Рассчитывают эти соединения на смятие и износ [6].

Литература: [1–6].

3.11. Назначение квалитетов точности, посадок, шероховатостей поверхностей, отклонений формы и расположения поверхностей

Назначение вышеобозначенных параметров нужно производить на стадии расчета и конструирования каждой детали и сборочной единицы. Следует иметь в виду, что повышение квалитета точности, уменьшение допусков на отклонения формы и расположение поверхностей, необоснованное применение высокой точности обработки поверхностей являются основными причинами повышения себестоимости изготовления отдельных деталей и машины в целом. Поэтому расчет или выбор этих параметров по литературным источникам должен быть тщательно обоснован и изложен в пояснительной записке.

Литература: [1–6].

3.12. Проверочный расчет валов на выносливость

Расчет на выносливость является основным, поскольку валы выходят из строя главным образом из-за усталостного разрушения в местах наибольшей концентрации напряжений (галтели, канавки, резьба и т. д.). 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 обеспечения усталостной прочности расчетная величина должна быть больше допускаемого значения.

Для выполнения расчета необходимо вычертить конструкцию вала и построить эпюры крутящего и суммарного изгибающего моментов (рис. 3.9).

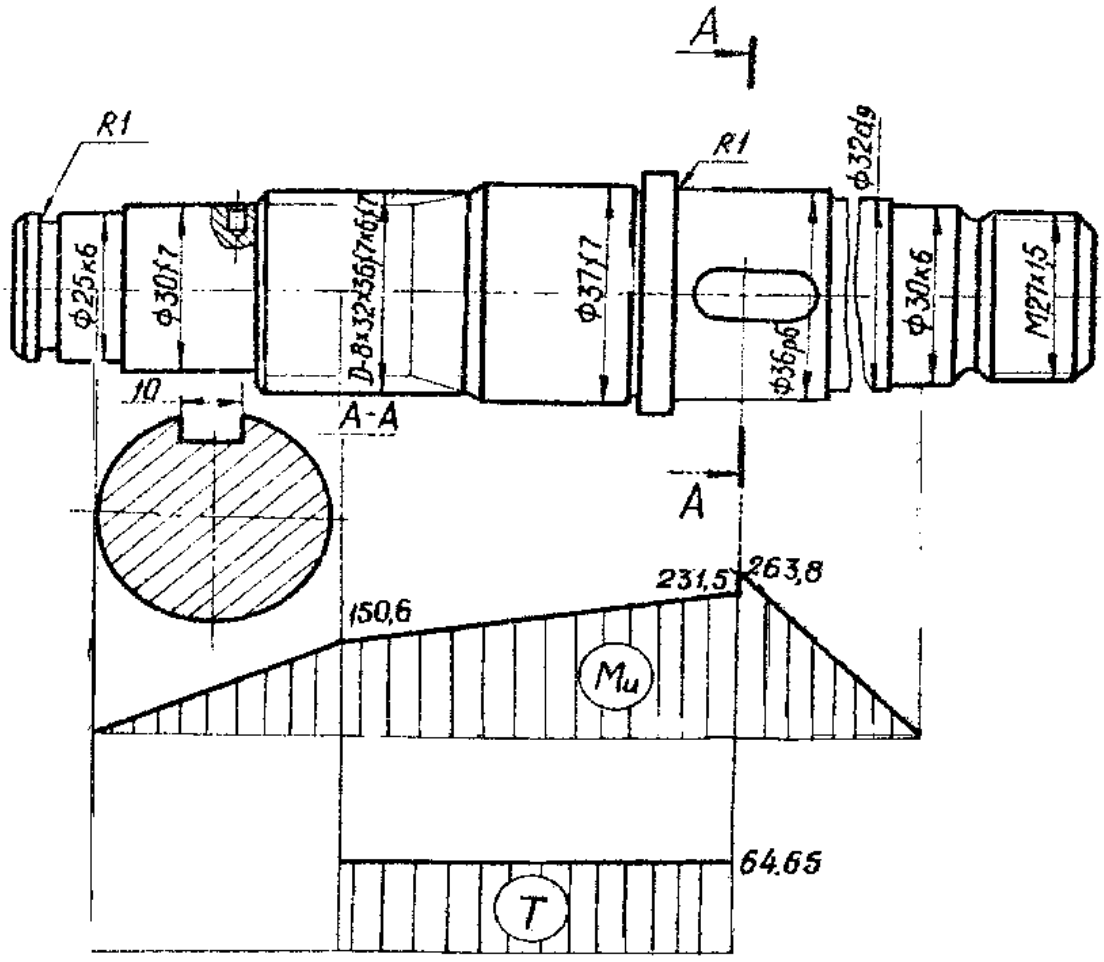

Рис. 3.9. Расчетная схема вала

Пример эпюр приведен в разделе 3.7 и просто переносятся на схему для данного вида расчета. В процессе работы необходимо тщательно изучить влияние на усталостную прочность валов наличия концентраторов напряжений различных типов, состояния поверхности и качества материала объекта, а также вида термообработки.

Литература: |1–6|.

3.13. Выбор способа смазки для передач и подшипников

В разделе следует тщательно проанализировать, какой из возможных способов смазки передач, работающих в закрытых корпусах, наиболее целесообразен в данном случае. При этом необходимо иметь в виду, что наиболее надежной и дешевой является картерная (окунанием) смазка.

Если на основании всестороннего анализа принят циркуляционный способ смазки, то на чертежах общих видов следует 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. Одним из важнейших условий обеспечения такой смазки является окружная скорость колес (желательно больше 2,0–2,5 м/с). Если доступ масляных брызг к подшипникам качения затруднен, а применение насоса для подачи жидкой смазки невозможно или нецелесообразно, подшипники смазывают пластичной смазкой (типа ЛИТОЛ, ЦИАТИМ, СОЛИДОЛ и др.). В этом случае в конструкциях подшипниковых узлов предусматриваются мазеудерживающие кольца или применяются закрытые подшипники [1–3].

Сорт масла принимается по ГОСТ 20799–75 и записывается в спецификацию [2]. С учетом величины передаваемой мощности рассчитывается объем масляной ванны:

$$V_{\text{м}} = P(0,50–0,75), \text{ л}.$$

Литература: |1–6|.

3.14. Определение размеров корпуса редуктора

В большинстве случаев редукторы выполняются с разъемными (по осям валов) корпусами.

В процессе проектирования необходимо установить размеры элементов корпуса: толщину стенки крышки и основания; ширину фланцев; число и размеры стяжных и фундаментных болтов, 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 величинами на общих видах вычерчивается корпус.

Литература: [1–5].

4. ТРЕБОВАНИЯ К ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ПРОЕКТА

4.1. Требования к сборочным чертежам

Объем курсового проекта обычно составляет два–четыре листа формата А1 по ГОСТ 2.301–68 и содержит:

а) изображение привода или редуктора в нескольких проекциях с разрезами, сечениями и текстовой частью, позволяющими понять особенности и принцип работы разработанного устройства;

б) рабочие чертежи деталей привода или редуктора; валы, зубчатые колеса, корпусные детали и др. (по указанию руководителя проекта).

На чертежах общего вида указываются:

а) габаритные размеры;

б) присоединительные размеры (диаметры и длины выступающих концов валов, размеры шпоночных пазов; расстояние от упорного буртика выходного конца вала до центра отверстия в опорном фланце корпуса; расстояния между осями крепежных болтов опорного фланца; от опорной плоскости фланца до плоскости разъема и др.);

в) сопрягаемые размеры с указанием посадок;

г) расчетные параметры (межосевые расстояния, числа зубьев колес, числа витков червяков, модули, углы наклона линии зубьев колес);

д) нижний и верхний уровни масла, измеряемые от осей колес, погруженных в масло.

В учебном проектировании допускается (но не желательно) упрощенное изображение резьбовых соединений, подшипников, уплотнений и т. д.

По возможности чертежи следует изображать в масштабе 1:1, так как в 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, опорных фланцев, проушин и т. д. должны соответствовать рекомендациям) [1–5];

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) [1–5];

з) шероховатость поверхностей должна обозначаться в соответствии с ГОСТ 2.309–2003.

Поскольку большинство поверхностей корпусных деталей не обрабатывается, в правом верхнем углу ставится значок $\sqrt{}$.

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

Шероховатости остальных поверхностей можно выбрать по рекомендациям [1–5].

Над основной надписью следует поместить технические требования, причем заголовок «Технические требования» не пишется. Технические требования содержат:

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);

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. Составление спецификаций

Спецификация – перечень составных частей, входящих в разработанное изделие. Спецификацию составляют на отдельных листах на каждую сборочную единицу, комплекс или комплект в соответствии со стандартами. ГОСТ 2.106–96 устанавливает форму и порядок заполнения спецификаций. Спецификация состоит из следующих разделов: документация, сборочные единицы, детали, стандартные

изделия, прочие изделия, материалы, комплекты. Наименование каждого раздела указывается в виде заголовка и подчеркивается тонкой сплошной линией.

Спецификацию необходимо составлять в такой последовательности:

а) документация (общие виды, схемы, пояснительная записка);

б) сборочные единицы (редуктор, муфта, крышка-отдушина и др.);

в) детали;

г) стандартные изделия (крепежные изделия, подшипники, крышки, уплотняющие средства и т. д.);

д) материалы (металлы, пластмассы, лаки, краски, химикаты, резиновые и керамические материалы).

ГОСТ 2.201–80 устанавливает единую обезличенную 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, 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).

5. РАСЧЕТ ПРИВОДА С ГОРИЗОНТАЛЬНЫМ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ КОСОЗУБЫМ РЕДУКТОРОМ

Задание. Подобрать электродвигатель, произвести кинематический и силовой расчеты привода (рис. 5.1), прочностной расчет цилиндрической косозубой передачи.

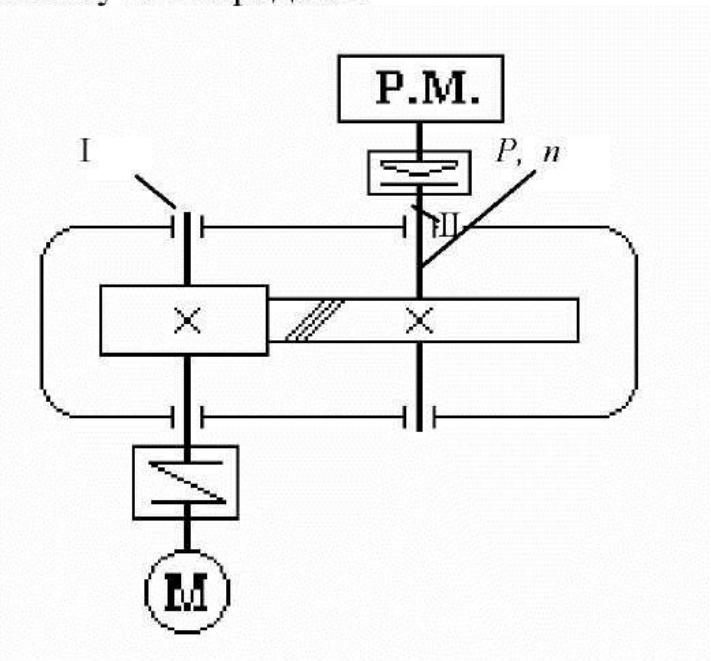

Рис. 5.1. Схема привода

Исходные данные

1. Мощность на валу рабочей машины $P_{вых} = P = 9{,}92$ кВт.
2. Частота вращения вала рабочей машины $n_{вых} = n = 292$ мин$^{-1}$.
3. Передаточное число редуктора $u = 5$.
4. Передача нереверсивная, предназначенная для длительной работы.
5. Жесткие требования к габаритам передачи не предъявляются.
6. Требуемая долговечность привода $L_h = 1000$ ч.

5.1. Выбор электродвигателя, кинематический и силовой расчеты привода

Определяем общий КПД привода:

$$\eta_{общ} = \eta_м^2 \cdot \eta_з \cdot \eta_п^2,$$

где $\eta_м$ – КПД соединительной муфты: $\eta_м = 0{,}98$;

$\eta_з$ – КПД пары зубчатых цилиндрических колес: $\eta_з = 0{,}97$;

$\eta_п$ – КПД пары подшипников качения: $\eta_п = 0{,}99$ (см. табл. 3.1).

$$\eta_{общ} = 0{,}98^2 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}99^2 = 0{,}913.$$

Определяем потребляемую двигателем мощность (расчетную мощность):

$$P_{дв.\,потр} = P_{вых} / \eta_{общ},$$

где $P_{вых}$ – потребляемая мощность на валу рабочей машины, кВт.

$$P_{дв.\,потр} = 9{,}92 / 0{,}913 = 10{,}865 \text{ кВт}.$$

Определяем частоту вращения вала двигателя:

$$n_{дв} = u \cdot n_{вых},$$

где u – передаточное число редуктора;

$n_{вых}$ – частота вращения вала рабочей машины, мин ^{1}.

$$n_{дв} = 5 \cdot 292 = 1460 \text{ мин}^{-1}.$$

По табл. 3.3 подбираем электродвигатель с номинальной мощностью, равной или несколько превышающей расчетную, и с частотой вращения вала ротора, близкой к определенной выше (для быстроходного вала редуктора). Принимаем электродвигатель единой серии 4А типа 132М4, для которого $P_{ном} = 11$ кВт; $n_{дв.ас} = 1460$ мин ^{1} (см. табл. 3.3).

Примечание: допускается перегрузка по мощности двигателя до 5–8 % при постоянной нагрузке и до 10–12 % – при переменной [2,5].

Определяем частоты вращения валов привода:

– частота вращения вала электродвигателя и ведущего вала редуктора:

$$n_{дв.ас} = n_1 = 1460 \text{ мин}^{-1};$$

– частота вращения ведомого вала редуктора и вала рабочей машины:

$$n_2 = n_{вых} = n_1 / u = 1460 / 5 = 292 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем мощности на валах привода:
– потребляемая мощность электродвигателя

$$P_{\text{дв. потр}} = 10{,}865 \text{ кВт};$$

– мощность на ведущем валу редуктора

$$P_1 = P_{\text{дв. потр}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{п}} = 10{,}865 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}99 = 10{,}542 \text{ кВт};$$

– мощность на ведомом валу редуктора

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{з}} \cdot \eta_{\text{п}} = 10{,}542 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}99 = 10{,}123 \text{ кВт};$$

– мощность на валу рабочей машины

$$P_{\text{вых}} = P_2 \cdot \eta_{\text{м}} = 10{,}123 \cdot 0{,}98 = 9{,}92 \text{ кВт}.$$

Определяем вращающие моменты на валах привода:
– момент на валу электродвигателя

$$T_{\text{дв}} = 9{,}55 \cdot P_{\text{дв. потр}} / n_{\text{дв}} = 9{,}55 \cdot 10{,}865 \cdot 10^3 / 1460 = 71{,}069 \text{ Н·м};$$

– момент на ведущем валу редуктора

$$T_1 = 9{,}55 \cdot P_1 / n_1 = 9{,}55 \cdot 10{,}542 \cdot 10^3 / 1460 = 68{,}956 \text{ Н·м};$$

– момент на ведомом валу редуктора

$$T_2 = 9{,}55 \cdot P_2 / n_2 = 9{,}55 \cdot 10{,}123 \cdot 10^3 / 292 = 331{,}08 \text{ Н·м};$$

– момент на валу рабочей машины

$$T_{\text{вых}} = 9{,}55 \cdot P_{\text{вых}} / n_{\text{вых}} = 9{,}55 \cdot 9{,}92 \cdot 10^3 / 292 = 324{,}44 \text{ Н·м}.$$

Данные расчета представим виде таблицы (табл. 5.1).

Таблица 5.1

Номер вала	n, мин$^{-1}$	P, кВт	T, Н · м
Вал двигателя	1460	10.865	71.069
I	1460	10.542	68.956
II	292	10,123	331,08
Вал рабочей машины	292	9,92	324,44

5.2. Расчет зубчатой передачи

5.2.1. Выбор материала и способа термообработки колес

При выборе материала для изготовления зубчатой пары для обеспечения одинаковой долговечности обоих колес и ускорения их приработки твердость материала шестерни следует назначать больше твердости материала колеса. Разность твердостей для колес с $H_{НВ} < 350$ НВ рекомендуется: у прямозубых – (20–50) НВ; косозубых (20–70) НВ; при $H_{НВ} > 350$ НВ – (4–6) HRC.

Для изготовления шестерни и колеса передачи редуктора выбираем сталь 40Х (ГОСТ 4543). Термообработка – улучшение: для шестерни – до твердости $H_{НВ1} = 325$ НВ, для колеса – до твердости $H_{НВ2} = 270$ НВ (см. табл. 3.4).

5.2.2. Расчет допускаемых контактных напряжений

Допускаемые напряжения определяются для шестерни и колеса по формуле [7, с. 14]

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\lim b} \cdot Z_N}{S_H} Z_R \cdot Z_V \cdot Z_L \cdot Z_X \cdot Z_W ,$$

где $\sigma_{H\lim b}$ – предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов напряжений (табл. 5.2):

$$\sigma_{H\lim b1} = 2H_{НВ1} + 70 = 2 \cdot 325 + 70 = 720 \text{ МПа},$$
$$\sigma_{H\lim b2} = 2H_{НВ2} + 70 = 2 \cdot 270 + 70 = 610 \text{ МПа};$$

S_H – коэффициент запаса прочности; для зубчатых колес с однородной структурой материала $S_H = 1{,}1$ (при твердости колес $H_{НВ} < 350$ НВ); с поверхностным упрочнением $S_H = 1{,}2$ (при твердости колес $H_{НВ} > 350$ НВ) [6];

Z_N – коэффициент долговечности:

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{H\lim}}{N_K}}$$

при $N_{H\,\lim} \geq N_K$, но не более 2,6 для однородной структуры материала и 1,8 для поверхностного упрочнения |6|;

$$Z_N = 20\sqrt{\frac{N_{H\,\lim}}{N_K}},$$

при $N_{H\,\lim} < N_K$, но не менее 0,75 |6|;

$N_{H\,\lim}$ – базовое число циклов нагружений, соответствующее пределу выносливости; принимается по графику (|6, рис. 18.22, с. 342|) или вычисляется по формуле [7, с. 26]:

$$N_{H\,\lim} = 30\,(H_{HB})^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6 \text{ циклов},$$

где H_{HB} – твердость материала рассчитываемого зубчатого колеса в единицах НВ;

$$N_{H\,\lim 1} = 30 \cdot (325)^{2,4} = 32,0 \cdot 10^6 \text{ циклов};$$
$$N_{H\,\lim 2} = 30 \cdot (270)^{2,4} = 20,5 \cdot 10^6 \text{ циклов};$$

N_K – число циклов перемены напряжений, соответствующее заданному сроку службы передачи при постоянной нагрузке |6|:

$$N_K = 60 \cdot c \cdot n \cdot L_h,$$

где c – число колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым;

L_h – срок службы привода, ч (см. задание);

n – частота вращения рассчитываемого зубчатого колеса.

$$N_{K1} = 60 \cdot c \cdot n_1 \cdot L_h = 60 \cdot 1 \cdot 1460 \cdot 1000 = 87,6 \cdot 10^6 \text{ циклов};$$
$$N_{K2} = 60 \cdot c \cdot n_2 \cdot L_h = 60 \cdot 1 \cdot 292 \cdot 1000 = 17,5 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

Z_R – коэффициент, учитывающий влияние исходной шероховатости сопряженных поверхностей зубьев [7, с. 24];

Z_V – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости |7, с. 24|;

Z_L – коэффициент, учитывающий влияние вязкости смазного материала |7, с. 24|;

Z_X – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса |7, с. 24|;

Z_W – коэффициент, учитывающий влияние перепада твердостей материала сопряженных поверхностей зубьев.

При проектировочных расчетах по ГОСТ 21354–87 [7, с. 57] рекомендуют принимать

$$Z_R \cdot Z_V \cdot Z_L \cdot Z_X \quad Z_W = 0{,}9.$$

Так как $N_{H\,\lim 1} < N_{K\,1}$ и $N_{H\,\lim 2} > N_{K\,2}$, то

$$Z_{N1} = 20\sqrt{\frac{32{,}0 \cdot 10^6}{87{,}6 \cdot 10^6}} = 0{,}951;$$

$$Z_{N2} = 6\sqrt{\frac{20{,}5 \cdot 10^6}{17{,}5 \cdot 10^6}} = 1{,}027;$$

$$\sigma_{HP\,1} = \frac{720 \cdot 0{,}951}{1{,}1} 0{,}9 = 560{,}23 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP\,2} = \frac{610 \cdot 1{,}027}{1{,}1} 0{,}9 = 512{,}57 \text{ МПа}.$$

Для цилиндрической косозубой передачи для расчета [6, с. 342] принимается:

$$\sigma_{HP} = 0{,}45(\sigma_{HP\,1} + \sigma_{HP\,2}) > \sigma_{HP\,\min},$$

при выполнении условия $\sigma_{HP\,1-2} < 1{,}23\,\sigma_{HP\,\min}$

$$\sigma_{HP} = 0{,}45(\sigma_{HP\,1} + \sigma_{HP\,2}) = 0{,}45\ (560{,}23 + 512{,}57) = 482{,}76 \text{ МПа};$$
$$\sigma_{HP\,\min} = 512{,}57 \text{ МПа};\ 1{,}23 \cdot \sigma_{HP\,\min} = 1{,}23 \cdot 512{,}27 = 630{,}09 \text{ МПа}.$$

Так как σ_{HP} меньше минимального из двух значений $\sigma_{HP\,1}$ и $\sigma_{HP\,2}$, в качестве расчетного напряжения принимаем минимальное значение $\sigma_{HP} = \sigma_{HP\,2} = 512{,}27$ МПа.

5.2.3. Определение допускаемых напряжений изгиба

Допускаемые напряжения изгиба при расчете на выносливость σ_{FP} определяются по формуле

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\lim b} \cdot Y_N}{S_F} Y_R Y_X Y_\delta,$$

где $\sigma_{F\ \lim\ b}$ – предел выносливости зубьев при изгибе [6, с. 343, табл. 18.7]; [8, табл. 9.12, с. 194]; [7, с. 33]:

$$\sigma_{F\lim b} = \sigma^{0}_{F\lim b} \cdot Y_t \cdot Y_Z \cdot Y_g \cdot Y_d \cdot Y_A,$$

где $\sigma^{0}_{F\lim b}$ – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений; выбирается по табл. 5.3 в зависимости от способа термической или химико-термической обработки [6, с. 343, табл. 18.7]; [7, с. 47, табл. 16];

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; литье Y_Z = 0,8 [7, с. 34];

Y_g – коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба; для нешлифованной переходной поверхности принимают Y_g = 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, при двухстороннем – Y_A = 0,7–0,8.

Y_R – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности; при отсутствии полирования переходной поверхности зуба 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_δ – опорный коэффициент, учитывающий чувствительность материала к концентрации напряжений; для модуля передачи от 1 до 8 мм этот коэффициент убывает от 1,1 до 0,92; примем Y_δ = 1,0 [7, с. 36];

S_F – коэффициент безопасности, S_F = 1,4–1,7 [7, с. 35];

Y_N – коэффициент долговечности [7, с. 29].

$$Y_N = \sqrt[q_F]{\frac{N_{F\lim}}{N_K}}, \text{ но не менее 1;}$$

где $N_{F\,\lim}$ – базовое число циклов нагружений, для любых сталей $N_{F\,\lim} = 4 \cdot 10^6$ циклов [6, с. 343];

N_K – общее число циклов перемены напряжений при нагрузках с постоянными амплитудами: $N_K = 60 \cdot c \cdot n \cdot L_h$ [6, с. 343]; [8, с. 93, 194];

q_F – показатель кривой усталости: для зубчатых колес с однородной структурой материала, включая закаленные при нагреве ТВЧ со сквозной закалкой, и зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью, независимо от твердости и термообработки их зубьев $q_F = 6$; $q_F = 9$ – для зубчатых колес с нешлифованной переходной поверхностью при твердости поверхности зуба $H_{\text{ПВ}} > 350$ [8, с. 194]; [7, с. 32].

$$\sigma_{F\,\lim\,b\,1} = 1{,}75 \cdot 325 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 568{,}75 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{F\,\lim\,b\,2} = 1{,}75 \cdot 270 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 472{,}5 \text{ МПа}.$$

$$N_{K1} = 60 \cdot c \cdot n_1 \cdot L_h = 60 \cdot 1 \cdot 1460 \cdot 1000 = 87{,}6 \cdot 10^6 \text{ циклов},$$

$$N_{K2} = 60 \cdot c \cdot n_2 \cdot L_h = 60 \cdot 1 \cdot 292 \cdot 1000 = 17{,}5 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

Так как $N_K > N_{F\,\lim}$, то принимаем $Y_N = 1$. Тогда

$$\sigma_{FP\,1} = 568{,}8 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1{,}7 = 334{,}56 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{FP\,2} = 472{,}5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1{,}7 = 277{,}94 \text{ МПа}.$$

5.2.4. Проектировочный расчет передачи

Проектировочный расчет передач служит только для предварительного определения размеров и не отменяет расчета на контактную выносливость.

При проектировочном расчете определяется один из геометрических параметров передачи – межосевое расстояние a_w или делительный диаметр шестерни d_1 [7, с. 57]. Предпочтительным считается расчет a_w, так как его значение сразу дает представление о габаритах передачи.

Делительный диаметр шестерни

$$d_1 \geq K_d \sqrt[3]{\frac{T_{2II} \cdot K_{II\beta}}{\psi_{bd} \cdot \sigma^2_{IIP}} \cdot \frac{u+1}{u^2}},$$

где K_d – вспомогательный коэффициент; K_d = 675 – для косозубых и шевронных передач; K_d = 770 – для прямозубых передач [6, с. 331]; |7, с. 57|.

Ориентировочное значение межосевого расстояния [6, с. 332; 7, с. 57]

$$a_w = K_a \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{II\beta}}{\sigma^2_{IIP} \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}},$$

где знак «плюс» используется при расчете передач внешнего зацепления, а «минус» – для передач внутреннего зацепления;

K_a – вспомогательный коэффициент: для прямозубых передач K_a = 495, для косозубых и шевронных передач K_a = 430 |6, с. 332; 7, с. 57|;

T_2 – вращающий момент на колесе (на ведомом звене);

u – передаточное число передачи;

$K_{II\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, принимают в зависимости от твердости колес и параметра ψ_{bd} по графику (рис. 5.3):

$$\psi_{bd} = b_2 / d_1 = 0{,}5\ \psi_{ba}(u \pm 1)$$

ψ_{bd} – коэффициент ширины колеса относительно делительного диаметра шестерни;

ψ_{ba} – коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния; принимают из стандартного ряда чисел в зависимости от положения колес относительно опор (см. с. 22).

Передача косозубая, расположение колес – симметричное, следовательно,

$$K_a = 430;$$

$$\psi_{ba} = 0{,}4;$$

$$\psi_{bd} = 0{,}5\ |0{,}4(5 + 1)| = 1{,}2;$$

$$K_{H\beta} = 1{,}12;$$

$$a_w = 430 \cdot (5+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{331{,}08 \cdot 1{,}12}{(512{,}57)^2 \cdot 5^2 \cdot 0{,}4}} = 134{,}33 \text{ мм}.$$

Полученное ориентировочное межосевое расстояние округляем до стандартного значения по предпочтительному ряду (табл. 5.4, с. 55). Принимаем $a_w = 125$ мм.

Нормальный модуль при принятой термообработке колес рекомендуется выбирать из диапазона

$$m_n = (0{,}01–0{,}02)\ a_w = (0{,}01–0{,}02) \cdot 125 = (1{,}25–2{,}5) \text{ мм}.$$

Из стандартного ряда модулей (табл. 5.5, с. 55) принимаем $m = 2$ мм. Значение модуля менее 1,5 мм для силовых передач задавать не рекомендуется.

Рабочая ширина колеса

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0{,}4 \cdot 125 = 50 \text{ мм};$$

ширина шестерни

$$b_1 = b_2 + (2–7) \text{ мм} = 50 + (2–7) = 52–57 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_1 = 55$ мм.

Угол наклона зубьев для косозубого зацепления без смещения рекомендуется $\beta = 7–18°$.

Предварительно приняв коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta = 1$ |8, с. 174, табл. 9.1|, определим минимальный угол наклона зубьев:

$$\sin\beta = \pi \cdot m_n\ \varepsilon_\beta / b_2 = 3{,}14 \cdot 2 \cdot 1 / 50 = 0{,}1256;$$
$$\beta = 7°12'55'' \text{ или } \beta_{min} = \arcsin(4m_n / b_2).$$

Величиной угла β можно задаться, например, $\beta = 10°$.

Суммарное число зубьев |2, с. 13|

$$z_\Sigma = (2 \cdot a_w \cdot \cos\beta) / m = (2 \cdot 125 \cdot \cos 7{,}2154) / 2 = 124{,}01.$$

Принимаем $z_\Sigma = z_1 + z_2 = 124$.

Определим числа зубьев шестерни z_1 и колеса z_2.

$$z_1 = z_\Sigma / (u + 1) = 124 / (5 + 1) = 20{,}67;$$

принимаем $z_1 = 21$;

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 124 - 21 = 103.$$

Фактическое передаточное число $u_ф = z_2 / z_1 = 103/21 = 4{,}905$.

$$\Delta u = (u_ф - u) / u \cdot 100\ \% = ((5 - 4{,}905) / 5) \cdot 100\ \%) = 1{,}9\ \% \leq 4\ \%.$$

Для того, чтобы вписать косозубую цилиндрическую передачу в заданное межосевое расстояние $a_w = 125$ мм при принятых числах зубьев зубчатых колес, уточним угол наклона зубьев:

$$\cos\beta = m\,(z_1 + z_2)/(2 \cdot a_w) = 2\,(21 + 103) / (2 \cdot 125) = 0{,}992°;$$

$$\beta = 7{,}25220° = 7°15'8".$$

Определим делительные диаметры, диаметры вершин и впадин зубьев зубчатых колес:

$$d_1 = m \cdot z_1 / \cos\beta = 2 \cdot 21 / 0{,}992 = 42{,}339 \text{ мм};$$

$$d_2 = m \cdot z_2 / \cos\beta = 2 \cdot 103 / 0{,}992 = 207{,}661 \text{ мм};$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 42{,}339 + 2 \cdot 2 = 46{,}339 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 207{,}661 + 2 \cdot 2 = 211{,}661 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2{,}5 \cdot m = 42{,}339 - 2 \cdot 2{,}5 = 37{,}339 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2{,}5 \cdot m = 207{,}661 - 2 \cdot 2{,}5 = 202{,}661 \text{ мм}.$$

Выполним проверку межосевого расстояния:

$$a_w = (d_1 + d_2) / 2 = (42{,}339 + 207{,}661) / 2 = 125 \text{ мм}.$$

Вычислим величину усилий, действующих в зацеплении, и изобразим схему действия сил (рис. 5.2):

– окружная:

$$F_t = 2 \cdot T_2 / d_2 = 2 \cdot 331080 / 207{,}661 = 3188{,}66 \text{ Н};$$

– радиальная:

$$F_r = F_t \cdot \text{tg}\, \alpha_w / \cos \beta = 3188{,}66 \cdot \text{tg}\, 20° / 0{,}992 = 1169{,}94 \text{ Н};$$

– осевая:

$$F_a = F_t \cdot \text{tg}\, \beta = 3188{,}66 \cdot \text{tg}\, 7°15'8'' = 405{,}77 \text{ Н}.$$

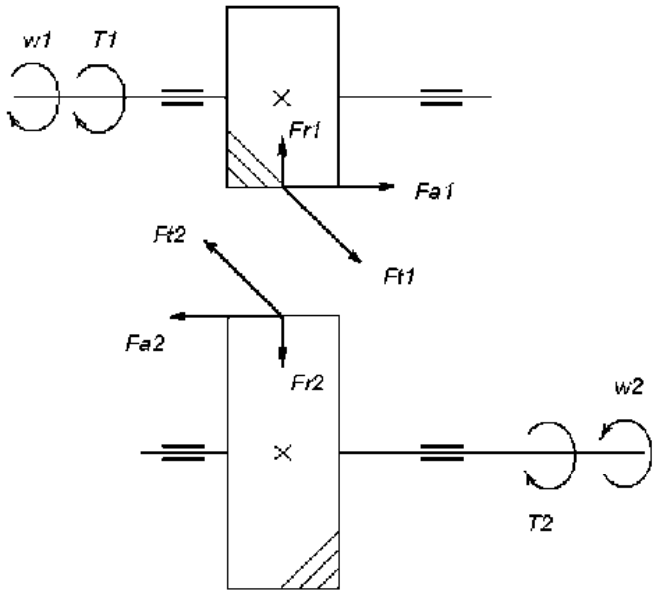

Рис. 5.2. Схема сил, действующих в косозубом цилиндрическом зацеплении

5.2.5. Проверочный расчет передачи на контактную усталость

Контактная выносливость устанавливается сопоставлением действующих в полюсе зацепления расчетного σ_H и допускаемого σ_{HP} онтактных напряжений [6, с. 330]; [7, с. 14]:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K_H} \le \sigma_{HP},$$

де σ_{H0} – контактное напряжение в полюсе зацепления при $K_H = 1$ 7, с. 14]:

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t(u+1)}{d_1 \cdot b_2 \cdot u}}.$$

Коэффициент нагрузки K_H определяют по зависимости |6, с. 327|; [7, с. 14].

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

где $K_A = 1$ – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку |6, с. 327|; |7, табл. 6, с. 15|;

K_{Hv} – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса [6, с. 328]; [7, табл. 6, с. 16]:

$$K_{Hv} = 1 + \frac{\omega_{Hv} \cdot b_2}{F_t \cdot K_A},$$

где ω_{Hv} – удельная окружная динамическая сила, Н/мм |6, с. 328|; |7, табл. 6, с. 16].

$$\omega_{Hv} = \delta_H \cdot g_0 \cdot \upsilon \sqrt{a_w / u},$$

где δ_H – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев (табл. 5.7);

g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса (табл. 5.8);

υ – окружная скорость зубчатых колес:

$$\upsilon = \pi d_1 n_1 / 60;$$

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; для прямозубых передач и косозубых при осевом коэффициенте перекрытия $\varepsilon_\beta \le 1$, $K_{H\alpha} = 1$; при $\varepsilon_\beta > 1$ см. табл. 5.9;

ε_β – осевой коэффициент перекрытия: $\varepsilon_\beta = b_2 \cdot \sin\beta / (\pi \cdot m)$;

Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес; для стальных колес $Z_E = 190$ [7, табл. 6, с. 15|;

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления |7, табл. 6, с. 15|:

$$Z_H = \frac{1}{\cos\alpha_t} \sqrt{\frac{2\cos\beta_b}{\operatorname{tg}\alpha_{tw}}},$$

где α_t – делительный угол профиля в торцовом сечении: $\alpha_t = \alpha = 20°$ [8, с. 174, табл. 9.1];

β_b – основной угол наклона для косозубой передачи:

$$\beta_b = \arcsin (\sin \beta \cdot \cos 20°) \text{ [7, с. 60, табл. 20];}$$

α_{tw} – угол зацепления, для косозубой передачи без смещения;

$\operatorname{tg} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta$ [8, с. 174, табл. 9.1];

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий [7, с. 15, табл. 6]; для косозубых передач при $\varepsilon_\beta \geq 1$

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

при $\varepsilon_\beta < 1$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{(4-\varepsilon_\alpha)(1-\varepsilon_\beta)}{3} + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}};$$

ε_α – коэффициент торцового перекрытия [8, с. 175, табл. 9.1]:

$$\varepsilon_\alpha = [1{,}88 - 3{,}2 (1 / z_1 \pm 1 / z_2)] \cos \beta.$$

Для рассчитываемого объекта имеем следующие данные: редуктор цилиндрический косозубый одноступенчатый, частота вращения ведущего вала $n_1 = 1460$ мин$^{-1}$, передаточное число редуктора $u_ф = 4{,}905$; частота вращения ведомого вала $n_2 = 292$ мин$^{-1}$, вращающие моменты на валах $T_1 = 68{,}956$ Н · м; $T_2 = 331{,}08$ Н · м; $z_1 = 21$; $z_2 = 103$; $\beta = 7{,}2522° = 7°15'8''$; $m = 2$ мм; $a = 125$ мм; $b_2 = 50$ мм; $d_1 = 42{,}339$ мм; $F_t = 3188{,}66$ Н.

$$\varepsilon_\beta = b_2 \cdot \sin\beta / (\pi \cdot m) = 50 \cdot \sin 7{,}2522° / (3{,}14 \cdot 2) = 1{,}005;$$

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \operatorname{tg}\alpha / \cos\beta = \operatorname{tg}20° / \cos 7{,}2522° = 0{,}3669;$$

$$\alpha_t = 20{,}1484°;$$

$$\beta_b = \arcsin (\sin\beta \cdot \cos 20°) = \arcsin(\sin 7{,}2522 \cdot \cos 20°) = 6{,}8127°;$$

$$Z_H = \frac{1}{\cos 20{,}1484^\circ} \sqrt{\frac{2\cos 6{,}8127^\circ}{\operatorname{tg} 20{,}1484^\circ}} = 2{,}4782$$

$$Z_E = 190 \text{ МПа}^{1/2};$$

$$\varepsilon_\alpha = [1{,}88 - 3{,}2\,(1/21 + 1/103)]\cos 7°15'8'' = 1{,}683;$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1{,}683}} = 0{,}7708;$$

$$\sigma_{H0} = 190 \cdot 2{,}4782 \cdot 0{,}7708 \cdot \sqrt{\frac{3188{,}66\ (4{,}905+1)}{42{,}339 \cdot 50 \cdot 4{,}905}} = 488{,}7 \text{ МПа}.$$

$$\upsilon = \pi \cdot 42{,}339 \cdot 1460 / (60 \cdot 10^3) = 3{,}237 \text{ м/с}.$$

Для данной скорости колес степень точности – 9-я (см. табл. 5.6).

$$\delta_H = 0{,}02;\ g_0 = 7{,}3;$$

$$\omega_{Hv} = 0{,}02 \cdot 7{,}3 \cdot 3{,}237\sqrt{125/4{,}905} = 2{,}386 \text{ Н/мм};$$

$$K_{Hv} = 1 + (2{,}386 \cdot 50)/3188{,}66 = 1{,}037;\ K_{H\alpha} = 1{,}0;\ K_A = 1{,}0;\ K_{H\beta} = 1{,}12;$$

$$K_H = 1{,}0 \cdot 1{,}037 \cdot 1{,}12 \cdot 1{,}0 = 1{,}160.$$

$$\sigma_H = 488{,}7\sqrt{1{,}160} = 526{,}35 \text{ МПа} > \sigma_{HP} = 512{,}57 \text{ МПа}.$$

Определим процент перегрузки:

$$\Delta\sigma_H = |\sigma_{HP} - \sigma_H| / \sigma_{HP} \cdot 100\ \% = |512{,}7 - 526{,}35| / 512{,}7 \cdot 100\ \% = 2{,}66\ \%.$$

Условие прочности выполняется. По принятым в машиностроении нормам допускаются отклонения +5 % (перегрузка) и –10 % (недогрузка).

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); изменить межосевое расстояние; выбрать другой режим термообработки поверхностей зубьев и соответственно изменить твердость поверхности зубьев, что приведет к увеличению или уменьшению σ_{HP}.

5.2.6. Проверочный расчет передачи на изгибную усталость

Расчетом определяется напряжение в опасном сечении на переходной поверхности зуба для каждого зубчатого колеса. Выносливость зубьев, необходимая для предотвращения их усталостного излома, устанавливают сопоставлением расчетного напряжения от изгиба и допускаемого напряжения: $\sigma_F \le \sigma_{FP}$.

Расчетное местное напряжение при изгибе [7, с. 29]

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_2 \cdot m} K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon,$$

где K_F – коэффициент нагрузки: $K_F = K_A \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}$;

K_{Fv} – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса [7, с. 30, табл. 13]:

$$K_{Fv} = 1 + \frac{\omega_{Fv} \cdot b_2}{F_t \cdot K_A},$$

где ω_{Fv} – удельная окружная динамическая сила, Н/мм [7, с. 30, табл. 13]:

$$\omega_{Fv} = \delta_F \cdot g_0 \cdot \upsilon \cdot \sqrt{a_w / u},$$

δ_F – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев (табл. 5.7);

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, принимают в зависимости от параметра ψ_{bd} по графику (рис. 5.4);

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (табл. 5.9);

Y_{FS} – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений (рис. 5.5).

Для определения менее прочного звена необходимо рассчитать отношение σ_{FP} / Y_{FS}, проверку производить по тому из колес пары, у которого это отношение меньше;

Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зуба; для косозубых передач $Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta (\beta / 120°) \ge 0{,}7$ [7, с. 32, табл. 13];

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев; для косозубых передач при $\varepsilon_\beta \geq 1$

$$Y_\varepsilon = 1 / \varepsilon_\alpha;$$

при $\varepsilon_\beta < 1$

$$Y_\varepsilon = 0{,}2 + 0{,}8 / \varepsilon_\alpha \quad [7, \text{ с. } 32, \text{ табл. } 13,];$$

$$\omega_{Hv} = 0{,}06 \cdot 7{,}3 \cdot 3{,}237\sqrt{125 / 4{,}905} = 7{,}157 \text{ Н/мм};$$

$$K_{Fv} = 1 + \frac{7{,}157 \cdot 50}{3188{,}66 \cdot 1} = 1{,}112; K_A = 1; K_{F\alpha} = 1{,}35; K_{F\beta} = 1{,}1.$$

Следовательно $K_F = K_A \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 1 \cdot 1{,}112 \cdot 1{,}1 \cdot 1{,}35 = 1{,}652.$

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \beta / 120° = 1 - 1{,}005 \cdot (7{,}2522° / 120°) = 0{,}9392 > 0{,}7$$

|7, с. 32, табл. 13|;

$$Y_\varepsilon = 1 / \varepsilon_\alpha = 1 / 1{,}6757 = 0{,}5967.$$

Определим эквивалентные числа зубьев шестерни и колеса |7, с. 62, табл. 20]:

$$Z_{V1} = Z_1 / \cos^3\beta = 20 / \cos^3 7{,}2522° = 21{,}17;$$

$$Z_{V2} = Z_2 / \cos^3\beta = 104 / \cos^3 7{,}2522° = 103{,}83.$$

Следовательно, $Y_{FS1} = 4{,}1$; $Y_{FS2} = 3{,}6$ (рис. 5.5).

Определим отношение σ_{FP} / Y_{FS}:

$$\sigma_{FP1} / Y_{FS1} = 334{,}6 / 4{,}1 = 81{,}6;$$

$$\sigma_{FP2} / Y_{FS2} = 277{,}9 / 3{,}6 = 77{,}2.$$

Расчет по изгибным напряжениям ведем для колеса, так как $\sigma_{FP2} / Y_{FS2} < \sigma_{FP1} / Y_{FS1}$:

$$\sigma_{F2} = \frac{3188{,}66}{50 \cdot 2} \cdot 1{,}652 \cdot 3{,}6 \cdot 0{,}9392 \cdot 0{,}594 = 105{,}795 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP2} = 277{,}9 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется: 105,795 МПа < 277,9 МПа.

Значение σ_{H2} значительно меньше σ_{HP2}, однако это нельзя рассматривать как недогрузку передачи, так как основным критерием работоспособности данной передачи является контактная усталость.

Таблица 5.2

К определению предела контактной выносливости материла зубчатых колес

Способ термической и химико-термической обработки зубьев	Средняя твердость поверхности зубьев	Сталь	Формула для расчета значений σ_{Hlimb}, МПа
Отжиг, нормализация или улучшение	Менее 350 НВ	Углеродистая	σ_{Hlimb} = 2 НВ + 70
Объемная и поверхностная закалка	38–50 HRC		σ_{Hlimb} = 17 HRC + + 200
Цементация и нитроцементация	Более 56 HRC	Легированная	σ_{Hlimb} = 23 HRC
Азотирование	550–750 HV		σ_{Hlimb} = 1050

Таблица 5.3

Значения предела выносливости материала зубчатых колес при изгибе

Марка стали	Термическая или химико-термическая обработка	Твердость зубьев		σ_{Flimb}, МПа
		на поверхности	в сердцевине	
40, 45, 50 ,40Х, 40ХН, 40ХФА	Нормализация, улучшение	180–350 НВ		1,75 НВ
40Х, 40ХФА	Объемная закалка	45–55 HRC		500–550
40Х, 40ХН2МА	Закалка при нагреве ТВЧ	48–58 HRC	25–35 HRC	700
20ХН, 20ХН2М, 12ХН2, 12ХН3А	Цементация	56–63 HRC	30–45 HRC	800
Стали, содержащие алюминий	Азотирование	700–950 HV	24–40 HRC	300 + 1,2 HR С сердцевины

Таблица 5.4

Значения межосевых расстояний a_w (ГОСТ 2185–66)

Ряд	Межосевое расстояние a_w, мм
1	40, 50, 63, 80, 100, 125,160, 200, 250, 315, 400, 500 …
2	71, 90, 112, 140, 180, 224, 280, 355, 450, 560, 710 …

Примечание: ряд 1 следует предпочитать ряду 2.

Таблица 5.5

Значения модулей зубчатых колес m (ГОСТ 9563–79)

Ряд	Модули m, мм
1	…1,0; 1.25; 1,5; 2,0; 2.5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12 …
2	…1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9…

Примечание: ряд 1 следует предпочитать ряду 2; для тракторной промышленности допускаются m = 3,75; 4,25; 6,5 мм; для автомобильной промышленности допускается применение модулей, отличающихся от установленных в настоящем стандарте.

Таблица 5.6

Степень точности	Предельные окружные скорости колес			
	прямозубых		непрямозубых	
	цилиндрических	конических	цилиндрических	конических
6	До 15	До 12	До 30	До 20
7	До 10	До 8	До 15	До 10
8	До 6	До 5	До 10	До 7
9	До 3	До 2	До 4	До 3

Таблица 5.7

Значения коэффициентов δ_F и δ_H

Вид зубьев	δ_F	Значение δ_H при твердости поверхностей	
		H_1 или H_2 меньше 350 НВ	H_1 или H_2 больше 350 НВ
Прямые: без модификации головки с модификацией головки	 0,016 0,011	 0,06 0,04	 0,14 0,10
Косые и шевронные	0,06	0,02	0,04

Таблица 5.8

Значения коэффициента g_0

Модуль m, мм	Степень точности по нормам плавности по ГОСТ 1643–81			
	6	7	8	9
До 3,55	3,8	4,7	5,6	7,3
До 10	4,2	5,3	6,1	8,2
Свыше 10	4,8	6,4	7,3	10,0

Таблица 5.9

Ориентировочные значения коэффициентов $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$

Окружная скорость, м/с	Степень точности	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$
До 5	7 8 9	1,03 1,07 1,13	1,07 1,22 1,35
Свыше 5 до 10	7 8	1,05 1,10	1,20 1,30
Свыше 10 до 15	7 8	1,08 1,15	1,25 1,40

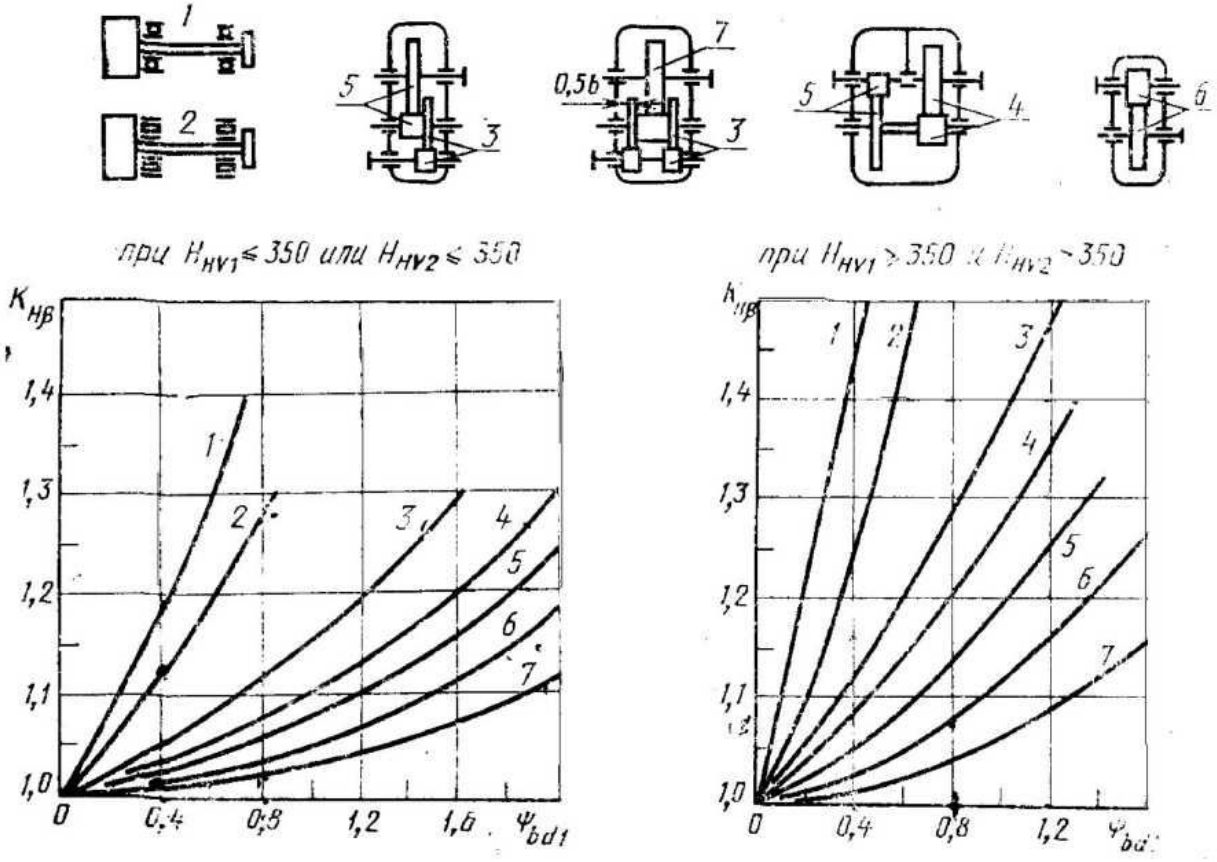

Рис. 5.3. График для определения коэффициента $K_{H\beta}$

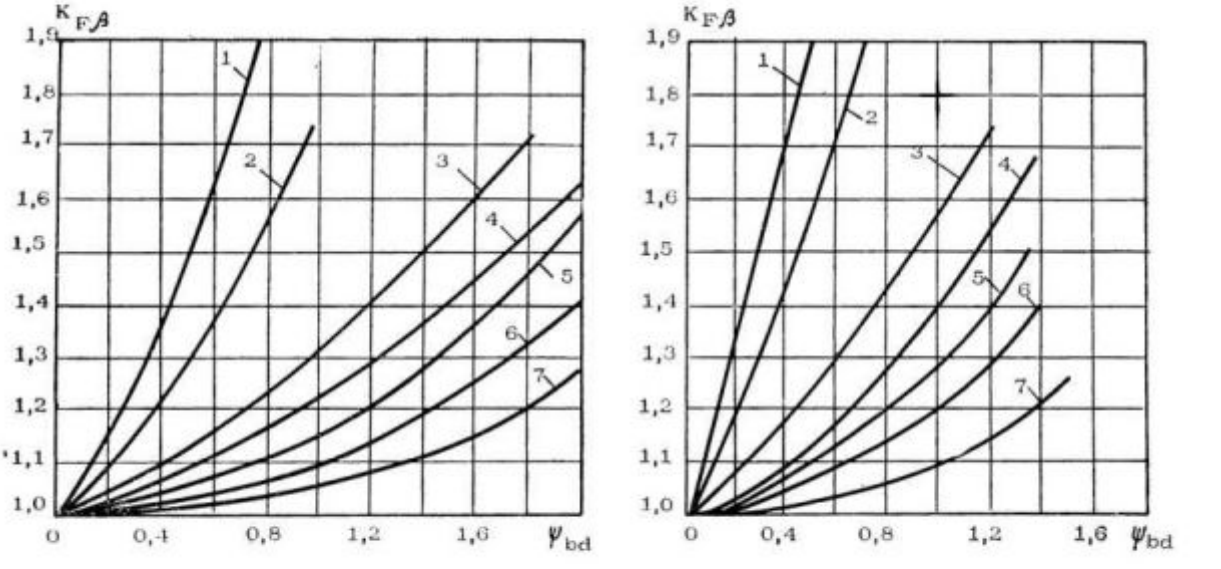

Рис. 5.4. График для ориентировочного определения коэффициента $K_{F\beta}$

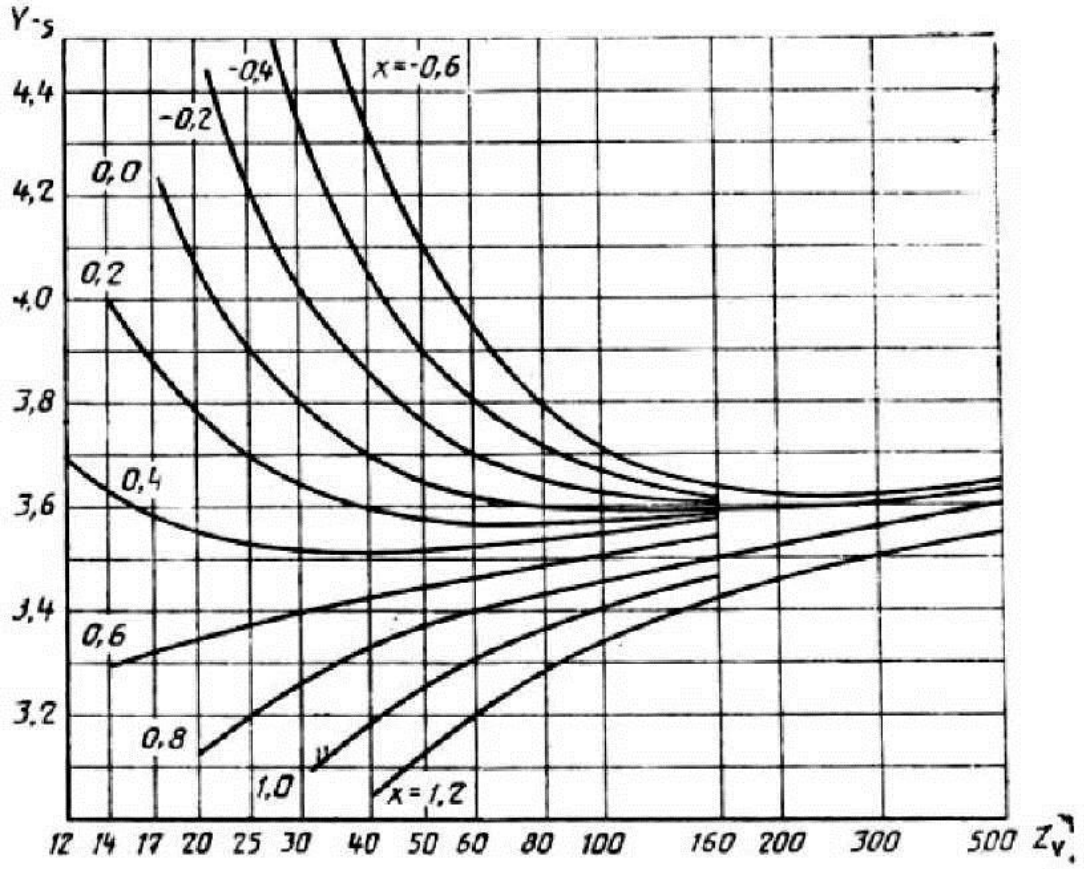

Рис. 5.5. Коэффициент Y_{FS}, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений

6. РАСЧЕТ ПРИВОДА С КОНИЧЕСКИМ ПРЯМОЗУБЫМ РЕДУКТОРОМ

Задание. Подобрать электродвигатель, провести кинематический расчет и прочностной расчет конической прямозубой передачи редуктора общего назначения.

Исходные данные

1. Мощность на валу рабочей машины $P_{вых} = 3{,}5$ кВт.
2. Частота вращения быстроходного вала $n_1 = 949$ мин$^{-1}$.
3. Передаточное число $u = 3{,}15$.
4. Передача нереверсивная.
5. Передаваемая нагрузка постоянная.
6. Жестких требований к габаритам передачи не предъявляется.
7. Требуемая долговечность привода $L_h = 10000$ ч.

6.1. Выбор электродвигателя, кинематический и силовой расчеты привода

Составляем схему привода (рис. 6.1).

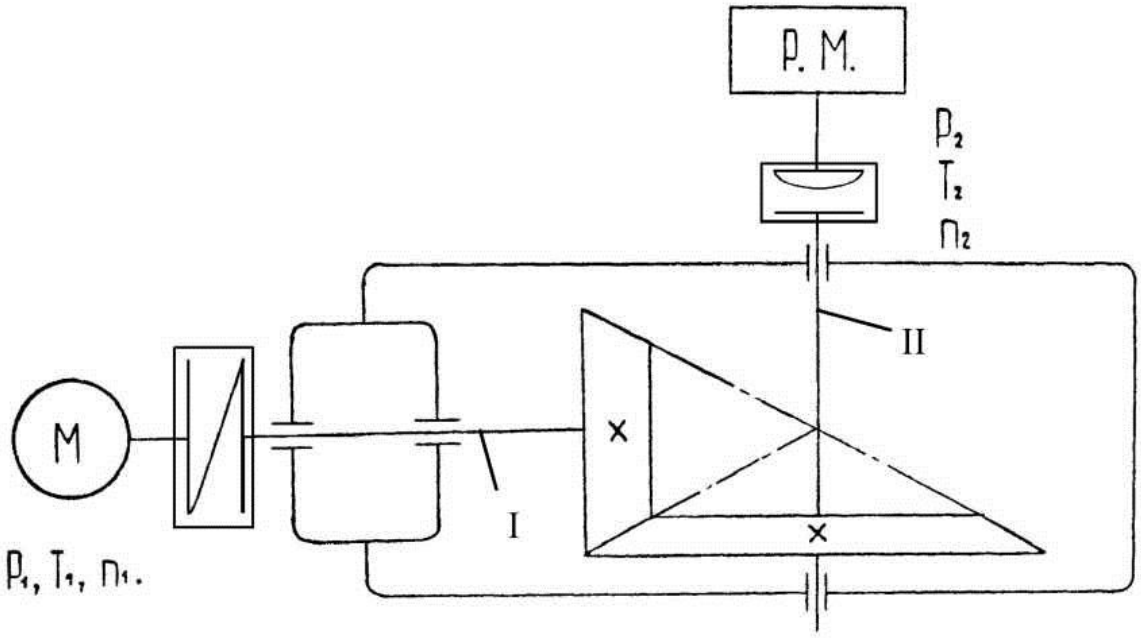

Рис. 6.1. Схема привода

Определяем общий КПД привода:

$$\eta = \eta_з \cdot \eta_п^2 \cdot \eta_м^2,$$

где $\eta_з$ – КПД пары зубчатых прямозубых конических колес: $\eta_з = 0{,}97$;

$\eta_п$ – КПД, учитывающий потери в одной паре подшипников качения, $\eta_п = 0{,}99$;

$\eta_м$ – КПД, учитывающий потери в муфте: $\eta_м = 0{,}98$ (табл. 3.1).

$$\eta = 0{,}97 \cdot 0{,}99^2 \cdot 0{,}98^2 = 0{,}913.$$

Подбираем электродвигатель по заданной асинхронной частоте вращения $n_1 = 949$ мин$^{-1}$ и потребляемой мощности:

$$P_{потр} = P_{вых} / \eta = 3{,}5/ 0{,}913 = 3{,}834 \text{ кВт}.$$

Выбираем электродвигатель с номинальной мощностью, равной или несколько превышающей $P_{потр}$, и с синхронной частотой вращения $n_{синх} = 1000$ мин$^{-1}$. По табл. 3.3 принимаем электродвигатель единой серии 4А типа 112МВ6, для которого $P_{дв} = 4$ кВт; $n_{аснх} = 949$ мин$^{-1}$.

Определяем частоты вращения валов привода:

– частота вращения вала электродвигателя и ведущего вала редуктора

$$n_{дв.ас} = n_1 = 949 \text{ мин}^{-1};$$

– частота вращения ведомого вала редуктора и вала рабочей машины

$$n_2 = n_{вых} = n_1 / u;$$

$$n_2 = n_{вых} = 949 / 3{,}15 = 301{,}27 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем мощности на валах привода:

– потребляемая мощность электродвигателя $P_{потр.} = 3{,}834$ кВт;

– мощность на ведущем валу редуктора

$$P_1 = P_{дв.потр} \cdot \eta_м \cdot \eta_п = 3{,}834 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}99 = 3{,}72 \text{ кВт};$$

– мощность на ведомом валу редуктора

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_з \cdot \eta_п = 3{,}72 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}99 = 3{,}572 \text{ кВт};$$

– мощность на валу рабочей машины

$$P_{вых} = P_2 \cdot \eta_м = 3{,}572 \cdot 0{,}98 = 3{,}5 \text{ кВт}.$$

Определяем вращающие моменты на валах привода:
– момент на валу электродвигателя

$$T_{дв.} = 9{,}55 \cdot P_{потр} / n_{дв} = 9{,}55 \cdot 3{,}834 \cdot 10^3 / 949 = 38{,}58 \text{ Н·м};$$

– момент на ведущем валу редуктора

$$T_1 = 9{,}55 \cdot P_1 / n_1 = 9{,}55 \cdot 3{,}72 \cdot 10^3 / 949 = 37{,}43 \text{ Н·м};$$

– момент на ведомом валу редуктора

$$T_2 = 9{,}55 \cdot P_2 / n_2 = 9{,}55 \cdot 3{,}572 \cdot 10^3 / 301{,}27 = 113{,}23 \text{ Н·м};$$

– момент на валу рабочей машины

$$T_{вых} = 9{,}55 \cdot P_{вых} / n_2 = 9{,}55 \cdot 3{,}5 \cdot 10^3 / 301{,}27 = 110{,}95 \text{ Н·м}.$$

Данные расчета представим в виде таблицы (табл. 6.1).

Таблица 6.1

Номер вала	n, мин$^{-1}$	P, кВт	T, Н·м
Вал двигателя	949	3,834	38,58
I	949	3,72	37,43
II	301,27	3,572	113,23
Выходной вал	301,27	3,5	110,95

6.2. Расчет прямозубой конической передачи

6.2.1. Выбор материала колес и способы их термообработки

Ортогональная коническая прямозубая передача редуктора: частота вращения ведущего вала n_1 = 949 мин$^{-1}$, передаточное число редуктора u = 3,15; частота вращения ведомого вала n_2 = 301,27 мин$^{-1}$, вращающие моменты на валах T_1 = 37,43 Н·м; T_2 = 113,23 Н·м; передача нереверсивная, нагрузка постоянная, срок службы передачи L_h = = 10 000 ч, расположение шестерни относительно опоры – консольное.

В качестве материала для изготовления шестерни и колеса принимаем сталь 45 с термообработкой улучшение: шестерня – твердость H_{HB1} = 310 НВ; зубчатое колесо – H_{HB2} = 290 НВ [3, с. 34, табл. 3.3].

6.2.2. Определение допускаемых напряжений

Расчет допускаемых контактных напряжений σ_{HP} [14]:

$$\sigma_{HP} = 0,9\frac{\sigma_{H\lim b} \cdot Z_N}{S_H},$$

где $\sigma_{H\lim b}$ – предел контактной выносливости материала, соответствующий базе испытаний и зависящий от средней твердости поверхностных слоев зубьев [14]:

$$\sigma_{H\lim b} = 2 \cdot H_{HB} + 70;$$

$$\sigma_{H\lim b1} = 2 \cdot H_{HB1} + 70 = 2 \cdot 310 + 70 = 690 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H\lim b2} = 2 \cdot H_{HB2} + 70 = 2 \cdot 290 + 70 = 650 \text{ МПа};$$

S_H – коэффициент запаса прочности, для зубчатых колес с однородной структурой материала S_H = 1,1 [14];

Z_N – коэффициент долговечности:

$$Z_N = \sqrt[m]{\frac{N_{H\lim}}{N_K}},$$

где $N_{H\lim}$ – базовое число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости, принимается по графику или рассчитывается по формуле

$$N_{H\lim 1} = 30\,(H_{\text{нв}})^{2,4};$$

N_K – число циклов перемены напряжений, соответствующее заданному сроку службы передачи, при постоянной нагрузке

$$N_K = 60 \cdot c \cdot n \cdot L_h,$$

где c =1 – число колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым;

L_h – срок службы привода, 10 000 ч (см. задание);

n – частота вращения рассчитываемого зубчатого колеса;

m – показатель степени, который может принимать два значения: $m = 20$, если $N_{H\lim} < N_K$, $m = 6$, если $N_{H\lim} \geq N_K$.

При $N_{H\lim} \geq N_K$, коэфициент долговечности не превышает 2,6 для однородной структуры материала и 1,8 для поверхностного упрочнения, при $N_{H\lim} < N_K$ не менее 0,75 [14].

Базовое число циклов нагружений

$$N_{H\lim 1} = 30\,(H_{HB1})^{2,4} = 30 \cdot (310)^{2,4} = 2,86 \cdot 10^7 \text{ циклов};$$

$$N_{H\lim 1} = 30\,(H_{HB2})^{2,4} = 30 \cdot (290)^{2,4} = 2,437 \cdot 10^7 \text{ циклов}.$$

Эквивалентное число циклов нагружений:

$$N_{K1} = 60 \cdot c \cdot n_1 \cdot L_h = 60 \cdot 1 \cdot 949 \cdot 10000 = 56,94 \cdot 10^7 \text{ циклов};$$

$$N_{K2} = 60 \cdot c \cdot n_2 \cdot L_h = 60 \cdot 1 \cdot 301,27 \cdot 10000 = 18,08 \cdot 10^7 \text{ циклов}.$$

Так как $N_{H\lim 1} < N_{K1}$ и $N_{H\lim 2} < N_{K2}$, то

$$Z_{N1} = \sqrt[20]{\frac{2,86 \cdot 10^7}{56,94 \cdot 10^7}} = 0,861; \quad Z_{N2} = \sqrt[20]{\frac{2,437 \cdot 10^7}{18,08 \cdot 10^7}} = 0,905.$$

$$\sigma_{HP1} = 0,9\frac{690 \cdot 0,861}{1,1} = 486,07 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP2} = 0,9\frac{650 \cdot 0,905}{1,1} = 481,3 \text{ МПа}.$$

Для рассматриваемой конической передачи в качестве расчетного принимаем $\sigma_{HP\,2} = 481{,}3$ МПа.

Допускаемые напряжения изгиба при расчете на выносливость σ_{FP} [14]:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\lim b}}{S_F} Y_N \cdot Y_A \cdot Y_R,$$

где $\sigma_{F\lim b}$ – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений [14]:

$$\sigma_{H\lim b} = 1{,}75 \cdot H_{HB};$$

$$\sigma_{H\lim b\,1} = 1{,}75 \cdot H_{HB1} = 1{,}75 \cdot 310 = 542{,}5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H\lim b2} = 1{,}75 \cdot H_{HB2} = 1{,}75 \cdot 290 = 507{,}5 \text{ МПа};$$

S_F – коэффициент безопасности, $S_F = 1{,}4–1{,}7$ |14|, причем чем меньше твердость, тем больше должна быть величина коэффициента безопасности;

Y_A – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки, при одностороннем приложении нагрузки (передача нереверсивная) $Y_A = 1$ |14|, при двухстороннем $Y_A = 0{,}7–0{,}8$;

Y_R – коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности зуба; при полировании переходной поверхности $Y_R = 1{,}2$; в остальных случаях можно принимать $Y_R = 1{,}0$;

Y_N – коэффициент долговечности (не менее 1) [14]:

$$Y_N = q_F \sqrt{\frac{N_{F\lim}}{N_K}},$$

где $N_{F\lim}$ – базовое число циклов перемены напряжений; для любых сталей $N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$ циклов [14];

N_K – общее число циклов перемены напряжений при нагрузках с постоянными амплитудами [14]:

$$N_K = 60 \cdot c \cdot n \cdot L_h;$$

$$N_{K1} = 60 \cdot c \cdot n_1 \cdot L_h = 60 \cdot 1 \cdot 949 \cdot 10000 = 569{,}4 \cdot 10^6 \text{ циклов};$$

$N_{K2} = 60 \cdot c \cdot n_2 \cdot L_h = 60 \cdot 1 \cdot 301{,}27 \cdot 10000 = 180{,}8 \cdot 10^6$ циклов;

q_F – показатель степени: для зубчатых колес с однородной структурой материала, включая закаленные при нагреве ТВЧ со сквозной закалкой, и зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью независимо от твердости и термообработки их зубьев $q_F = 6$; $q_F = 9$ для зубчатых колес с нешлифованной переходной поверхностью при твердости поверхности зуба $H_{ПВ} > 350$ НВ [6, с. 343].

Так как $N_{F\lim} < N_{K1}$, $N_{F\lim} < N_{K2}$, принимаем $Y_{N1} = Y_{N2} = 1$.

$$\sigma_{FP1} = 542{,}5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1{,}7 = 319{,}12 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP2} = 507{,}5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1{,}7 = 298{,}53 \text{ МПа}.$$

6.2.3. Определение геометрических параметров передачи и колес

При проектировочном расчете передач с прямозубыми колесами, имеющими твердость $H_{HB} \le 350$ НВ, рекомендуется первоначально из условия контактной прочности вычислять внешний делительный диаметр колеса d_{e2} [14]:

$$d_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot u}{\sigma_{HP}{}^2 (1 - 0{,}5\psi_{bR_e})^2 \psi_{bR_e}}},$$

где K_d – вспомогательный коэффициент, учитывающий тип передачи: $K_d = 99$ – для прямозубых передач, $K_d = 86$ – для косозубых передач [14];

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца, принимают по графику (рис. 6.3) в зависимости от отношения $K_{be} \cdot U / (2 - K_{be})$; K_{be} – коэффициент ширины зубчатого венца b относительно внешнего конусного расстояния R_e; рекомендуется $K_{be} = 0{,}2$–$0{,}3$;

$\psi_{bR_e} = \dfrac{b}{R_e} \le 0{,}2 - 0{,}3$ – коэффициент ширины зубчатого венца;

при проектировании редукторов со стандартными параметрами принимается $\psi_{bR_e} = 0{,}285$ (ГОСТ 12.289–76).

Так как $\dfrac{K_{be} \cdot U}{(2 - K_{be})} = \dfrac{0{,}3 \cdot 3{,}15}{2 - 0{,}3} = 0{,}56$, $K_{H\beta} = 1{,}2$ (рис. 6.3):

$$d_{e2} = 99\sqrt[3]{\frac{113,29 \cdot 10^3 \cdot 1,2 \cdot 3,15}{(481,3)^2 (1 - 0,5 \cdot 0,285)^2 0,285}} = 204,56 \text{ мм.}$$

Полученную величину округляем до номинального значения внешнего делительного диаметра колеса по ГОСТ 12289–76 $d_{e2} = 225$ мм. Принимаем рабочую ширину зацепления по ГОСТ 12289–76 $b_w = 34$ мм. В дальнейших расчетах следует учитывать требования стандарта по выполнению следующих условий: $b_w \le 0,3\ R_e$, $b_w \le 10\ m_e$.

Согласно рекомендациям [14], число зубьев конической шестерни $z_1 = 18–32$. Принимаем $z_1 = 19$, тогда $z_2 = u \cdot z_1 = 3,15 \cdot 19 = 59,85$; принимаем $z_2 = 60$.

Фактическое передаточное число передачи

$$u_ф = z_2 / z_1 = 60 / 19 = 3,158.$$

$$\Delta u = (u_ф - u) / u \cdot 100\ \% = (3,158 - 3,15) / 3,15 \cdot 100\ \% = 0,25\ \%,$$

что допустимо.

Внешний окружной модуль

$$m_e = d_{e2} / z_2 = 225 / 60 = 3,75 \text{ мм.}$$

Внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e1} = d_{e2} / u = 225 / 3,158 = 71,25 \text{ мм.}$$

Определим углы делительных конусов [14]:

$$\text{tg}\delta_2 = u = 3,158; \quad \delta_2 = \text{arctg}\ 3,158 = 72,429° = 72°25'45";$$

$$\delta_1 = 90 - \delta_2; \quad \delta_1 = 90° - 72°25'45" = 17,57° = 17°34'15".$$

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2\sin\delta_1}; R_e = \frac{71,25}{2\sin 17,57^c} = 118,014 \text{ мм.}$$

Среднее конусное расстояние

$$R = R_e - 0{,}5 \cdot b = 118{,}014 - 0{,}5 \cdot 34 = 101{,}014 \text{ мм}.$$

Средний окружной модуль:

$$m = m_e \cdot R / R_e = 3{,}75 \cdot 101{,}014 / 118{,}014 = 3{,}21 \text{ мм}.$$

Средний делительный диаметр:

$$d_1 = d_{e1} - b \cdot \sin\delta_1 = m \cdot z_1 = 3{,}21 \cdot 19 = 60{,}99 \text{ мм};$$
$$d_2 = m \cdot z_2 = 3{,}21 \cdot 60 = 192{,}6 \text{ мм}.$$

Коэффициент смещения

$$x_1 = 2\,(1 - \frac{1}{u^2})\sqrt{\frac{\cos^3\beta_m}{Z_1}} = 2\,(1 - \frac{1}{3{,}158^2})\sqrt{\frac{1}{19}} = 0{,}412,$$

где $\beta_m = 0$, так как передача прямозубая;

$$x_2 = -x_1 = -0{,}412.$$

Коэффициент расчетной толщины зуба исходного контура

$$x_{\tau 1} = 0{,}03 + 0{,}008\,(u - 2{,}5) = 0{,}03 + 0{,}008\,(3{,}158 - 2{,}5) = 0{,}035;$$

$$x_{\tau 2} = -x_{\tau 1} = -0{,}035.$$

Внешняя высота головки зуба

$$h_{ae1} = (1 + x_1)\, m_e = (1 + 0{,}412)\, 3{,}75 = 5{,}295 \text{ мм};$$

$$h_{ae2} = (1 + x_2)\, m_e = (1 - 0{,}412)\, 3{,}75 = 2{,}205 \text{ мм}.$$

Внешняя высота ножки зуба

$$h_{fe1} = h_{ae2} + 0{,}2 \cdot m_e = 2{,}205 + 0{,}2 \cdot 3{,}75 = 2{,}955 \text{ мм};$$

$$h_{fe2} = h_{ae1} + 0{,}2 \cdot m_e = 5{,}295 + 0{,}2 \cdot 3{,}75 = 6{,}045 \text{ мм}.$$

Внешняя высота зуба

$$h_{e1} = h_{ae1} + h_{fe1} = 5{,}295 + 2{,}955 = 8{,}25 \text{ мм};$$

$$h_{e2} = h_{a e2} + h_{fe2} = 2{,}205 + 6{,}045 = 8{,}25 \text{ мм}.$$

Внешняя окружная толщина зуба

$$S_{e1} = (0{,}5\pi + 2x_1 \text{tg}\alpha + x_{\tau 1})\, m_e =$$
$$= (0{,}5\pi + 2 \cdot 0{,}412 \cdot \text{tg}20° + 0{,}035)\, 3{,}75 = 7{,}14 \text{ мм};$$

$$S_{e2} = \pi\, m_e - S_{e1} = \pi \cdot 3{,}75 - 7{,}14 = 4{,}64 \text{ мм}.$$

Угол ножки зуба

$$\theta_{f1} = \text{arctg}(h_{fe1} / R_e) = \text{arctg}(2{,}955 / 118{,}014) = 1{,}4344° = 1°26'4";$$

$$\theta_{f2} = \text{arctg}(h_{fe2} / R_e) = \text{arctg}(6{,}045 / 118{,}014) = 2{,}9323° = 2°55'56".$$

Угол головки зуба

$$\theta_{a1} = \theta_{f2} = 2°55'56"; \quad \theta_{a2} = \theta_{f1} = 1°26'4".$$

Угол конуса вершин

$$\delta_{a1} = \delta_1 + 0_{a1} = 17°34'15" + 2°55'56" = 20°30'11";$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2} = 72°25'45" + 1°26'4" = 73°51'49".$$

Угол конуса впадин

$$\delta_{f1} = \delta_1 - 0_{f1} = 17°34'15" - 1°26'4" = 16°8'11";$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} = 72°25'45" - 2°55'56" = 69°29'49".$$

Внешний диаметр вершин зубьев

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2\, h_{a e1} \cdot \cos \delta_1 = 71{,}25 + 2 \cdot 5{,}295 \cdot \cos 17°34'15" = 81{,}346 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2\, h_{a e2} \cdot \cos \delta_2 = 225 + 2 \cdot 2{,}205 \cdot \cos 72°25'45" = 226{,}33 \text{ мм}.$$

Проверим коэффициенты ширины венца:

$$\psi_{bR_e} = b_w / R_e = 34 / 118{,}014 = 0{,}288 < 0{,}3;$$

$$\psi_{bd} = b_w / d_1 = 34 / 60{,}99 = 0{,}557.$$

Условия выполняются.

Средняя окружная скорость зубчатых колес.

$$\upsilon = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 / 60 = 3{,}14 \cdot 60{,}99 \cdot 10^{-3} \cdot 949 / 60 = 3{,}03 \text{ м/с}.$$

Принимаем 8-ю степень точности изготовления зубчатых колес (табл. 5.6).

Определяем значения усилий в коническом зацеплении:

– окружная сила на шестерне и колесе:

$$F_{t1} = F_{t2} = 2 \cdot T_2 / d_{wm2} = 2 \cdot 113230 / 192{,}825 = 1174{,}43 \text{ Н};$$

$$d_{wm2} = 0{,}857\, d_{e2} = 0{,}857 \cdot 225 = 192{,}825 \text{ мм};$$

– радиальная сила на шестерне, численно равная осевой силе на колесе:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 =$$

$$= 1174{,}43 \cdot \operatorname{tg} 20° \cdot \cos 17°34'15'' = 407{,}565 \text{ Н};$$

– осевая сила на шестерне, численно равная радиальной силе на колесе:

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 =$$

$$= 1174{,}43 \cdot \operatorname{tg} 20° \cdot \sin 17°34'15'' = 129{,}053 \text{ Н},$$

где d_{wm} – средний начальный диаметр;

α – угол профиля исходного контура;

δ – угол делительного конуса.

Изобразим схему действия сил (рис. 6.2).

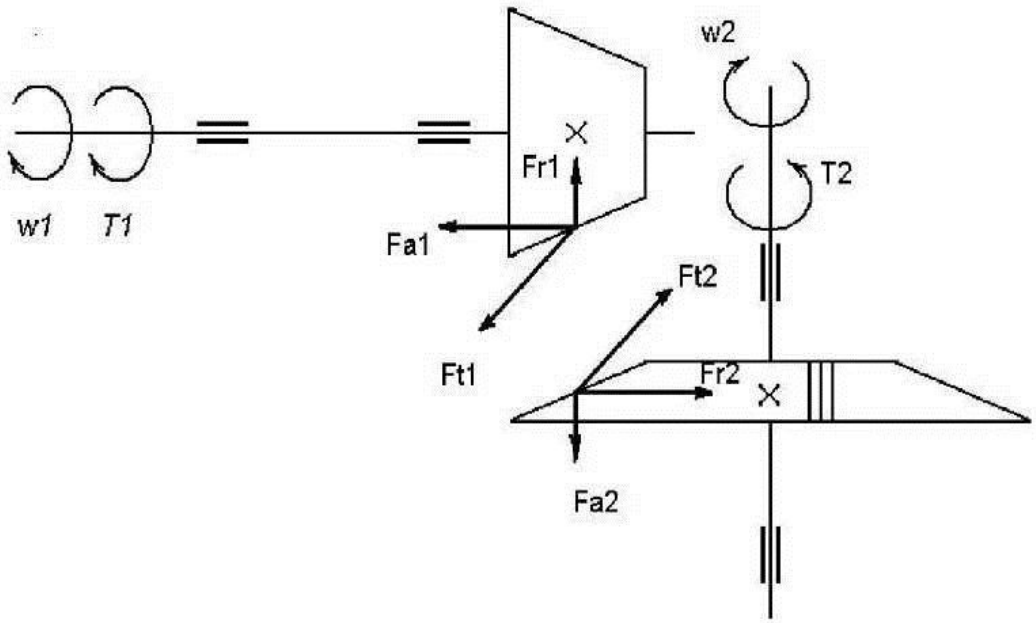

Рис. 6.2. Схема действия сил в прямозубом коническом зацеплении

Произведем проверку передачи по контактным напряжениям.

6.2.4. Проверочный расчет передачи на контактную усталость активных поверхностей зубьев

Проверочный расчет передачи на контактную усталость активных поверхностей зубьев выполняем по условию контактной прочности [6]

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \sqrt{u^2+1}}{0,85 \cdot d_{mw1} \cdot b_w \cdot u}} \le \sigma_{HP},$$

где Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материала сопряженных зубчатых колес; для стальных зубчатых колес $Z_E = 192$ МПа$^{1/2}$ [14];

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления [14]:

$$Z_H = \sqrt{\frac{4}{\sin 2\alpha_w}},$$

где $\alpha_w = 20°$ – угол зацепления;

$$Z_H = \sqrt{\frac{4}{\sin 40°}} = 2{,}495;$$

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, для прямозубых колес $Z_\varepsilon = 1$ [14];

$K_{H\beta} = 1{,}2$ (см. ранее);

K_{Hv} – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении [14]:

$$K_{Hv} = 1 + \frac{\omega_{Hv} \cdot b_w}{F_t \cdot K_A},$$

где ω_{Hv} – удельная окружная динамическая сила, Н/мм [6, с. 328];

K_A – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку; $K_A = 1$, [6, с. 29];

$$\omega_{Hv} = \delta_H \cdot g_0 \cdot v \cdot \sqrt{\frac{d_1(u+1)}{u}},$$

где δ_H – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев [6, с. 329, табл. 18.2]; $\delta_H = 0{,}06$;

g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса [6, с. 329, табл. 18.3], $g_0 = 5{,}6$;

$$\omega_{Hv} = 0{,}06 \cdot 5{,}6 \cdot 3{,}03 \cdot \sqrt{\frac{60{,}99\ (3{,}158+1)}{3{,}158}} = 9{,}123 \text{ Н/мм};$$

$$K_{Hv} = 1 + \frac{9{,}123 \cdot 34}{1174{,}43 \cdot 1} = 1{,}26;$$

$$\sigma_H = 192 \cdot 2,495 \cdot \sqrt{\frac{1174,43 \cdot 1,2 \cdot 1,26 \cdot \sqrt{3,158^2 + 1}}{0,85 \cdot 60,99 \cdot 34 \cdot 3,158}} = 492,434 \text{ МПа}.$$

Определяем процент перегрузки:

$$\Delta\sigma = \frac{\sigma_{HP} - \sigma_H}{\sigma_{HP}} \cdot 100\,\% = \frac{\left| 481,3 - 492,576 \right|}{481,3} \cdot 100\,\% = 2,31\,\%.$$

По принятым в машиностроении нормам для σ_H допускается отклонения: 5 % перегрузка и 10 % недогрузка. Условие прочности выполняется.

6.2.5. Проверка передачи на выносливость при изгибе

Проверочный расчет на усталость по напряжениям изгиба выполняем по условию прочности [6, с. 339] $\sigma_F \le \sigma_{FP}$.

Расчетное местное напряжение при изгибе определяем по формуле |14|

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

Коэффициент нагрузки K_F вычисляют следующим образом |14|:

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

где K_A – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку; $K_A = 1$ |14|;

$K_{F\upsilon}$ – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении [14]:

$$K_{F\upsilon} = 1 + \frac{\omega_{F\upsilon} \cdot b_w}{F_t \cdot K_A},$$

где $\omega_{F\upsilon}$ – удельная окружная динамическая сила, Н/мм |14|:

$$\omega_{F\upsilon} = \delta_F \cdot g_0 \cdot \upsilon \cdot \sqrt{\frac{d_1 (u+1)}{u}};$$

δ_F – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев [6, с. 329, табл. 18.2], $\delta_F = 0{,}016$;

g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса [6, с. 329, табл. 18.3], $g_0 = 5{,}6$;

$$\omega_{Fv} = 0{,}016 \cdot 5{,}6 \cdot 3{,}03 \cdot \sqrt{\frac{60{,}99(3{,}158+1)}{3{,}158}} = 2{,}433\ \text{Н/мм},$$

$$K_{Fv} = 1 + \frac{2{,}433 \cdot 34}{1174{,}43 \cdot 1} = 1{,}07;$$

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий; так как $\frac{K_{be} \cdot u}{(2 - K_{be})} = \frac{0{,}3 \cdot 3{,}158}{2 - 0{,}3} = 0{,}56$, следовательно $K_{F\beta} = 1{,}21$ (рис. 6.3);

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

$$K_F = 1 \cdot 1{,}07 \cdot 1{,}21 \cdot 1 = 1{,}295;$$

Y_{FS} – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений; принимается в зависимости от эквивалентного числа зубьев z_υ и коэффициента смещения инструмента x [14];

$$z_{\upsilon 1} = z_1 / \cos\delta_1; \quad z_{\upsilon 2} = z_2 / \cos\delta_2;$$

$$z_{\upsilon 1} = 19 / \cos 17{,}57^\circ = 19{,}93; \quad Y_{FS1} = 4{,}08;$$

$$z_{\upsilon 2} = 60 / \cos\ 72{,}429^\circ = 198{,}75; \quad Y_{FS2} = 3{,}6.$$

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

шестерня: $\sigma_{FP1} / Y_{FS1} = 319{,}12 / 4{,}08 = 78{,}22$ МПа;
колесо: $\sigma_{FP2} / Y_{FS2} = 298{,}53 / 3{,}6 = 82{,}9$ МПа.

Расчет ведем по шестерне.

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

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев; для прямозубых колес $Y_\varepsilon = 1$.

$$\sigma_{F1} = 1{,}293 \cdot 4{,}08 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1174{,}43 / (0{,}85 \cdot 34 \cdot 3{,}21) = 66{,}925 \text{ МПа};$$

66,925 < 319,12 – условие прочности выполняется.

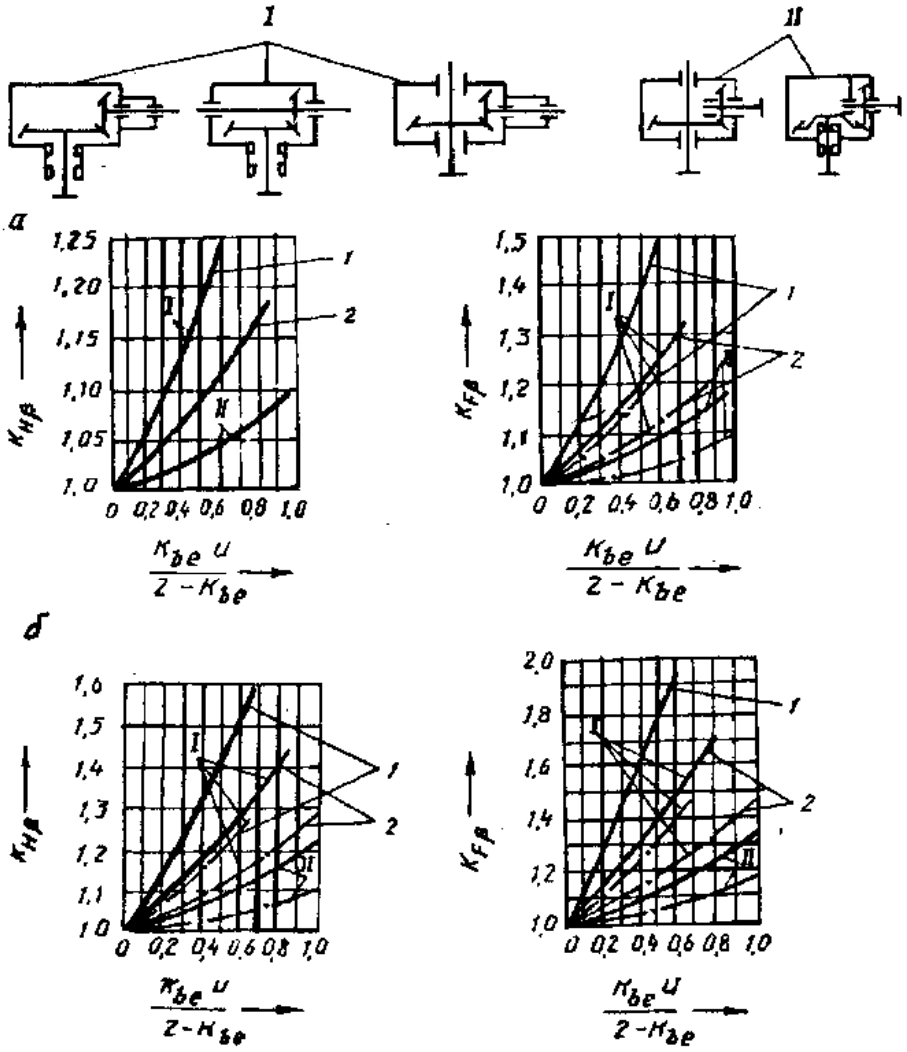

Рис. 6.3. Графики для определения $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ для конических зубчатых колес: *а* – при твердости рабочих поверхностей зубьев $H_1 \le 350$ НВ; $H_2 \le 350$ НВ (или $H_1 > 350$ НВ; $H_2 < 350$ НВ); *б* – при $H_1 > 350$ НВ; $H_2 > 350$ НВ; I, II – кривые, соответствующие виду передачи (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]

Для передач с круговым зубом при $H_2 < 350$ НВ, а также при $H_1 < 350$ НВ и $H_2 < 350$ НВ следует принимать $K_{H\beta} = 1$.

7. РАСЧЕТ ПРИВОДА С ЧЕРВЯЧНЫМ РЕДУКТОРОМ И ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

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

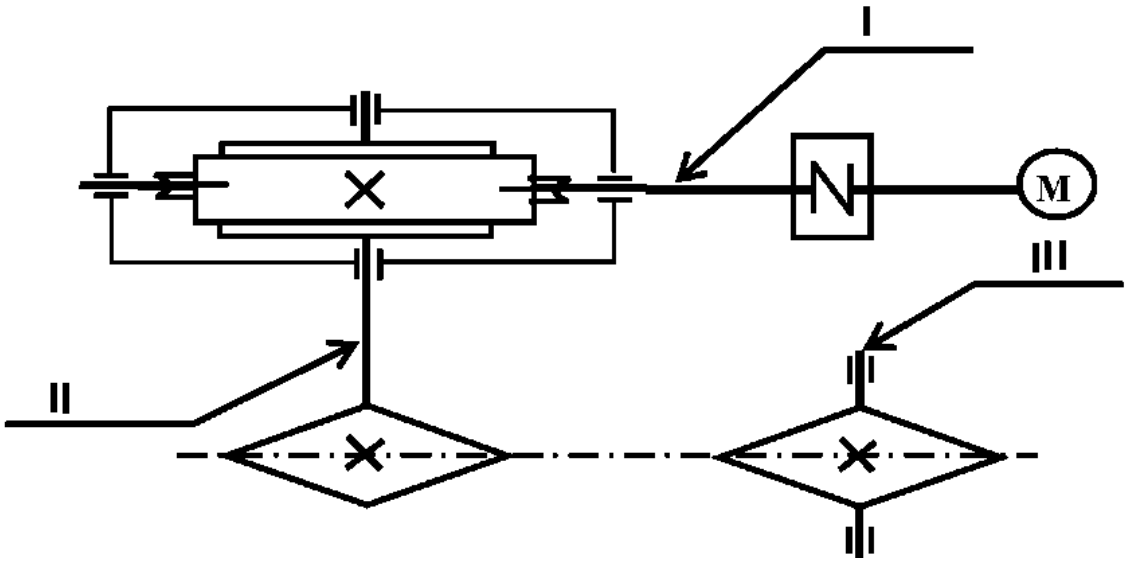

Рис. 7.1. Схема привода

Исходные данные

1. Мощность на валу ведомой звездочки цепной передачи $P_з$ = = 4,0 кВт.
2. Частота вращения вала ведомой звездочки $n_з = 48$ мин$^{-1}$.
3. Общее передаточное отношение привода $i_{общ} = 60$.
4. Нагрузка постоянная.
5. Выпуск серийный.
6. Требуемая долговечность привода $L_h = 15000$ ч.

7.1. Выбор электродвигателя, кинематический и силовой расчеты привода

Общий КПД привода (см. табл. 3.1):

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

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 частоту вращения вала электродвигателя.

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

$$n_{гр} = n_з \cdot i_{общ} = 48 \cdot 60 = 2880 \text{ мин}^{-1}.$$

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

Распределяем общее передаточное отношение привода между передачами. Принимаем передаточное число червячной передачи $u_{чп} = 20$, цепной передачи $u_{цп} = 60 / 20 = 3$.

Выполняем кинематический расчет привода.

Мощности на валах:

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

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

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

Частота вращения валов:

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

$$n_{II} = n_I / u_{чп} = 2880 / 20 = 144 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{III} = n_{II} / u_{цп} = 144 / 3 = 48 \text{ мин}^{-1}.$$

Вращающие моменты:

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

$$T_1' = 9{,}55 \cdot 10^3 \cdot P_{потр} / n_1 = 9550 \cdot 5{,}45 / 2880 = 18{,}072 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

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

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

Результаты расчета сведем в табл. 7.1.

Таблица 7.1

Номер вала	n, мин$^{-1}$	P, кВт	T, Н · м
Вал двигателя	2880	5,45	18,072
I	2880	5,314	17,621
II	144	4,23	280,53
III	48	4	795,83

7.2. Расчет червячной передачи

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

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

2. 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. 7.2 выбираем оловянную бронзу БрОФ10-1 с пределом прочности $\sigma_в$ = = 275 МПа и пределом текучести $\sigma_т$ = 200 МПа. Заливка в кокиль.

3. Определяем допускаемое контактное напряжение:

$$|\sigma_H| = |\sigma_{HO}| \cdot C_\upsilon \cdot K_{HL},$$

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

$|\sigma_{HO}| = (0{,}75–0{,}9)\sigma_в$, причем меньшие значения принимаются при червяках, закаленных ТВЧ, со шлифованными витками, большие – при цементируемых, закаленных, шлифованных и полированных червяках;

C_v – коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания зубьев колес в зависимости от скорости скольжения; определяется по формуле $C_v = 1{,}66 \cdot \upsilon_S^{-0{,}352}$ или по табл. 7.3;

K_{HL} – коэффициент долговечности, заключен в диапазоне значений $0{,}67 \le K_{HL} \le 1{,}15$:

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

где $N_H = 60 \cdot n_2 \cdot L_h$ – число циклов нагружения ($N_H \le 25 \cdot 10^7$ циклов);

n_2 – частота вращения вала червячного колеса;

L_h – требуемая долговечность (ресурс) привода в часах (при постоянной нагрузке).

Таблица 7.2

Материалы для венцов червячных колес

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

Примечания.

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

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

Таблица 7.3

$\upsilon_S \le$, м/с	1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
C_υ	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.

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

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{12{,}96 \cdot 10^7}} = 0{,}726;$$

$$C_\upsilon = 1{,}66 \cdot 8{,}48^{-0{,}352} = 0{,}782;$$

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

$$|\sigma_H| = 247{,}5 \cdot 0{,}782 \cdot 0{,}726 = 140{,}514 \text{ МПа}.$$

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

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

где $|\sigma_{FO}|$ – исходное допускаемое напряжение:

$[\sigma_{FO}] = 0{,}25 \cdot \sigma_т + 0{,}08 \cdot \sigma_в$ (для материалов I и II групп);

$|\sigma_{FO}| = 0{,}12 \cdot \sigma_{вv}$ (для материалов III группы);

значения $\sigma_т, \sigma_в, \sigma_{вv}$ указаны в табл. 7.2;

$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_F}}$ – коэффициент долговечности при расчете на усталость при изгибе;

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

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

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{129,6 \cdot 10^6}} = 0,582;$$

$$|\sigma_{FO}| = 0,25 \cdot 200 + 0,08 \cdot 275 = 72 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F] = 72 \cdot 0,582 = 41,9 \text{ МПа}.$$

5. 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 – вращающий 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.

$$a_w \geq 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{280,53 \cdot 10^3 \cdot 1}{140,514^2}};$$

$$a_w \geq 147,74 \text{ мм}.$$

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 или 5.

Принимаем $a_w = 160$ мм.

Число заходов червяка зависит от передаточного числа червячной передачи (табл. 7.4).

Таблица 7.4

Число заходов червяка червячной передачи

u	8–14	15–30	Свыше 30
z_1	4	2	1

Для $u_{чп} = 20$ число заходов червяка $z_1 = 2$, тогда число зубьев колеса $z_2 = z_1 \cdot u_{чп} = 2 \cdot 20 = 40$. Из условия неподрезания зубьев колеса рекомендуется принимать $z_2 \geq 28$.

Предварительное значение модуля передачи

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

Принимаем $m = 6{,}3$ мм (табл. 7.5).

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. 7.5). Принимаем $q = 10$.

Таблица 7.5

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:

$$q_{min} = 0{,}212 \cdot z_2 = 0{,}212 \cdot 40 = 8{,}48;$$

$10 > 8{,}48$ – условие выполняется.

Таблица 7.6

Предпочтительные параметры червячных 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 $-0{,}7 \le x \le 0{,}7$. Однако допускается диапазон $-1 \le x \le 1$.

В некоторых случаях после произведенных расчетов следует уточнить передаточное число передачи и отклонение Δu фактического значения $u_ф$ от заданного u.

$$u_ф = z_2 / z_1 = 40 / 2 = 20;$$

$$\Delta u = |u_ф - u| \cdot 100 / u \le 4\ \%.$$

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

$$d_2 = z_2 \cdot m = 40 \cdot 6{,}3 = 252 \text{ мм}.$$

Диаметр вершин витков червяка и зубьев червячного колеса

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

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (1 + x) = 252 + 2 \cdot 6{,}3 \cdot (1 + 0{,}397) = 269{,}6 \text{ мм}.$$

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

$$d_{\text{ам2}} \le d_{\text{a2}} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 269,6 + \frac{6 \cdot 6,3}{2+2} = 279,05 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_{\text{ам2}} = 279$ мм.

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

$$d_{\text{и1}} = (q + 2x) \cdot m = (10 + 2 \cdot 0,397) \cdot 6,3 = 68,002 \text{ мм}.$$

Длина нарезанной части червяка определяется по формулам ГОСТ 19650–74 (табл. 7.7).

Таблица 7.7

Определение длины нарезанной части червяка

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

Для фрезеруемых и шлифуемых червяков при $m < 10$ мм b_1 увеличивают на 25 мм, при $m = (10–16)$ 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 дает большее значение b_1.

Для $z_1 = 2$; $x = 0,397$; $b_1 \ge (11 + 0,1 \cdot z_2) \cdot m$; $b_1 \ge (11 + 0,1 \cdot 40) \times$ $\times\ m \ge 94,5$ мм, т. к. $m < 10$, то b_1 увеличиваем на 25 мм. Принимаем $b_1 = 120$ мм.

Ширина венца червячного колеса

$$b_2 \le 0,75 d_{a1} \text{ при } z_1 = 1 \text{ и } z_1 = 2;$$

$$b_2 \le 0,67 d_{a1} \text{ при } z_1 = 4;$$

$$b_2 \le 0{,}75 \cdot 75{,}6;$$

$$b_2 \le 56{,}7\text{мм}.$$

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

Определяем угол охвата червяка червячным колесом 2δ:

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

$$\delta = 50°37'9'';$$

$$2\delta = 101°14'18''.$$

Условие $2\delta \ge 90°$ выполняется.

Определяем силы в зацеплении червячной передачи.

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

Предположим, что червяк с правым направлением витка вращается по часовой стрелке. Схема действия сил показана на рис. 7.2.

$$|F_{t1}| = |F_{a2}| = \frac{2T_1}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 17{,}621}{0{,}068} = 518{,}265\text{Н};$$

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

$$|F_{r1}| = |F_{r2}| = F_{t2} \cdot \text{tg}\alpha = 2226{,}4 \cdot \text{tg}20° = 810{,}343\text{ Н}.$$

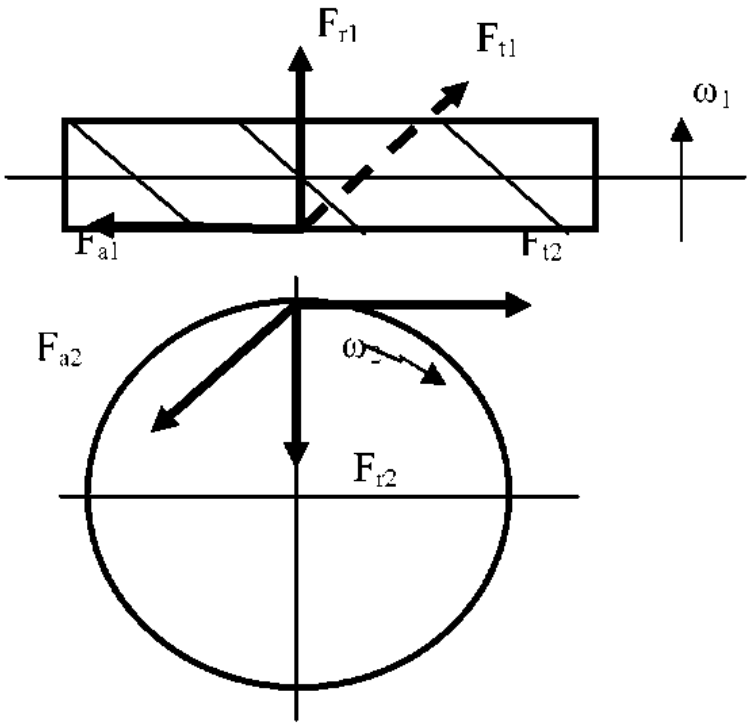

Рис. 7.2. Схема действия сил

Выполняем проверочный расчет червячной передачи на прочность по контактным напряжениям.

Определяем скорость скольжения в зацеплении

$$\upsilon_S = \upsilon_1 / \cos\gamma,$$

где $\upsilon_1 = \pi \cdot n_1 \cdot d_1 / 60$ – окружная скорость на червяке;

$\gamma = \text{arctg}\,(z/(q + 2x)) = \text{arctg}\,(2 / (10 + 2 \cdot 0{,}397)) = 10°29'49''$;

$\upsilon_1 = \pi \cdot 2880 \cdot 0{,}063 / 60 = 9{,}5$ м/с;

$\upsilon_S = 9{,}5 / 0{,}9833 = 9{,}668$ м/с.

Уточняем допускаемое напряжение для найденной скорости скольжения:

$$|\sigma_H| = 0{,}9 \cdot \sigma_в \cdot C_\upsilon;$$

$$C_\upsilon = 1{,}66 \cdot 9{,}5^{-0{,}352} = 0{,}747;$$

$$|\sigma_H| = 0{,}9 \cdot 275 \cdot 0{,}747 = 184{,}88 \text{ МПа}.$$

Расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H = \frac{4{,}8\cdot 10^5}{d_2}\sqrt{\frac{T_2\cdot K_{H\beta}\cdot K_{Hv}}{d_{w1}}} = \frac{4{,}8\cdot 10^5}{0{,}252}\sqrt{\frac{280{,}531\cdot 1{,}04}{0{,}068}} = 124{,}77 \text{ МПа};$$

где K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки

$$127{,}77 \text{ МПа} < 184{,}88 \text{ МПа}.$$

Определяем КПД передачи:

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

где ρ – приведенный угол трения, определяемый экспериментально (табл. 7.8).

Таблица 7.8

Углы трения между червяком и червячным колесом

υ_S, м/с	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	7,0	10	15
ρ	3°10′	2°30′	2°20′	2°00′	1°40′	1°30′	1°20′	1°00′	0°55′	0°50′
	3°40′	3°10′	2°50′	2°30′	2°20′	2°00′	1°40′	1°30′	1°20′	1°10′

Меньшие значения ρ приведены для оловянной бронзы, большие – для безоловянной бронзы, латуни и чугуна.

$$\eta = \operatorname{tg}(10°29'49'') / \operatorname{tg}(10°29'49''+0°55') = 0{,}918.$$

Осуществляем проверку зубьев колеса по напряжениям изгиба.

Расчетное напряжение изгиба

$$\sigma_F = \frac{Y_F\cdot F_{t2}\cdot\cos\gamma\cdot K_{F\beta}\cdot K_{F\upsilon}}{1{,}3\cdot m\cdot d_{w1}},$$

где Y_F – коэффициент формы зуба, который принимается по табл. 7.9 в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса $z_{\upsilon 2} = z_2 / \cos^3\gamma$;

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

$K_{F\upsilon}$ – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от скорости колеса; при $\upsilon_2 \le 3$ м/с $K_{F\upsilon} = 1$; при $\upsilon_2 > 3$ м/с $K_{F\upsilon} = K_{H\upsilon}$; $\upsilon_2 = \pi\cdot d_2\cdot n_2 / 60$.

Таблица 7.9

Коэффициент Y_F, учитывающий форму зубьев червячных колес

z_{v2}	Y_F	z_{v2}	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

$$\sigma_F = \frac{1,515 \cdot 2226,40 \cdot 0,9833 \cdot 1 \cdot 1,04}{1,3 \cdot 0,0063 \cdot 0,068} = 6,19 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Условие прочности выполняется.

Тепловой расчет.

Рабочая температура масла без искусственного охлаждения

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

где η – КПД червячной передачи;

P_1 – мощность на червяке, Вт;

K_t – коэффициент теплоотдачи, Вт/м^2 ·°С (K_t = 9–12 при плохих условиях охлаждения; K_t = 13–17 при хороших условиях охлаждения);

A – площадь охлаждения корпуса без учета площади дна корпуса, м^2: $A \approx 12 \cdot a_w^{1,71}$, где a_w – межосевое расстояние червячной передачи;

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

$[t_{\text{раб}}] = 95$ °С – максимально допустимая температура нагрева масла:

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1-0,918) \cdot 5,051 \cdot 10^3}{15 \cdot 0,523 \cdot (1+0,3)} + 20^\circ = 60,61^\circ,$$

Если рабочая температура масла превышает допустимое значение, то следует принимать меры по охлаждению масла: увеличивать

площадь охлаждения за счет применения ребер охлаждения на корпусе редуктора, устанавливать на валу червяка вентилятор, применять водяное охлаждение и т. д.

При охлаждении вентилятором

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

где коэффициент K_{tb} выбирается из таблицы в зависимости от частоты вращения вентилятора n_b (табл. 7.10).

Таблица 7.10

$\approx n_b$	750	1000	1500	3000
K_{tb}	24	29	35	50

7.3. Расчет цепной передачи

Исходные данные для расчета цепной передачи

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

По табл. 7.11 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 7.11

Рекомендуемое число зубьев меньшей звездочки z_1

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

Определяем коэффициент, учитывающий условия эксплуатации:

$$k_э = k_д \cdot k_а \cdot k_{рег} \cdot k_{см} \cdot k_{реж} \cdot k_н,$$

где $k_д$ – коэффициент динамичности нагрузки при спокойной нагрузке; $k_д = 1$ |9, с. 68|;

$k_а$ – коэффициент, учитывающий межосевое расстояние; примем $k_а = 1$ при $a = (30–50) \cdot t$;

$k_н$ – коэффициент, учитывающий наклон передачи к горизонту, если линия центров наклонена до 60°; $k_н = 1$;

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

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

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

$$k_э = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1.$$

Ориентировочно допускаемое давление в шарнирах определим по табл. 7.12 в зависимости от частоты вращения меньшей звездочки $n_2 = 144$ мин$^{-1}$.

Таблица 7.12

Допускаемое среднее давление [p] для роликовых цепей при $z_1 = 15–30$

Частота вращения меньшей звездочки n_1, мин$^{-1}$ (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 $m = 1$:

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

Зададимся двумя смежными шагами цепи ПР по ГОСТ 13568–75 (табл. 7.13) и рассчитаем оба варианта (табл. 7.14).

Таблица 7.13

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

Обозначение цепи	t	$B_{вн}$, не менее	d	D	h, не более	b, не более	Разрушающая нагрузка Q, Н	Масса 1 м цепи q, кг
ПР-8-460	8,0	3,0	2,31	5,0	7,5	12	4600	0,20
ПР-9,525-910	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	9100	0,45
ПР-12,7-900-1	12,7	2,4	3,66	7,75	10,0	8,7	9000	0,30
ПР-12,7-900-2	12,7	3,30	3,66	7,75	10,0	12	9000	0,35
ПР-12,7-1820-1	12,7	5,40	4,45	8,51	11,8	19	18200	0,65
ПР-12,7-1820-2	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	18200	0,75
ПР-15,875-2270-1	15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20	22700	0,8
ПР-15,875-2270-2	15,876	9,65	5,08	10,16	14,8	24	22700	1,0
ПР-19,05-3180	19,05	12,70	5,96	11,9	18,2	33	31800	1,9
ПР-25,4-5670	25,40	15,88	7,95	15,88	24,2	30	56700	2,6
ПР-31,75-8850	31,75	19,05	9.55	19.05	30,2	46	88500	3,8
ПР-38,1-12700	38,1	25.4	11.1	22.23	36,2	58	127000	5,5
ПР-44,45-17240	44.45	25,40	12,70	25.70	42,4	62	172400	7,5
ПР-50,8-22680	50,8	31,75	14,29	28.58	48,3	72	226800	9,7
ПР-63,5-35380	63,5	38,10	19,84	39.68	60,4	89	353800	16,0

Таблица 7.14

Расчет цепной передачи

Определяемые величины и расчетные уравнения	Шаг цепи, мм		Примечание
	19,05	25,4	
Разрешающая нагрузка	31800	56700	
Ширина внутреннего звена B, мм	17,75	22,61	
Диаметр валика d, мм	5,96	7,95	
Масса 1 м цепи q, кг	1,9	2,6	
Проекция опорной поверхности шарнира $A = B \cdot d$, мм^2 (табл. 7.15)	106	180	
Средняя скорость цепи $\upsilon = \frac{z \cdot t \cdot n}{6 \cdot 10^4}$, м/с	1,143	1,524	
Число звеньев цепи или длина цепи, выраженная в шагах: $l_t = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{t}{a}$	132	130	
Межосевое расстояние оптимальное $a = 40t$	762	1016	
Допустимая частота вращения меньшей звездочки (табл. 7.16)	1525	1275	Условие $n < [n]$ вып
Число ударов цепи $\nu = \frac{4z_1 \cdot n_2}{60 l_t}$, $\|\nu\|$ по табл. 7.17	35	30	Условие $\nu \le \|\nu\|$ вып
Окружная сила $F_t = \frac{P \cdot 10^3}{\upsilon}$, Н	3702	2776	
Давление в шарнирах цепи $p = \frac{F_t \cdot k_э}{A}$, МПа,	34,92	15,42	
Цепь шага t = 19.05 мм непригодна, т. к. p = = 34,92 > $[p]$ = 32.02 (табл. 7.12). Дальнейшие расчеты выполняем для цепи шага t = 25,4 мм			
Натяжение цепи от центробежных сил S_υ $q\upsilon^2$, Н		6,04	
Натяжение от провисания цепи S_θ = = $K_f \cdot q \cdot g \cdot a$. Н. где K_f – коэффициент, зависящий от стрелы провисания f и расположения передачи: при f = (0,01–0.02)a: K_f = 6 для горизонтальных передач		155,48	

Таблица 7.15

Проекции опорных поверхностей шарниров A приводных роликовых цепей

Шаг цепи t, мм	Проекции опорных поверхностей шарниров A, мм^2			
	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 7.16

Максимальная частота вращения малой звездочки

Число зубьев звездочки	$[n]_{max}$, мин$^{-1}$, 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 7.17

Допускаемое число ударов [ν]

Тип цепи	Значения [ν], 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

$$n = \frac{Q}{K_d \cdot F_t + S_v + S_\Theta} \geq [n]$$

по табл. 7.18 $[n] = 8{,}2$;

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

Таблица 7.18

Допускаемые коэффициенты запаса прочности $[n]$ для цепей

Шаг t, мм	Значение $[n]$ при частоте вращения n_1, мин$^{-1}$										
	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 роликовую однорядную цепь ПР-25,4-56700 по ГОСТ 13568–75.

Наибольшая хорда, необходимая для контроля звездочек:

$$L_x = D_i \cdot \cos\frac{90^\circ}{z} = 186{,}65 \cdot \cos\frac{90^\circ}{25} = 186{,}28 \text{ мм}.$$

Таблица 7.19

Размеры звездочки в осевом сечении

Наименование	Обозначение	Расчетная формула	Результаты расчетов
Шаг цепи	t	ГОСТ 13568–75	25,4 мм
Диаметр ролика	d	ГОСТ 13568–75	15,88 мм

Окончание табл. 7.19

Наименование	Обозначение	Расчетная формула	Результаты расчетов
Число зубьев звездочки	z		25
Диаметр делительной окружности	d_g	$d_g = \frac{t}{\sin(180/z)}$	202.71 мм
Угол поворота звеньев цепи на звездочке	φ	$\varphi = 360/z$	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	$r_1 = 0.8\,D + r$	20,75 мм
Половина угла впадин	α	$\alpha = 55° - \frac{60}{z}$	52°36′
Угол сопряжения	β	$\beta = 18° - \frac{56}{z}$	15°45′36″
Продольный угол зубьев	γ	$\gamma = 17° - \frac{64}{z}$	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 C'

$$x_2 = 1,24 \cdot \cos\frac{180^\circ}{z} = 1,24 \cdot \cos\frac{180^\circ}{25} = 1,23 \text{ мм};$$

$$y_2 = 1,24 \cdot \sin\frac{180^\circ}{z} = 1,24 \cdot \sin\frac{180^\circ}{25} = 0,155 \text{ мм}.$$

Координаты точки O

$$x_1 = 0,8 \cdot D \cdot \sin\psi = 7,716 \text{ мм};$$

$$y_1 = 0,8 \cdot D \cdot \cos\psi = 10,092 \text{ мм}.$$

Угол наклона радиуса вогнутости

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

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

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

Радиус скругления зуба $r_3 = 1,7 \cdot d = 1,7 \cdot 15,88 = 27$ мм.

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

Диаметр обода (наибольший)

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

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

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

Ширина зуба однорядной звездочки

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

8. РАСЧЕТ ПРИВОДА С ЗУБЧАТО-РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

Задание. Подобрать электродвигатель, выполнить кинематический и силовой расчеты привода и расчет зубчато-ременной передачи (рис. 8.1).

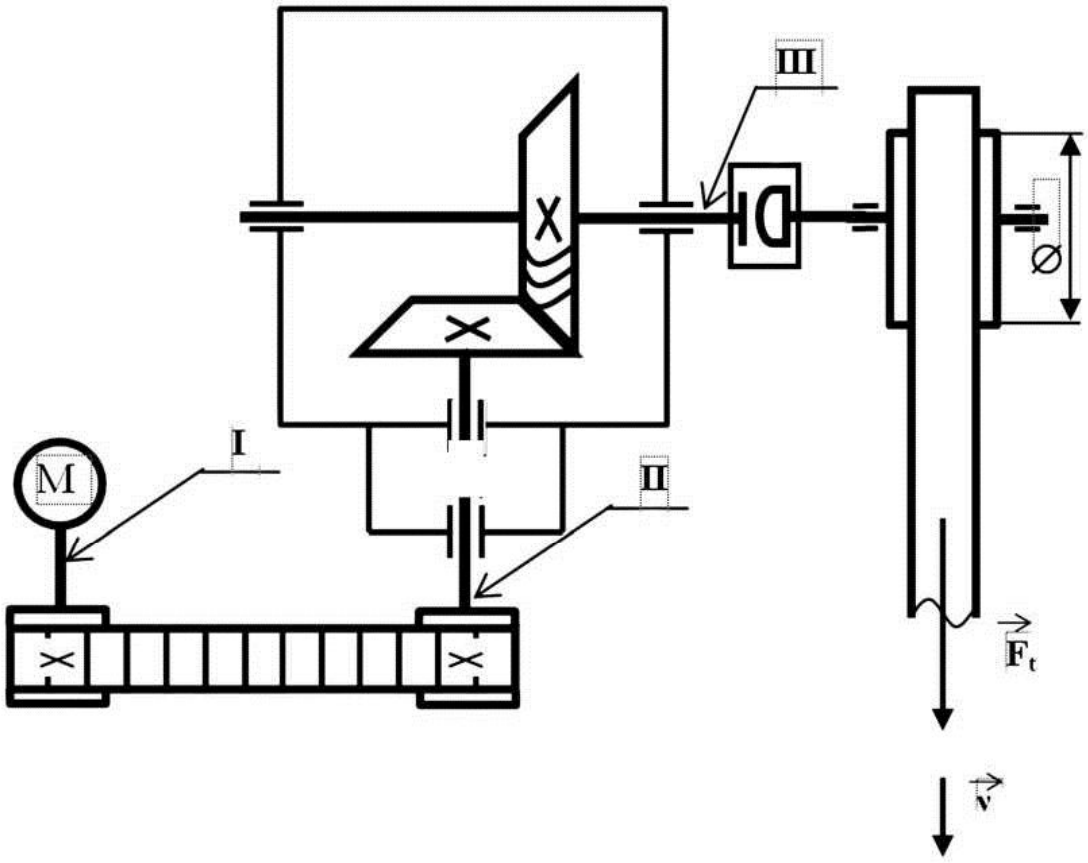

Рис. 8.1. Схема привода конвейера

Исходные данные

1. Тяговое усилие на ленте конвейера F_t = 6,7 кН.
2. Скорость ленты конвейера υ = 1 м/с.
3. Диаметр барабана конвейера D = 150 мм.
4. Общее передаточное отношение привода $i_{общ}$ = 5,75.
5. Передача нереверсивная, нагрузка постоянная, работа двухсменная.
6. Ресурс привода L_h = 12 000 часов.
7. Производство серийное.

8.1. Выбор электродвигателя, кинематический и силовой расчеты привода

Определяем мощность на валу конвейера:

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

Определяем частоту вращения вала конвейера:

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

Определяем общий КПД привода:

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

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

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

Частота вращения вала электродвигателя

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

По табл. 3.3 выбираем электродвигатель 4А160S8, для которого $P = 7{,}5$ кВт, $n_{синхр} = 750$ мин$^{-1}$, скольжение $s = 2{,}5$ %, следовательно, $n_{асинхр} = n_{синхр} \cdot (1 - s) = 750 \cdot (1 - 0{,}025) = 731{,}25$ мин$^{-1}$. Уточняем

$$i_{общ} = n_{асинхр} / n_3' = 731{,}25 / 127{,}32 = 5{,}74.$$

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

Выполняем кинематический и силовой расчеты привода. Он заключается в определении мощностей, частот вращения и вращающих моментов на каждом из валов привода.

Значения мощностей

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

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

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

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

Значения частот вращения валов:

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

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

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

Величины вращающих моментов

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

$$T_2 = 9{,}55 \cdot 10^3 \cdot \frac{P_2}{n_2} = 9550 \cdot \frac{7{,}044}{318{,}49} = 211{,}216 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

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

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

Результаты расчета сведем в табл. 8.1.

Таблица 8.1

Вал	n, мин$^{-1}$	P, кВт	T, Н · м
Вал двигателя I	731,25	7,298	95,31
II	318,49	7,044	211,216
III	127,396	6,969	514,847
Вал рабочей машины	127,396	6,7	502,25

8.2. Расчет зубчато-ременной передачи

Приводится расчет ременной передачи по ОСТ 38 05227–81.

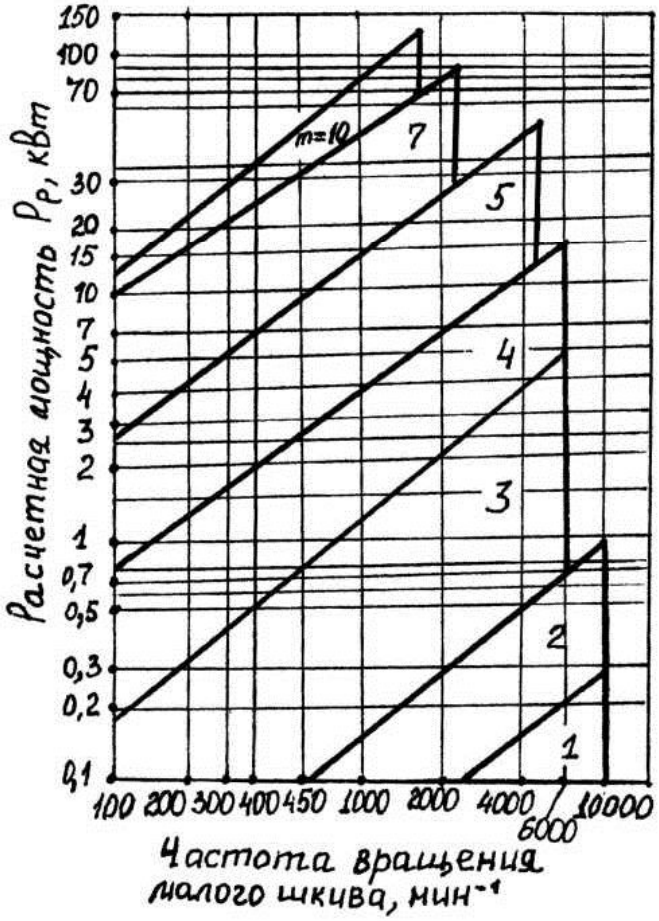

Рис. 8.2

Определяем расчетную мощность:

$$P_{\text{р}} = P_1 \cdot C_{\text{р}},$$

где $C_р$ – коэффициент, зависящий от типа приводимой рабочей машины, количества смен работы, величины перегрузки. Для конвейеров $C_р$ можно выбирать из промежутка $C_р$ = 1,5–1,9. Большие значения принимаются для трехсменной работы.

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

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 до ближайшего значения (m = 1; 1,5; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0; 7,0; 10,0 мм).

Число зубьев меньшего шкива определяется по таблице 8.2:

$$z_{m1} = 22.$$

Таблица 8.2

Число зубьев меньшего шкива в зависимости от частоты его вращения

Модуль ремня m, мм	Частота вращения меньшего шкива ~ n_1, мин$^{-1}$	Число зубьев меньшего шкива z_{m1}
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:

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

$$\Delta u = \frac{|u_ф - u|}{u} \cdot 100\,\% = \frac{2{,}273 - 2{,}296}{2{,}296} \cdot 100\,\% = 1\,\%;$$

$\Delta u \le 3\,\%$ – 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:

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

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 $1 \le m \le 5$ 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.

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

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

$z_0 \ge 6$ – условие выполняется.

Удельная окружная сила, передаваемая ремнем:

$$F_{ty} = [F]_0 \cdot C_u \cdot C_z \cdot C_н,$$

где $[F]_0$ – допускаемая удельная окружная сила, передаваемая ремнем шириной 1 мм; определяется по табл. 8.3;

C_u – коэффициент, учитывающий передаточное отношение (вводится только для ускоряющих передач);

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

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

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

Таблица 8.3

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

$$b' = \frac{F_t}{F'_{ty} - qv^2},$$

где q – масса 1 м ремня шириной 1 мм, определяется по таблице 8.4.

Таблица 8.4

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. 8.5):

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

Таблица 8.5

b'	До 8	Св. 8 до 16 мм вкл.	Св. 16 до 25 мм	25 мм	Св. 25 до 40 мм вкл.	Св. 40 до 65 мм вкл.	Св. 65 до 100 мм вкл.	Св. 100 мм
$C_ш$	0,70	0.85	0,95	1,00	1.05	1,10	1.15	1,20

Полученное значение округляется до стандартного (больше расчетного) из табл. 8.6. Принимаем b = 63 мм.

Следует проверить условие $b \le d_1$.

63 мм < 154 мм – условие выполняется.

Ширина шкива без бортов (рис. 8.3)

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

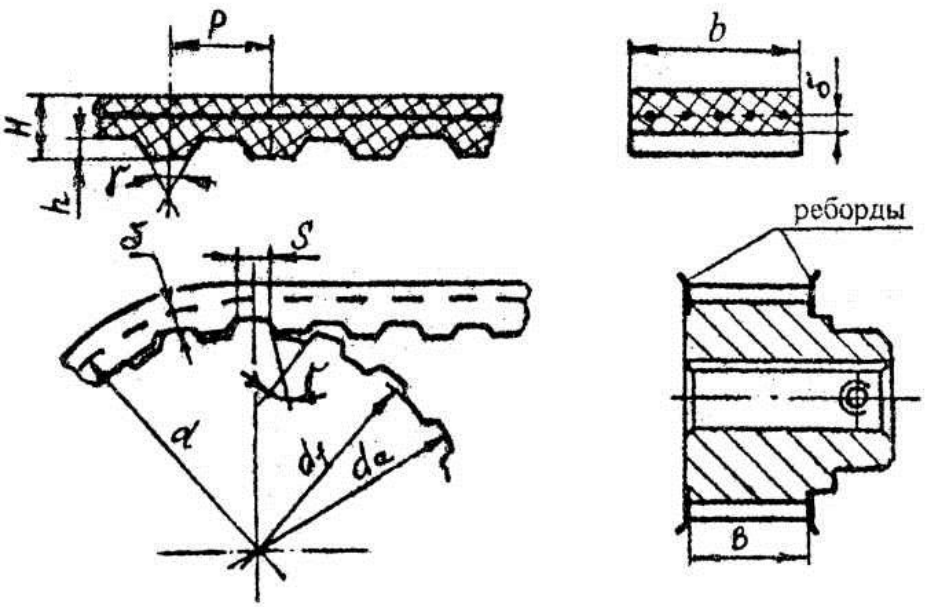

Рис. 8.3. Основные элементы зубчато-ременной передачи

Таблица 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

Диамстры вершин зубьсв шкивов:

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

где δ – расстояние от впадины зуба до средней линии несущего слоя ремня по ОСТ 3805114–76:

– для m = 1,0; 1,5; 2 мм δ = 0,4 мм;

– для m = 3,0 и 4,0 мм δ = 0,6 мм;

– для m = 5,0; 7,0; 10,0 мм δ = 0,8 мм;

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

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

где λ – податливость витков металлокорда ремня; определяется по табл. 8.7.

$$\lambda = 11 \cdot 10^{-4} \text{ мм}^2/\text{Н};$$

$$K_1 = 0{,}2 \cdot \frac{2103{,}12}{63} \cdot 11 \cdot 10^{-4} \cdot 22 = 0{,}16 \text{ мм};$$

$$K_2 = 0{,}2 \cdot \frac{2103{,}12}{63} \cdot 11 \cdot 10^{-4} \cdot 50 = 0{,}367 \text{ мм};$$

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

$$d_{a2} = 350 - 2 \cdot 0{,}8 - 0{,}367 = 348{,}033 \text{ мм}.$$

Таблица 8.7

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

Длина ремня расчетная

$$L_{\text{р}} = 2\alpha + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)}{4a};$$

$$L_{\text{р}} = 2 \cdot 800 + \frac{\pi}{2}(350 + 154) + \frac{(350 - 154)}{4 \cdot 800} = 2391{,}74 \text{ мм}.$$

По ОСТ 3805114–76 принимаем $L_{\text{р}} = 2462{,}88$ мм (см. примечание к расчету).

Межосевое расстояние при принятой длине ремня

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

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

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

Сила, действующая на валы передачи:

$$F_{\text{в}} = \frac{1000 \cdot P_1}{\upsilon} + q \cdot \upsilon^2,$$

где $q \cdot \upsilon^2 = F_\upsilon$ – натяжение ремня шириной в 1 мм от центробежных сил (учитывается при $\upsilon \geq 20$ м/с).

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

Примечание.

1. Стандартную длину ремня можно определить, зная число зубьев и шаг ремня p, которые указаны в ОСТ 3805114–76 (табл. 8.8 и 8.9):

$$L_{\text{р}} = z_{\text{р}} \cdot p.$$

Число зубьев ремня должно быть целым. Расчетное число зубьев $z_р = l_р / p$ округляется в большую сторону по стандарту до $z_р$.

Таблица 8.8

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 8.9

m, мм	$z_р$
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	56–140
10,0	56–100

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

При динамическом режиме работы натяжение ремня рекомендуется принимать $2Q = (0{,}6–0{,}8) \cdot F_t$.

9. РАСЧЕТ ПРИВОДА С КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

Задание. Подобрать электродвигатель, выполнить кинематический и силовой расчеты привода, расчет клиноременной передачи (рис. 9.1).

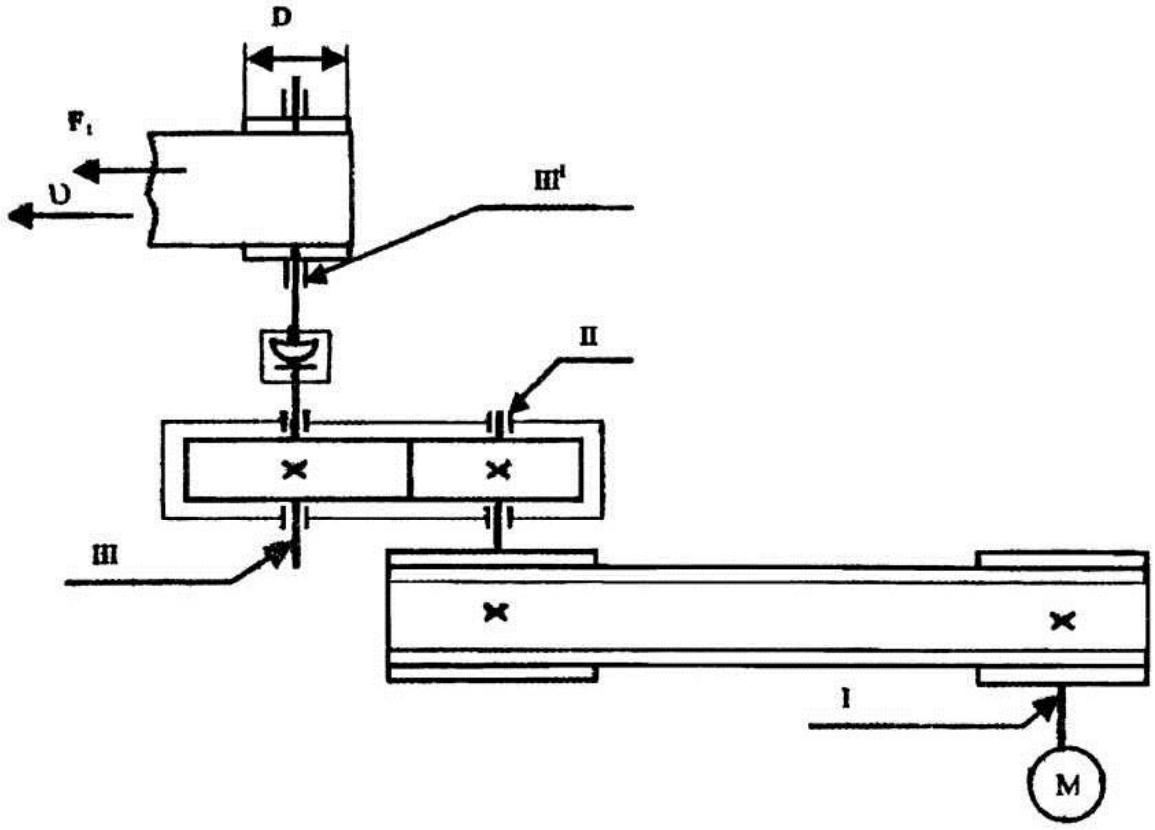

Рис. 9.1. Схема привода конвейера

Исходные данные

1. Тяговое усилие на ленте конвейера F_t = 2,5 кН.
2. Скорость ленты конвейера υ = 1,65 м/с.
3. Диаметр барабана конвейера D = 250 мм.
4. Общее передаточное отношение привода $i_{общ}$ = 7,5.
5. Передача нереверсивная, нагрузка постоянная, работа двухсменная.
6. Ресурс привода L_h = 10 000 часов.

9.1. Выбор электродвигателя, кинематический и силовой расчеты привода

Определяем мощность на валу конвейера:

$$P_3' = F_t \cdot \upsilon = 2500 \cdot 1{,}65 = 4125 \text{ Вт} = 4{,}125 \text{ кВт}.$$

Определяем частоту вращения валов конвейера:

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

Определяем общий КПД привода:

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

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

$$\text{Р}_{\text{тр}} = \frac{P_3'}{\eta_{общ}} = \frac{4{,}125}{0{,}899} = 4{,}59 \text{ кВт}.$$

Требуемая частота вращения вала электродвигателя

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

По табл. 3.3 выбираем электродвигатель 4А112МВ6, у которого $P_{ном} = 5{,}5$ кВт, $n_{синхр} = 1000$ мин$^{-1}$, $n_{асинхр} = 950$ мин$^{-1}$.

Уточняем общее передаточное отношение привода:

$$i_{общ} = \frac{n_{асинхр}}{n_{Ш}'} = \frac{950}{126{,}05} = 7{,}537.$$

Назначаем передаточные числа передач. Для цилиндрической зубчатой передачи выбираем $u_{цп} = 5{,}0$, тогда $u_{рп} = 7{,}537 / 5{,}0 = 1{,}51$.

Выполняем кинематический и силовой расчеты привода.

Определяем мощности на валах:

$$P_1 = P_{тр} = 4{,}59 \text{ кВт};$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_4 = 4{,}59 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}995 = 4{,}339 \text{ кВт};$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_4 = 4{,}339 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}995 = 4{,}231 \text{ кВт};$$

$$P_3' = P_3 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 = 4{,}231 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}995 = 4{,}125 \text{ кВт}.$$

Частоты вращения валов:

$$n_1 = n_{асинхр} = 950 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{рп}} = \frac{950}{1{,}51} = 629{,}14 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_3 = n_3' = \frac{629{,}14}{5} = 125{,}8 \text{ мин}^{-1}.$$

Передаваемые вращающие моменты:

$$T_1 = 9{,}55 \cdot 10^3 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9{,}55 \cdot 10^3 \cdot \frac{4{,}59}{950} = 46{,}14 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_2 = 9{,}55 \cdot 10^3 \cdot \frac{P_2}{n_2} = 9{,}55 \cdot 10^3 \cdot \frac{4{,}339}{629{,}14} = 65{,}86 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_3 = 9{,}55 \cdot 10^3 \cdot \frac{P_3}{n_3} = 9{,}55 \cdot 10^3 \cdot \frac{4{,}231}{125{,}8} = 321{,}19 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_3' = 9{,}55 \cdot 10^3 \cdot \frac{P_3'}{n_3'} = 9{,}55 \cdot 10^3 \cdot \frac{4{,}125}{125{,}8} = 313{,}145 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Результаты расчета сведем в табл. 9.1.

Таблица 9.1

Вал	n, мин ^{1}	P, кВт	T, Н · м
Вал двигателя I	950	4,59	46,14
II	629,14	4,339	65,86
III	125,8	4,231	321,19
Вал рабочей машины III'	125,8	4,125	313,145

9.2. Расчет клиноременной передачи

Исходные данные

1. Передаваемая мощность $P_1 = 4{,}59$ кВт.
2. Частота вращения вала двигателя $n_1 = 950$ мин ^{1}.
3. Частота вращения вала II $n_2 = 629{,}14$ мин$^{-1}$.
4. Передаточнос число передачи $u_{рп} = 1{,}51$.

По таблице 9.2 или по графику (рис. 9.2) при моменте на ведомом шкиве $T_2 = 65{,}86$ Н · м выбираем ремень сечения В (Б), для которого площадь ссчнния $A = 138$ мм^2 ($b_р = 14$ мм; $h = 10{,}5$ мм).

Таблица 9.2

Размеры клиновых ремней (по ГОСТ 1284.1–89)

Нормальное сечение ремня	Размеры сечения, мм			A, мм$_2$	Диапазоны расчетных длин L, мм	$D_{min} = d_р$, мм	Рекомендуемый диапазон моментов T_2, Н · м
	$b_р$	h	b_0				
Z (0)	8.5	6	10	47	400–2500	63	до 25
A	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
E (Д)	32,0	23.5	38	692	4500–18000	500	1100–4500
EO (Е)	42,0	30.0	50	1170	6300–14000	800	Свыше 2200

Примечания

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 таблице 9.3 при угле профиля канавок $\varphi = 36°$ определяем диаметр меньшего шкива.

Рис. 9.2. Рекомендуемые сечения ремней

Рекомендуется избегать применения шкивов с D_{min} (табл. 9.2). Для уменьшения величины напряжений изгиба, снижающих долговечность ремня, выбираются шкивы с диаметрами $d_p > D_{min}$. Принимаем $d_p = D_1 = 180$ мм.

Диаметр ведомого (большего) шкива

$$D_2 = D_1 \cdot u_{рп} = 180 \cdot 1{,}51 = 271{,}8 \text{ мм}.$$

Стандартное значение $D_2 = 280$ мм.

Таблица 9.3

Размеры профиля канавок шкивов, мм, по ГОСТ 20889–88
(см. рис. 9.2)

Сечение ремня	$l_р$	b	h, не менее	e	f	r	φ = 34°		φ = 36°		φ = 38°		φ = 40°		d	X
							$d_р$	b_1	$d_р$	b_1	$d_р$	b_1	$d_р$	b_1		
Z (0)	8,5	2,5	7,0	12,0	8,0	0,5	63–71	10	80–100 125–160	10,1	112–160	10,2	180	10,3	$9_{-0,03}$ $11{,}6_{-0,035}$	6,0
A (0)	11,0	3,3	8,7	15,0	10,0	1,0	90–112	13,1	160–224	13,3	180–400	13,4	450	13,5	$14{,}7_{-0,035}$	7,6
B (Б)	14,0	4,2	10,8	19,0	12,5	1,0	125–160	17,0		17,2	250–500	17,4	560	17,6		9,6
C (В)	19,0	5,7	14,3	25,5	17,0	1,5	–	–	200–15	22,9	355–630	23,1	710	23,3	$20_{-0,045}$	13,1
Д (Г)	27,0	8,1	19,9	37,0	24,0	2,0	–	–	315–450	32,5	500–900	32,8	1000	33,2	$28{,}5_{-0,045}$	18,8
E (Д)	32,0	9,6	23,4	44,5	29,0	2,0	–	–		38,5	650–1120	38,9	1250	39,3		22,3
EO (E)	42,0	12,5	30,5	58,0	38,0	2,5	–	–	500–560 –	–	800–1400	50,6	1600	51,1	$33{,}8_{-0,035}$ $44{,}5_{-0,05}$	29,6

Примечание

1. Размеры b, b_1 и $l_р$ не распространяются на шкивы сварные из листового материала и шкивы для полуперекрестных передач.

2. Шероховатость рабочих поверхностей канавок не должна быть более R_a = 2,5 мкм.

3. Предельные отклонения угла φ: 1° – для ремней сечений Z, A, B; 30′ – для ремней сечений C, Д, E, EO.

4. В скобках указаны обозначения сечений ремня в предыдущем стандарте.

Фактическое передаточное число с учетом коэффициента упругого скольжения ε = 0,01:

$$u_{\text{ф}} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1-\varepsilon)} = \frac{280}{180 \cdot (1-0{,}01)} = 1{,}57.$$

Отклонение от заданного значения

$$\Delta u = \frac{\left|u_{\text{ф}} - u\right|}{u} \cdot 100\,\% = \frac{1{,}57 - 1{,}51}{1{,}51} \cdot 100\,\% = 3{,}9\,\%,$$

что допустимо. Рекомендуют $\Delta u \le 4$ %.

Скорость ремня

$$\upsilon_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 180 \cdot 950}{60 \cdot 1000} = 8{,}95 \text{ м/с}.$$

Выбираем межосевое расстояние из рекомендуемого промежутка (если оно задано, то проверяем, попадает ли заданное значение в указанный промежуток).

$$0{,}7 \cdot (D_1 + D_2) \le a \le 2 \cdot (D_1 + D_2);$$

$$0{,}7 \cdot (180 + 280) \le a \le 2 \cdot (180 + 280);$$

$$322 \le a \le 920.$$

Принимаем a = 600 мм.

Расчетная длина ремня

$$l_{\text{р}} = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(280-180)^2}{4 \cdot 600} =$$

$$= 2 \cdot 600 + \frac{\pi}{2}(180 + 280) + \frac{(280-180)^2}{4 \cdot 600} = 1926{,}73 \text{ мм}.$$

Стандартная ближайшая длина ремня по табл. 9.2 $l_{\text{р}}$ = 1900 мм.

Уточняем межосевое расстояние для выбранной длины ремня:

$$a = 0{,}25\left[(L_{\text{р}} - \omega) + \sqrt{(L_{\text{р}} - \omega)^2 - 8q}\right],$$

где $\omega = \pi \cdot \dfrac{D_1 + D_2}{2} = \pi \cdot \dfrac{180 + 280}{2} = 722{,}57$ 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

$$a_{\min} = a - 0{,}015L_{\text{р}} = 586{,}585 - 0{,}015 \cdot 1900 = 558{,}085 \text{ мм}.$$

Максимальное межосевое расстояние для компенсации вытяжки ремня в процессе работы

$$a_{\max} = a + 0{,}03 \cdot L_{\text{р}} = 586{,}585 + 0{,}03 \cdot 1900 = 643{,}585 \text{ мм}.$$

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

$$F_t = 1000P_1 / \upsilon_1 = 1000 \cdot 4{,}59 / 8{,}95 = 512{,}849 \text{ Н}.$$

Частота пробега ремня

$$\nu = \frac{\upsilon_1}{L_p} = \frac{8,95}{1,9} = 4,71 \text{ с}^{-1}.$$

Условие $\nu \le 10$ с$^{-1}$ выполняется.

Исходное удельное окружное усилие K_0 определяем из табл. 9.4 по значению касательного напряжения в ремне (при $\nu = 5$ с$^{-1}$ $\sigma_0 =$ = 1,5 МПа, при $\nu = 5$–10 с$^{-1}$ $\sigma_0 = 1,2$ МПа, $\nu > 10$ с$^{-1}$ $\sigma_0 = 0,9$ МПа); $K_0 = 2,05$ МПа.

Таблица 9.4

Допускаемое исходное удельное окружное усилие K_0 для ремней [9]

Диаметр малого шкива	Сечение ремня	K_0. МПа		
		$\sigma_0 = 0,9$ МПа	$\sigma_0 = 1,2$ МПа	$\sigma_0 = 1,5$ МПа
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 (Б)	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
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	E (Д)	1,23	1,51	1,67
560		1,40	1,72	1,93
630 и более		–	1,92	2,24
800	EO (E)	1,23	1,51	1,67
900		–	1,73	1,95
1000 и более		–	1,92	2,24

Допускаемое удельное окружное усилие

$$K = K_0 \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3,$$

где C_1, C_2, C_3 – поправочные коэффициенты:

C_1 – коэффициент угла обхвата (табл. 9.5);

C_2 – коэффициент скорости (табл. 9.6);

C_3 – коэффициент режима работы (табл. 9.7).

$$K = 2{,}05 \cdot 0{,}98 \cdot 1{,}04 \cdot 1{,}0 = 2{,}089 \text{ МПа}.$$

Таблица 9.5

Значения коэффициента C_1

Угол обхвата α, град	Коэффициент C_1		Угол обхвата α, 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 9.6

Значения коэффициента C_2

Коэффициент C_2	Скорости ремня υ, 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	–	–	–	–

Таблица 9.6

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

Необходимое число ремней

$$z = \frac{F_t}{KA} = \frac{512{,}849}{2{,}089 \cdot 138} = 1{,}779.$$

Принимаем $z = 2$.

Сила, действующая на валы:

$$F_n = 2\sigma_0 \cdot A \cdot Z \cdot \sin(\alpha / 2) =$$
$$= 2 \cdot 1{,}5 \cdot 138 \cdot 2 \cdot \sin(170°16'57'' / 2) = 825{,}023 \text{ Н}.$$

Силу F_n считаем направленной по межосевой линии.

Расчетная долговечность ремня

$$L_h = \frac{10^7}{7200\nu}\left(\frac{\sigma_N}{\sigma_{\max}}\right)^m k_1 k_2,$$

где σ_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).

σ_{max} – максимальное напряжение в цикле для ремней;

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \sigma_t / 2 + \sigma_и + \sigma_ц,$$

где σ_0 – напряжение в ремне от силы предварительного натяжения (см. выше);

$\sigma_t / 2 = F_t / 2A$ – напряжение от окружного усилия;

$\sigma_и = E_и \cdot \delta / D_{min}$ – напряжение изгиба ($\delta = h$ – толщина или высота ремня; $E_и$ – модуль упругости ремня при изгибе: $E_и$ = 80 – 140 МПа для прорезиненных ремней; D_{min} – диаметр меньшего шкива;

$\sigma_ц = \rho \cdot \upsilon^2 \cdot 10^{-6}$ – напряжение от центробежных сил (ρ = 1250–1500 кг/м^3 для прорезиненных ремней; ρ = 600–1200 кг/м^3 для синтетических ремней);

m – показатель степени (для клиновых ремней $m \approx 8$).

Определяем максимальное напряжение в ремне

$$\sigma_{max} = 1{,}5 + \frac{512{,}849}{2 \cdot 138 \cdot 2} + \frac{10{,}5}{180} + 1{,}2 \cdot 10^3 \cdot (8{,}95)^2 \cdot 10^{-6} =$$

$$= 1{,}5 + 1{,}858 + 4{,}7 + 0{,}096 = 8{,}156 \text{ МПа};$$

$$L_h = \frac{10^7}{7200 \cdot 4{,}71} \left(\frac{9}{8{,}156} \right)^8 \cdot 1{,}5 \cdot 1 = 972{,}43 \text{ ч.}$$

Рекомендуемая средняя долговечность ремней

$$L_h = 1000 - 5000 \text{ ч.}$$

Для ремня сечения В условия долговечности соблюдаются.

Ширина обода шкива

$$M = (Z_n - 1)\, e + 2f = (2 - 1)\, 19 + 2 \cdot 12{,}5 = 44 \text{ мм}.$$

Наружный диаметр шкива

$$d_{ei} = D_i + 2b.$$

10. УПРУГИЕ МУФТЫ С ТОРООБРАЗНОЙ ОБОЛОЧКОЙ ПО ГОСТ 20884–93

Упругим элементом муфты является резиновая или резинокордная оболочка. Резинокордная оболочка сложнее в изготовлении, чем резиновая, однако срок ее службы в несколько раз больше резиновой.

Эти муфты отличаются высокими компенсационными свойствами, способностью уменьшать динамические нагрузки благодаря малой крутильной жесткости и высокой демпфирующей способности. К недостаткам муфт относятся их большие радиальные размеры по диаметру и появление осевых нагрузок на опоры валов, вызываемых центробежными силами, действующими на упругий элемент.

Упругие муфты предназначены для соединения валов с целью передачи вращающего момента от 20 до 40000 Н·м, уменьшения динамических нагрузок и компенсации смещения валов. Муфты допускают соединение валов с угловым перекосом до 2°, радиальным смещением до 2 мм и осевым смещением до 4 мм. Полумуфты и другие детали изготавливаются из стали марки Ст 3 по ГОСТ 380–94. Торообразная оболочка выполнена из резины с сопротивлением разрыву не менее 10 МПа и модулем упругости при 100 %-м удлинении не ниже 5 МПа.

Муфты с торообразной оболочкой (рис. 10.1) состоят из двух полумуфт. Полумуфты изготовляют двух типов:

тип 1 – с цилиндрическим отверстием на конце вала по ГОСТ 12080–66;

– *тип 2* – с коническим отверстием на конце вала по ГОСТ 12081–72.

Полумуфты каждого типа изготовляют в двух исполнениях:

– *1* – на длинные концы валов;

– *2* – на короткие концы валов.

Допускается изготовлять полумуфты с коническим отверстием на конце вала по ГОСТ12081–72. Допускаются фланцевые и другие виды муфт без шпоночных соединений полумуфт с валами.

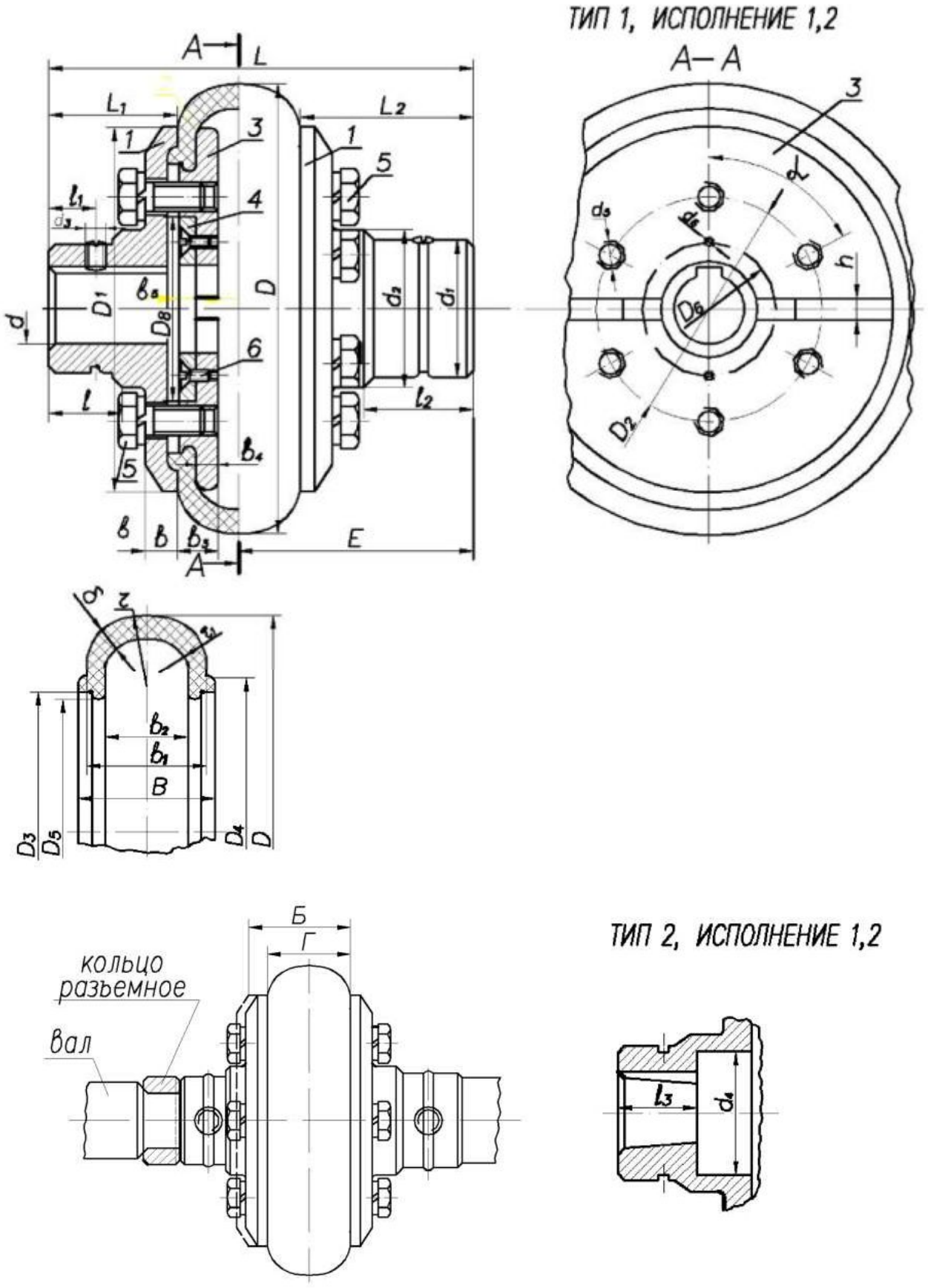

Рис. 10.1. Муфты эластичные с торообразной резиновой оболочкой

Технические требования

1. Допускаемые предельные отклонения диаметра – по *H*8.

2. Размеры шпоночных пазов для полумуфт типа *1*: исполнения *1* – по ГОСТ 23360–78; исполнения *2* $d \leq +30$ мм – по ГОСТ 23360–78; исполнение *2* $d \geq 30$ мм – по ГОСТ 10748–79.

3. Ширина шпоночных пазов для полумуфт типа *2* – по ГОСТ 12081–72.

4. Предельные отклонения размеров шпоночных пазов – по ГОСТ 23360–78.

5. Предельные отклонения на угловые размеры конуса для вала в полумуфте – по 7-й степени точности ГОСТ 8908–81.

6. Допускается применять сочетания полумуфт разных типов и исполнений с посадочными отверстиями различных диаметров в пределах одного номинального крутящего момента, а в технически обоснованных случаях – различных номинальных крутящих моментов.

Условное обозначение муфт. Обозначение должно содержать название муфты, цифры, характеризующие номинальный крутящий момент, диаметры посадочных отверстий в полумуфтах под валы, типы и исполнения полумуфт и обозначения настоящего стандарта.

Пример обозначения упругой муфты с торообразной оболочкой, номинальным крутящим моментом 800 Н·м, диаметром посадочных отверстий в полумуфтах под валы $d = 60$ мм, с полумуфтами типа *1* и исполнения *1*:

Муфта упругая с торообразной оболочкой 800-1-60-1 ГОСТ 20884–93.

То же с полумуфтами: одна – типа *1* и исполнения *1*, другая – типа *2* и исполнения *1*:

Муфта упругая с торообразной оболочкой 800-1-60-1 ГОСТ 20884–93.

То же с полумуфтами: одна с диаметром $d = 60$ мм, другая – с $d = 63$ мм типа *1*, исполнения *1*:

Муфта упругая с торообразной оболочкой 800-1-60-1-63-1.

Упругий элемент муфты работает на кручение. Муфта имеет большую энергоемкость, высокие упругие и компенсирующие свойства. Исследования показали, что нагрузочная способность муфты ограничивается потерей устойчивости резиновой оболочки, поэтому

расчет муфты заключается в расчете прочности оболочки по напряжениям сдвига в сечении около зажима D_1, δ (см. рис. 10.1):

$$\tau = \frac{2 \cdot T \cdot k}{\pi \cdot D_1^2 \cdot \delta} \le [\tau],$$

где T – номинальный крутящий момент;

k – коэффициент режима нагрузки; для транспортеров ленточных k = 1,25–1,5; цепных, винтовых, скребковых k = 1,5–2,0.

По экспериментальным данным, $|\tau| \approx 0{,}4$ МПа.

При монтаже муфты с обеих сторон вовнутрь оболочки заводят полукольца *3* и скрепляют кольцами *4* и винтами *6* (см. рис. 10.1). Затем одну установленную на валу полумуфту сдвигают в осевом направлении и между полумуфтами заводят собранный узел оболочки и заправляют его под выступы фланцев *1*. Полумуфту сдвигают в обратном направлении, оболочку скрепляют винтами *5*, стягивающими фланцы полумуфт с полукольцами. Сжатие оболочки – не более 1/3 толщины борта оболочки; величину и равномерность затяжки контролируют глубиномером. Для этого во фланцах полумуфт выполняют три-четыре отверстия диаметром 6 мм. После сборки муфты на валу устанавливается разъемное кольцо.

На рис. 10.1 положение «Б» обозначает расстояние между полумуфтами в начале монтажа, а «Г» – расстояние между полумуфтами после затяжки винтов *5*.

Параметры муфты даны в табл. 10.1.

Таблица 10.1

Основные параметры, габаритные и присоединительные размеры муфт с торообразной резиновой оболочкой. Размеры в таблице указаны в миллиметрах. Обозначение параметров – см. рис. 10.1

№ строки	Номинальный вращающий момент T, Н·м	Наибольшее число оборотов n, $мин^{-1}$	d	L, не более				L, не более				D	E	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	D_7
				Тип																
				1		2		1		2										
				Исполнение																
				1	2	1	2	1	2	1	2									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
1	20	3000	14	125	125	105		32	28	22		100	55	83	50	65	73	62	30	20
2			16, 18, 19	150	130	125	100	42	30	32	20									
3	40	3000	18, 19	160	140	140	110	42	30	32	20	125	70	100	60	78	90	74	40	25
4			20, 22, 24	180	150	160	125	53	38	40	26									
5			25	200	160	170	140	63	44	46	28									
6	80	3000	22, 24	200	160	170	140	52	38	40	26	160	85	128	80	100	115	94	55	40
7			25, 28	220	180	190	150	63	44	46	28									
8			30	260	220	230	190	82	60	63	40									
9	125	2500	25,28	220	180	200	160	63	44	46	28	180	112,5	155	95	122	138	115	65	45
10			30, 32, 35, 36	270	220	240	200	82	60	63	40									
11	200		2500	270	220	240	200	82	60	63	40	200	112,5	155	95	122	138	115	65	45
12				340	260	300	250	112	84	88	60									
13	250	2000	32,35,36,38,40	280	230	250	210	82	60	63	40	220	148	195	130	158	176	150	95	70
14			42, 45	340	290	320	250	112	84	88	60									

Продолжение табл. 10.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
15 16	315	2000	35, 36, 38, 40 42, 45, 48	280 350	240 300	260 320	220 270	82 112	60 84	63 88	40 60	250	148	195	130	158	176	150	95	70
17	500	1600	42, 45, 48, 50, 55 56	360	300	330	280	112	84	88	60	280	155	260	180	215	235	205	135	100
18 19	800	1600	48, 50, 55, 56, 60 63	370 440	310 370	340 380	290 320	112 143	84 108	88 110	60 75	320	155	260	180	215	235	205	135	100
20 21	1250	1600	55, 56 60,63,65,70,71,75	380 460	320 390	360 450	310 360	112 143	84 108	88 110	60 75	360	190	330	230	280	305	268	170	130
22 23	2000	1600	63, 65, 70, 71, 75 80, 85, 90	460 530	390 450	450 500	360 420	143 172	108 132	110 135	75 96	400	190	330	230	280	305	268	170	130
24 25 26	3150	1600	75 80,85,90,95 100	480 550 630	410 470 545	450 530 600	360 450 500	143 172 214	108 132 168	110 135 170	75 96 126	450	232,5	370	250	305	335	293	180	140

Продолжение табл. 10.1

№ строки	D_8	d_1	d_2	d_3	d_4	Варианты				L_2	l	l_1	l_2	l_3	B	b	b_1	b_2	b_3	b_4	b_5	r	r_1	δ	h	α, градус
						d_5	Колич.	d_6	Колич.																	
1	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47
1 2	40	30	35	M6	28	M6	4	M2,5	2	42	16	10	25	30	30	6	26	15	8	3,5	3,5	17,5	9,5	5,5	4	90
3 4 5	50	38	40	M6	32	M8	6	M3	2	52	20	12	30	38	40	8	36	20	11	5	4	24	13	8	4	60

Окончание табл. 10.1

1	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47
6 7 8	65	48	52	M10	40	M10	6	M4	2	62,5	25	15	35	44	50	10	45	25	14	6,5	5	30	17	10	6	60
9 10	80	60	63	M10	52	M12	8	M5	2	82,5	35	20	55	60	65	13	60	35	18	9	5	40	22	12,5	6	45
11 12	80	60	63	M12	52	M12	8	M5	2	82,5	35	20	55	60	65	13	60	35	18	9	5	40	22	12,5	6	45
13 14	110	90	98	M12	62	M12	8	M5	4	113	45	25	70	85	76	15	70	42	20	10	7	47	26	14	8	45
15 16	110	90	98	M12	62	M12	8	M5	4	113	45	25	70	85	76	15	70	42	20	10	7	47	26	14	8	45
17	160	110	130	M12	75	M12	8	M6	4	115	50	30	75	85	90	17	80	46	22	10	8	53,5	30	17	8	45
18 19	160	110	130	M12	75	M12	8	M6	4	115	50	30	75	85	90	17	80	46	22	10	8	53,5	30	17	8	45
20 21	200	140	160	M16	110	M16	8	M8	4	145	65	40	100	108	100	20	90	50	28	13	10	60	34	20	10	45
22 23	200	140	160	M16	110	M16	8	M8	4	145	65	40	100	108	100	20	90	50	28	13	10	60	34	20	10	45
24 25 26	220	170	195	M20	130	M20	8	M10	4	177,5	80	50	110	135	125	25	110	65	30	15	11	74	41	22,5	10	45

11. МУФТА С РЕЗИНОВОЙ ЗВЕЗДОЧКОЙ ПО ГОСТ 14064–93

Муфта (рис. 11.1) состоит из двух полумуфт с торцевыми выступами и резиновой звездочки, зубья которой расположены между выступами. Муфта стандартизована и широко применяется для соединения быстроходных валов.

Работоспособность резиновой звездочки определяется величиной напряжения смятия и может быть рассчитана по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{24TkD}{zH(D)^3 - d_2^3)} \le [\sigma]_{см},$$

где T – номинальный вращающий момент;

k – коэффициент режима нагрузки;

D – наружный диаметр звездочки;

Z – число зубьев звездочки (при выводе расчетных формул принимается, что вращающий момент передает только половина от общего числа зубьев звездочки);

H – рабочая высота выступов;

d_2 – диаметр, определяющий границу контакта выступа и звездочки.

Муфта предназначена для соединения соосных цилиндрических валов при передаче вращающего момента T от 2,5 до 400 Н·м и уменьшения динамических нагрузок.

Муфты изготавливают двух исполнений: *1* – на длинные концы валов; *2* – на короткие концы валов по ГОСТ 12080–66. Допускается уменьшать длину посадочной части полумуфт в соответствии с ГОСТ 12080–66.

Материал полумуфт – сталь 35. Допускается изготавливать полумуфты из других материалов с механическими свойствами не ниже, чем у стали 35.

Размеры шпоночных пазов для полумуфт принимаются по ГОСТ 8790–79 и ГОСТ 10748–79. Параметры упругой муфты даны в табл. 11.1.

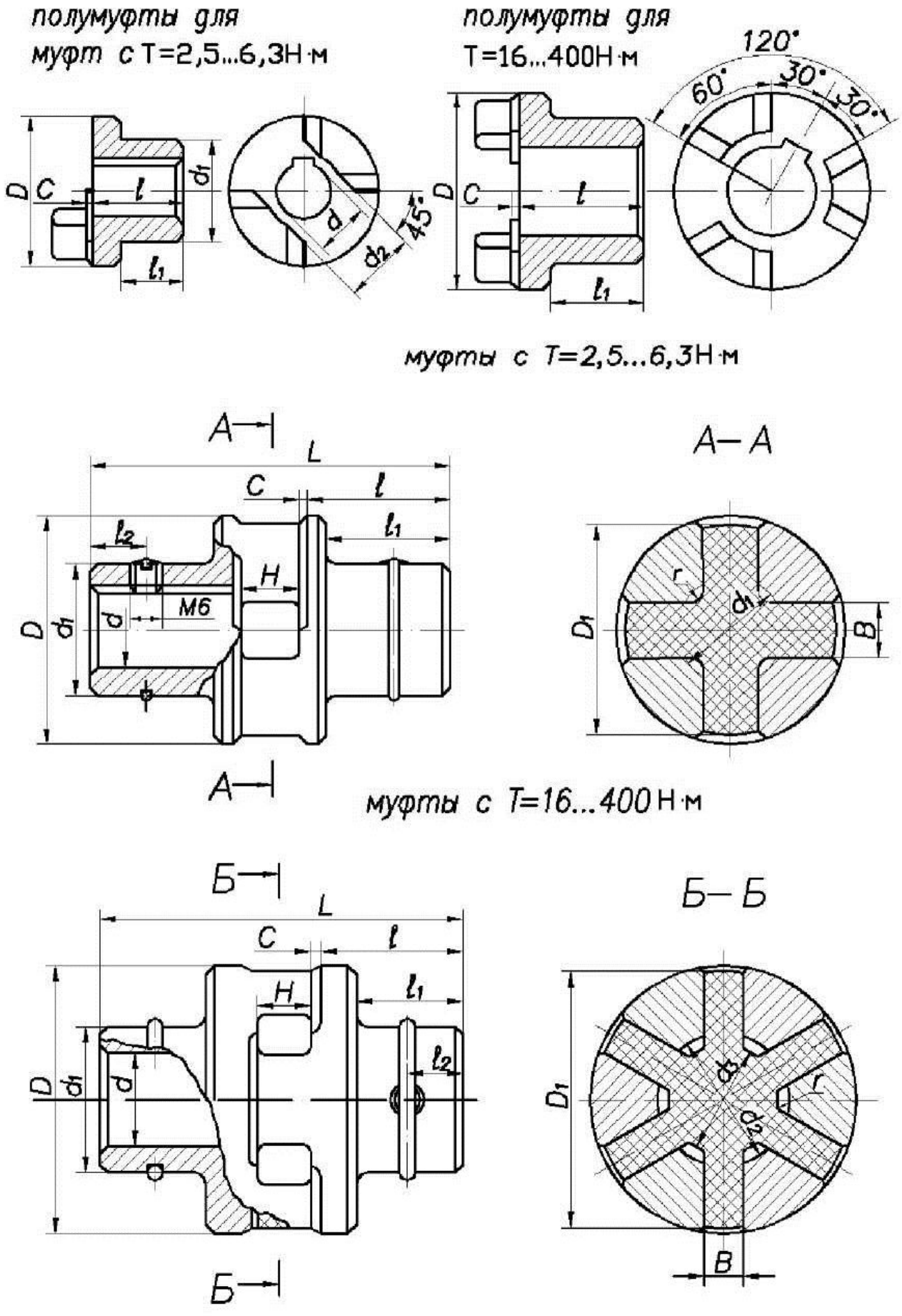

Рис. 11.1. Муфта с резиновой звездочкой

Таблица 11.1

Параметры упругой муфты со звездочкой (по ГОСТ 14084–93), размеры в мм (см. рис. 11.1)

Номинальный вращающий момент T, Н·м	d	d_1	D	D_1	L		l		l_1		C	d_2	d_3	$B^{10,2}$	H	r	l_2	Частота вращения n_{max}, мин$^{-1}$
					Исполнение													
					1	2	1	2	1	2								
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
2,5	6 7	20	32	30	45,5		16		12		1,5	16	14	8,5	10,5	1,25	6	5500
6,3	10 11	22	45	42	59,5	53,5	23	20	19	16	1,5	20	14	10,5	10,5	1,6	8	5000
	12 14	24 26	45	42	73,5	63,5	30	25	26	21	1,5	20	14	10,5	10,5	1,6		
16	12 14	26	53	50	81	71	30	25	20	15	3	28	30	12,5	15	1,6	10	3750
	16 18	28			101	77	40	28	30	18	3	28	30	12,5	15	1,6		
25	14 16 18 20	28 28 28 30	63	60	73,5 101 101 121	63,5 77 77 93	30 40 40 50	25 28 28 36	20 30 30 40	15 18 18 16	3	32	30	12,5	15	1,6	10	3250
31,5	16 18	30	71	67	101	77	40	28	30	18	3	32	30	12,5	15	1,6	10	3000
	20 22	34			121	93	50	36	40	26								

Окончание табл. 11.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
63	20 22	36	85	80	128	100	50	36	35	21	3	42	36	14,5	22	2	12	2250
	25 28	42			148	112	60	42	45	27								
125	25 28	45	105	100	148	112	60	42	45	27	3	50	45	16,5	22	2	12	2000
	32 36	48 55			188	144	80	58	65	43								
250	32 36 40 45	55 60 60 70	135	130	191 251	147 195	80 110	58 82	60 90	38 62	3	64	56	18,5	25	3	12	1500
400	38 40 45	63 63 70	166	160	196 256 256	152 200 200	80 110 110	58 82 82	57 87 87	35 59 59	3	76	67	20,5	30	3	12	1300

Допускается сочетание полумуфт исполнений *1* и *2* с различными диаметрами *d* в пределах одного номинального момента.

При соединении муфтами валов, не имеющих заплечиков, необходимо стопорить полумуфты с помощью винтов по ГОСТ 1476–93 и кольца по ГОСТ 2833–77.

Звездочки должны изготовляться из резин, соответствующих условиям работы муфты и имеющих следующие физико-механические свойства:

– предел прочности при разрыве – не ниже 10 МПа;

– относительное удлинение при разрыве по ГОСТ 270–75 – не менее 300 %.

Пример обозначения упругой муфты со звездочкой с номинальным вращающим моментом T = 125 Н·м, диаметром посадочных отверстий в полумуфтах под валы d = 32 мм, с полумуфтами исполнения *1*: климатического исполнения У3:

Муфта упругая со звездочкой 125-32-1 ГОСТ 14084–93.

То же с полумуфтами исполнения *2*:

Муфта упругая со звездочкой 125-32-2 ГОСТ 14084–93.

12. КУЛАЧКОВАЯ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНАЯ МУФТА

Кулачковые предохранительные муфты (рис. 12.1) используют при небольших скоростях, малых вращающих моментах и маховых массах соединяемых частей. Действие муфт этого типа основано на замыкании с помощью пружин, поставленных с предварительным натяжением, полумуфт, снабженных на торцах кулачками. При перегрузках происходит срабатывание муфты, которое сопровождается значительными нагрузками и характерным звуком, поэтому кулачковые муфты называют сигнальными.

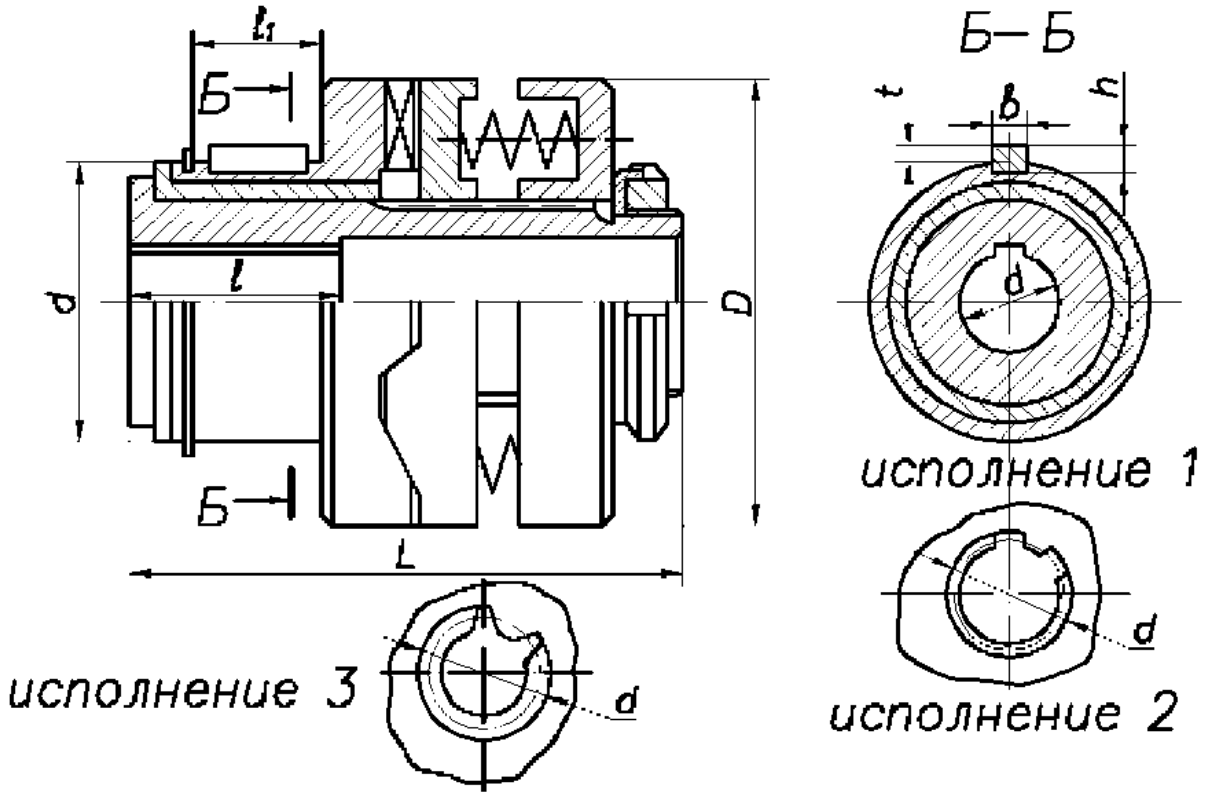

Рис. 12.1. Кулачковая предохранительная муфта

В конструкциях с малым трением пружинно-кулачковые муфты обеспечивают высокую точность срабатывания, так как упругие свойства пружин достаточно стабильны. Существенное влияние на точность срабатывания оказывает состояние рабочих поверхностей кулачков: твердость, шероховатость и точность изготовления.

Рабочие поверхности кулачков должны обладать достаточной твердостью, износостойкостью и способностью сопротивляться ударным нагрузкам. Кулачки изготавливают из стали 20Х с после-

дующей цементацией и закалкой до твердости 56–57 $HRC_э$ или из стали 40Х с закалкой до той же твердости. Число кулачков рекомендуется делать нечетным. Это позволяет упростить процесс изготовления и повысить точность расположения кулачков. Число кулачков принимают равным 3–15.

13. РАСЧЕТ КУЛАЧКОВОЙ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ МУФТЫ

Задание. Рассчитать муфту (рис. 13.1) при следующих данных:

1. Номинальный вращающий момент T = 100 Н·м.
2. Диаметр вала d = 28 мм.
3. Коэффициент запаса (перегрузки) β = 1,45.

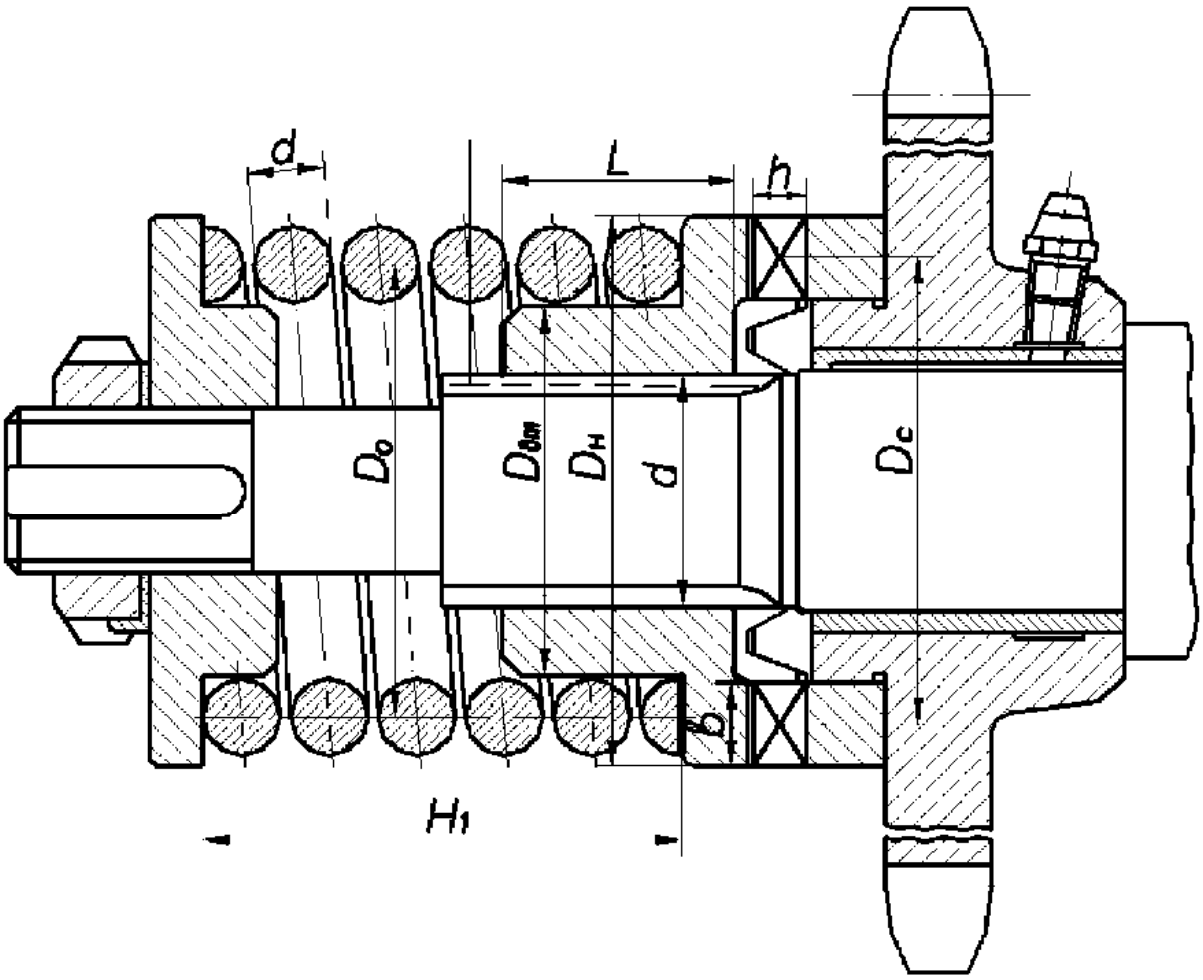

Рис. 13.1. К расчету предохранительной кулачковой муфты

Расчет

1. Определяем расчетный момент, при котором муфта будет выключаться (предельный момент срабатывания):

$$T_{\text{р}} = \beta T = 1{,}45 \cdot 100 = 145 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. Определяем диаметр окружности, проходящей через середины кулачков:

$$D_c = 2d = 2 \cdot 28 = 56 \text{ мм}.$$

3. Окружное усилие при передаче номинального момента

$$F_t = \frac{2T}{D_c} = \frac{2 \cdot 100 \cdot 10^3}{56} = 3571,43 \text{ Н}.$$

4. Окружное усилие при передаче максимального момента (при перегрузке)

$$F_{t\text{р}} = \frac{2T_{\text{р}}}{D_{\text{с}}} = \frac{2 \cdot 145 \cdot 10^3}{56} = 5178,57 \text{ Н}.$$

5. Усилие, необходимое для удержания муфты во включенном состоянии при передаче номинального момента:

$$Q_1 = F_t \text{tg}\alpha,$$

где α – угол наклона боковой поверхности кулачков; определение этого угла путем расчета приведено ниже.

6. Усилие, необходимое для выключения муфты при перегрузке, то есть при передаче расчетного момента:

$$Q_3 = F_t \left[\text{tg}(\alpha - \rho) - f \frac{D_{\text{с}}}{d} \right].$$

7. Усилие, необходимое для включения муфты при возвращении к номинальному режиму работы, то есть после снятия перегрузки:

$$Q_3 = F_t \left[\text{tg}(\alpha + \rho) + f \frac{D_{\text{с}}}{d} \right].$$

8. Принимая условие $Q_2 \geq Q_3$, получаем

$$\beta\left[\operatorname{tg}(\alpha-\rho)-f\frac{D_c}{d}\right]\geq\left[\operatorname{tg}(\alpha+\rho)+f\frac{D_c}{d}\right].$$

9. При $\rho = 2°$; $f = 0{,}05$; $D_c = 56$ мм; $d = 28$ мм; $\beta = 1{,}45$ получаем

$$-0{,}0803\operatorname{tg}^2\alpha + 0{,}4505\operatorname{tg}\alpha - 0{,}3305 = 0$$

и $\alpha = 40°57'30''$.

10. Принимаем $\alpha = 42°$, тогда

$$Q_1 = F_t \operatorname{tg}\alpha = 3571{,}3 \cdot 0{,}9 = 3214{,}17 \text{ Н};$$

$$Q_2 - 5178{,}57\ [\operatorname{tg}(42^\circ - 2^\circ) - 0{,}05\frac{56}{28}] = 3827{,}48 \text{ Н};$$

$$Q_3 = 3571{,}3\ [\operatorname{tg}(42^\circ + 2^\circ) + 0{,}05\frac{56}{28}] = 3805{,}9 \text{ Н}.$$

Таким образом, получено

$$Q_2 > Q_3; \quad Q_2 > Q_1,$$

что и необходимо для работы муфты.

11. Предварительно определим размеры элементов муфты. Ширина кулачков (размер в радиальном направлении)

$$b \approx (0{,}13–0{,}16)\, D_c = (0{,}13–0{,}16) \cdot 56 = 7{,}3–9 \text{ мм}.$$

Принимаем $b = 10$ мм. Наружный диаметр кулачков

$$D_н = D_c + b = 56 + 10 = 66 \text{ мм}.$$

Высота кулачков $h \approx (0{,}5–0{,}6)\, b = (0{,}5–0{,}6) \cdot 10$; принимаем $h = 6$ мм.

Наружный диаметр подвижной втулки

$$D_{вт} = (1{,}5–1{,}8) \cdot d = (1{,}5–1{,}8) \cdot 28 = 42–50 \text{ мм}.$$

Принимаем $D_{вт} = 42$ мм.

Длина подвижной втулки

$$L(0{,}8–1{,}8) \cdot d = (0{,}8–1{,}8) \cdot 28 = 22–50 \text{ мм}.$$

Принимаем $L = 35$мм.

Число кулачков Z, радиус фаски r установим при расчете кулачков по контактным напряжения $\sigma_к$.

12. Сила нормального давления на кулачки

$$F_n = \frac{F'_{пр}}{\cos\alpha} = \frac{5178{,}57}{\cos 42^\circ} = 6968{,}45 \text{ Н}.$$

13. Необходимый по условиям контактной прочности радиус r передней кромки кулачков и их число Z могут быть подсчитаны из выражения

$$0{,}418\sqrt{\frac{F_n E_{пр}}{b\rho Z}} \le [\sigma_к]$$

или

$$Z \ge \frac{0{,}418^2 F_n E_{пр}}{b\rho[\sigma_к]^2}.$$

В этой формуле ρ – приведенный радиус контактирующих в момент включения (выключения) передних кромок кулачков.

Если у ведущей и ведомой полумуфт эти радиусы равны, то

$$r_1 = r_2 = 2\rho, \text{ а } \rho = \frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2},$$

где r_1, r_2 – радиусы кромок кулачков ведущей и ведомой полумуфт соответственно;

Z – число кулачков, которое определяют расчетом;

$E_{пр}$ – приведенный модуль нормальной упругости. Модуль упругости для стали $E = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа. Если кулачки ведомой и ведущей полумуфт стальные, то

$$E_{пр} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} = 2{,}1 \cdot 10^5 \text{ МПа}.$$

При твердости кулачков 60 HRC допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma_к] = 25 \cdot \text{HRC} = 25 \cdot 60 = 1500 \text{ МПа}.$$

Принимаем $r_1 = r_2 = 2$ мм, тогда

$$\rho = \frac{r_1 \cdot r_2}{r_1 + r_2} = \frac{2 \cdot 2}{2 + 2} = 1 \text{ мм}$$

и

$$Z = \frac{0{,}419^2 \cdot 6970 \cdot 2{,}1 \cdot 10^5}{10 \cdot 1 \cdot 1500^2} = 11{,}4.$$

Принимаем $Z = 10$.

Длина кулачков k на среднем радиусе муфты, который равен $D_c = 56$ мм, будет определяться как

$$K_1 \approx \frac{\pi \cdot D_c}{2 \cdot Z} = \frac{3{,}14 \cdot 56}{2 \cdot 10} = 8{,}792 \text{ мм (рис.13.2)}.$$

14. Подсчитываем напряжение смятия при действии $T_р$:

$$\sigma_{см} = \frac{F_{tр}}{b(h - r)z} = \frac{5178{,}57}{10(6 - 2)10} = 12{,}94 \text{ МПа}.$$

Допускаемое $[\sigma_{см}] \approx 30$ МПа.

15. Напряжение изгиба подсчитывают, если число кулачков $Z > 11$. При этом в расчет принимают 1/3; 1/2 от общего числа кулачков.

В качестве примера приведем расчет кулачков на изгиб при $Z = 11$.

Напряжения изгиба в сечении у основания кулачков

$$\sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W_{и}} \le [\sigma_{и}].$$

Изгибающий момент $M_{и} = F_{пр}\frac{h}{2} = 5178,57 \cdot \frac{6}{2} = 15535,71$ Н·мм.

Момент сопротивления изгибу одного кулачка

$$W_{и} = \frac{b \cdot K_3^2}{6} = \frac{10 \cdot 13,4^2}{6} = 299,27 \text{ мм}^3.$$

Тогда

$$\sigma_{и} = \frac{15535,71}{299,27 \cdot 10 \cdot 0,5} = 10,38 \text{ МПа}.$$

Для кулачков из цементированной стали 20Х

$$[\sigma_{и}] = 0,25 \cdot \sigma_{т} = 0,25 \cdot 400 = 100 \text{ МПа}.$$

13.1. Расчет пружины

1. Диаметр проволоки для пружины (см. рис. 13.1)

$$d = \sqrt{\frac{8Q_2K_bC}{\pi[\tau]}},$$

где $C = \frac{D_0}{d}$ – индекс пружины;

D_0 – средний диаметр пружины.

Рассчитывая параметры муфты, мы определили наружный диаметр подвижной втулки $D_{вт}$ = 42–50 мм. Так как пружина должна охватывать подвижную втулку, то внутренний диаметр пружины $D_в = D_0 - d$ должен быть больше $D_{вт}$: $D_{вт} \ge d$. Таким образом,

$$D_0 \approx D_{вт} + d = 42 + 6 = 48 \text{ мм}.$$

Индекс $C = \frac{48}{6} = 8.$

Диаметр проволоки $d \geq 6$ мм предварительно определен исходя из выборочных значений $\sigma_в$ [12, с. 488].

Принимаем $C = 8$.

$K_b = \frac{4C+2}{4C-3}$ – поправочный коэффициент, учитывающий влияние кривизны витков пружины на напряжение.

Если $C = 8$, то

$$K_b = \frac{4 \cdot 8 + 2}{4 \cdot 8 - 3} = 1{,}17.$$

[τ] – допускаемое напряжение для пружинной стали:

$$[\tau] = 0{,}4 \cdot 1450 = 580 \text{ МПа}.$$

Здесь принят предел прочности при растяжении $\sigma_р = 1450$ МПа для проволоки 1-го либо 2-го классов с диаметром проволоки $d \geq 6$ мм [11, с. 99; 12, с. 488].

$$d \geq \sqrt{\frac{8 \cdot 3832 \cdot 1{,}17 \cdot 8}{3{,}14 \cdot 580}} \approx 12{,}55 \text{ мм}.$$

При $C = 8$ $D_в = 12{,}55 \cdot 8 = 100$ мм, что значительно больше необходимого размера $D_{вт}$, так как $D_в = 100 - 12{,}55 \approx 87$ мм. Назначаем $C = 6$, тогда

$$K_b = \frac{4 \cdot 6 + 2}{4 \cdot 6 - 3} = 1{,}24.$$

$$d \geq \sqrt{\frac{8 \cdot 3832 \cdot 1{,}24 \cdot 6}{3{,}14 \cdot 580}} = 11{,}19 \text{ мм}.$$

При $C = 6 \cdot D_0 = 11{,}19 \cdot 6 = 67{,}14$ мм.

$$D_в = D_0 - d = 67{,}14 - 11{,}19 \approx 56 \text{ мм}.$$

Принимаем проволоку со стандартным значением $d = 11$ мм, тогда средний диаметр пружины $D_0 = 11 \cdot 6 = 66$ мм, внутренний диаметр пружины $D_в = 66 - 11 = 55$ мм, что больше принятого значения наружного диаметра подвижной втулки $D_{вт} = 42$ мм. Наружный диаметр пружины

$$D = D_0 + d = 66 + 11 = 77 \text{ мм}.$$

2. Для выключения муфты при перегрузке необходимо обеспечить рабочую деформацию $F_р$ пружины на величину высоты кулачков h:

$$F_р = h.$$

Известно, что

$$F_р = F_2 - F_1,$$

где F_2 – максимальная деформация (осадка) пружины при действии силы Q_2;

F_1 – минимальная (предварительная) деформация пружины под действием силы Q_1.

$$F_2 = \frac{8Q_2C^3n}{G \cdot d};$$

$$F_1 = \frac{8Q_1C^3n}{G \cdot d},$$

где n – число рабочих витков пружины;

G – модуль сдвига; для стали в среднем $G = 8 \cdot 10^4$ МПа.

Принимая $F_р = h$, получаем

$$h = F_2 - F_1 = \frac{8C^3n(Q_2 - Q_1)}{G \cdot d}.$$

поэтому

$$n = \frac{h \cdot G \cdot d}{8C^3(Q_2 - Q_1)}.$$

Подставляя значения h, Q_2, Q_1, полученные при расчете муфты, находим

$$n = \frac{6 \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot 11}{8 \cdot 6^3 (3827,48 - 3214,17)} = 4,95.$$

Принимаем число рабочих витков $n = 5$.

3. Тогда предварительная деформация пружины, которая достигается во время монтажа муфты:

$$f_1 = \frac{8Q_1C^3n}{Gd} = \frac{8 \cdot 3214,17 \cdot 6^3 \cdot 5}{8 \cdot 10^4 \cdot 11} = 31,57 \text{ мм}.$$

Максимальная деформация, обеспечивающая выключение кулачков при перегрузке муфты:

$$f_2 = \frac{8Q_2C^3n}{Gd} = \frac{8 \cdot 3827,48 \cdot 6^3 \cdot 5}{8 \cdot 10^4 \cdot 11} = 37,62 \text{ мм}.$$

4. Полное число витков пружины

$$n_1 = n + (1,5–2) = 5 + 2 = 7 \text{ витков}.$$

Высота пружины при полном сжатии (при посадке витка на виток)

$$H_3 = (n_1 - 0,5) \cdot d = (7 - 0,5) \cdot 11 = 71,5 \text{ мм}.$$

Зазор между витками пружины в ненагруженном состоянии

$$S_{\text{р}} = 0{,}1 \cdot d = 0{,}1 \cdot 11 = 1{,}1 \text{ мм}.$$

Шаг пружины в свободном состоянии

$$t = d + \frac{F_{\text{р}}}{n} + S_{\text{р}} = 11 + \frac{37{,}62}{5} + 1{,}1 = 19{,}624 \text{ мм}.$$

Высота пружины H_0 в свободном состоянии

$$H_0 = H_3 + n(t - d) = 71{,}15 + 5(19{,}624 - 11) = 114{,}62 \text{ мм}.$$

Длина заготовки проволоки для пружины

$$l = \frac{\pi D_0 n_1}{\cos\alpha} = \frac{3{,}14 \cdot 66 \cdot 7}{\cos 7^\circ} = 1461{,}7 \text{ мм}.$$

13.2. Расчет стандартной пружины для муфты

Дано: Q_1 = 3215 Н; Q_2 = 3832 Н; рабочий ход пружины, равный высоте кулачков: h = 6 мм, частота вращения муфты (см. рис. 13.1) при включении n = 270 мин $^{-1}$.

Порядок расчета

1. Расчет скорости перемещении подвижного конца пружины при включении или выключении.

Из схемы видно, что ширина впадины (рис. 13.2)

$$K_1 \approx \frac{\pi D_{\text{с}}}{2Z} = \frac{3{,}14 \cdot 56}{2 \cdot 10} = 8{,}792 \text{ мм}.$$

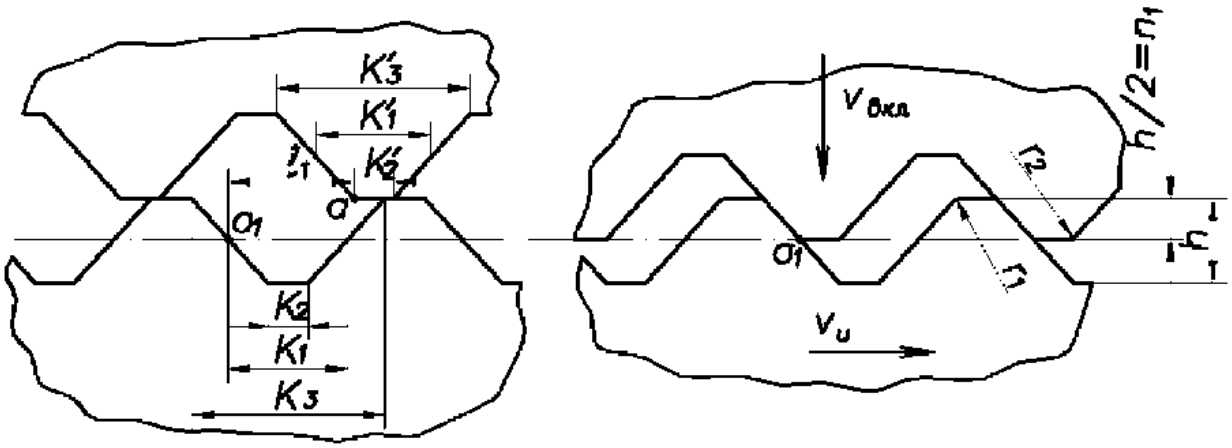

Рис. 13.2. К расчету скорости включения

Назначаем соответствующую ширину кулачка $K_1' = 8$ мм.
Размер K_3 впадины

$$K_3 = K_1 + h\text{tg}42^\circ = 8,79 + 5,4 = 14,19 \text{ мм}.$$

Соответствующий размер кулачка

$$K_3' = K_1' + h\text{tg}42^\circ = 8 + 5,4 = 13,4 \text{ мм}.$$

Размер K_2 впадины

$$K_2 = K_1 - h\text{tg}42^\circ = 8,792 - 5,4 = 3,392 \text{ мм}.$$

Соответствующий размер кулачка

$$K_2' = K_1' - h\text{tg}42^\circ = 8 - 5,4 = 2,6 \text{ мм}.$$

$$l = K_3 - K_2' - \frac{h}{2}\text{tg}42^\circ = 14,19 - 2,6 - 3 \cdot 0,9 = 8,89 \text{ мм}.$$

Окружная скорость движения полумуфты $\upsilon_и$ при включении не должна быть выше 0,8 м/с, при этом частота вращения полумуфты (вала)

$$n = \frac{60 \cdot \upsilon_и}{\pi \cdot D_c} = \frac{60 \cdot 800}{3,14 \cdot 56} \approx 273 \text{ мин}^{-1}.$$

При $n = 270$ мин ^{1}.

$$\upsilon_{и} = \frac{\pi D_{с} n}{60} = \frac{3{,}14 \cdot 56 \cdot 270}{60} = 791{,}68 \text{ мм/с}.$$

$$\upsilon_{вкл} = \upsilon_{и} \frac{h_2}{l},$$

где $\upsilon_{вкл}$ – скорость включения.

За время, в течение которого у подвижной (ведомой) полумуфты кулачок переместится на расстояние h_2, необходимое для удержания муфты во включенном состоянии, ведущая полумуфта пройдет окружной путь, примерно равный l. Формула для определения $\upsilon_{вкл}$ получена из этого условия:

$$\upsilon_{вкл} = 791{,}68 \cdot \frac{3}{8{,}89} = 267{,}16 \text{ мм/с}.$$

2. Относим пружину ко 2-му классу, для которого выносливость в циклах не менее $N_{ц} = 1 \cdot 10^{5}$ циклов.

3. Относительный инерционный зазор для пружины сжатия

$$\delta = 1 - \frac{Q_2}{Q_{пр}},$$

где $Q_{пр}$ – сила сжатия при посадке пружины «виток на виток», то есть без зазора между витками.

4. Определение силы сжатия

$$Q_{пр} = \frac{Q_2}{1 - \delta}.$$

Для пружины сжатия 2-го класса

$$\sigma = 0{,}05–0{,}25.$$

Следовательно,

$$Q_{\text{пр}} = \frac{3827,48}{(1-0,05)} - \frac{3827,48}{(1-0,25)} = (4028,93 - 5103,31)\ \text{Н}.$$

5. По табл. 16 [11, с. 138] выбираем пружину № 182, для которой сила $Q_{\text{пр}} = P_3 \approx 4000$ Н, диаметр проволоки $d = 9$ мм, наружный диаметр пружины $D = 63$ мм, внутренний диаметр пружины

$$D_{\text{в}} = D - 2d = 63 - 2 \cdot 9 = 45\ \text{мм}.$$

Наружный диаметр подвижной втулки $D_{\text{вт}}$ нужно принять $D_{\text{вт}} = 42$ мм, чтобы получить $D_{\text{в}} > D_{\text{вт}}$; жесткость одного витка $Z_1 = 416,7$ МПа; наибольший прогиб одного витка $f_3 = 9,599$ мм, материал сталь 50ХФА, твердость 50 HRC, $\sigma_{\text{в}} = 1500$ МПа [11, с. 100].

Для пружин 2-го класса:

$$[\tau] = 0,5 \cdot 1500 = 750\ \text{МПа}.$$

Относительный инерционный зазор

$$\delta = 1 - \frac{Q_2}{Q_{np}} = 1 - \frac{3827,48}{4000} = 0,043.$$

Критическая скорость

$$\upsilon_{кр} = \frac{[\tau] \cdot \delta}{\sqrt{2G\rho_1}} = \frac{750 \cdot 0,043}{35,8} = \frac{31,5}{35,8} = 0,88\ \text{мм/с},$$

где G – модуль сдвига;

ρ – плотность материала;

$$\sqrt{2G\rho_1} = 35,8\ \frac{\text{мм}^2 \cdot \text{м}}{\text{Н} \cdot \text{с}}.$$

Для пружинной стали $\rho = 8 \cdot 10^{-10}\ \frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^4}$.

$$\frac{\upsilon_{вк.1}}{\upsilon_{кр}} = \frac{0{,}267}{0{,}88} = 0{,}303 < 1.$$

Полученная величина говорит об отсутствии соударения витков, и, следовательно, выбранная пружина удовлетворяет заданным условиям работы.

Жесткость пружины

$$c = \frac{Q_2 - Q_1}{h} = \frac{3827{,}48 - 3214{,}17}{6} = \frac{617}{6} = 102{,}22 \text{ Н/мм}.$$

Число рабочих витков пружины

$$n = \frac{c_1}{c'} = \frac{416{,}7}{102{,}22} = 4{,}08 \text{ витка}.$$

Принимаем $n = 4$.

Уточненная жесткость

$$c = \frac{c'}{n} = \frac{416{,}7}{4} = 104{,}2 \text{ Н/мм}^2.$$

Принимая число нерабочих витков $n_2 = 2$, получаем полное число витков пружины:

$$n_1 = n + n_2 = 4 + 2 = 6 \text{ витков}.$$

Средний диаметр пружины

$$D_0 = D - d = 63 - 9 = 54 \text{ мм}.$$

Деформации:

– предварительная

$$F_1 = \frac{Q_1}{Z} = \frac{3214{,}7}{104{,}2} = 30{,}85 \text{ мм};$$

– максимальная

$$F_2 = \frac{Q_2}{Z} = \frac{3827{,}48}{104{,}2} = 36{,}73 \text{ мм};$$

– предельная

$$F_3 = \frac{Q_3}{Z} = \frac{4000}{104{,}2} = 38{,}39 \text{ мм}.$$

Высоты пружины

$$H_3 = (n_1 + 1 - 1{,}5)d = (6 - 0{,}5)9 = 49{,}5 \text{ мм};$$
$$H_0 = H_3 + F_3 = 49{,}5 + 38{,}39 = 87{,}89 \text{ мм};$$
$$H_1 = H_0 - F_1 = 87{,}89 - 30{,}85 = 57{,}04 \text{ мм};$$
$$H_2 - H_0 - F_2 = 87{,}89 - 36{,}73 = 51{,}16 \text{ мм}.$$

Шаг

$$t = f_3 + d = 9{,}599 + 9 = 18{,}599 \text{ мм}.$$

14. КУЛАЧКОВАЯ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНАЯ МУФТА ПО ГОСТ 15620–77

Выбирая стандартную кулачковую предохранительную муфту (см. рис. 12.1), нужно предварительно определить, сможет ли муфта включаться и выключаться автоматически при угле наклона рабочих поверхностей кулачков $\alpha = 30°$.

Для решения этого вопроса используем выражение

$$\beta\left[\operatorname{tg}(\alpha-\rho)-f\frac{D_c}{d}\right]\geq\left[\operatorname{tg}(\alpha+\rho)+f\frac{D_c}{d}\right].$$

У стандартных муфт отношение $D_c / d = 1{,}6–1{,}7$. Если для муфт, работающих при смазке, принять $f = 0{,}05$, $\rho = 2°$ и $D_c / d \approx 1{,}65$, то

$$\beta \geq \frac{\operatorname{tg}\left(30^\circ+2^\circ\right)+0{,}05\cdot 1{,}65}{\operatorname{tg}\left(30^\circ-2^\circ\right)-0{,}05\cdot 1{,}65}=\frac{0{,}624+0{,}0825}{0{,}537-0{,}0825}=\frac{0{,}7065}{0{,}4492};$$

$$\beta \geq 1{,}57.$$

При меньших значениях муфта не будет выключаться.

Для сухих муфт (несмазываемых) $f = 0{,}15$, $\rho = 8°30'$.

$$\beta \geq \frac{\operatorname{tg}\left(30^\circ+8{,}5^\circ\right)+0{,}15\cdot 1{,}65}{\operatorname{tg}\left(30^\circ-8{,}5^\circ\right)-0{,}15\cdot 1{,}65}=\frac{0{,}794+0{,}2475}{0{,}3939-0{,}2475}=\frac{1{,}0429}{0{,}1464}.$$

$$\beta \geq 7{,}12.$$

Таким образом, стандартную предохранительную муфту можно применить в случае работы со смазкой при коэффициенте перегрузки $\beta \geq 1{,}57$, а при работе без смазки – при $\beta \geq 7{,}12$.

15. ПРИМЕР ПОДБОРА И РАСЧЕТА КУЛАЧКОВОЙ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ МУФТЫ

Задание. Подобрать кулачковую предохранительную муфту по следующим данным: номинальный вращающий момент $T = 140$ Н·м; диаметр вала $d_в = 28$ мм; коэффициент перегрузки $\beta = 1{,}8$.

Порядок расчета

1. По номинальному моменту подбираем муфту с $T = 160$ Н·м, диаметром вала $d = 28$ мм, исполнения 1 ([10, с. 231, табл. 23, с. 209 табл. 13 и с. 232, табл. 24] и в настоящем издании табл. 15.1), внутренний диаметр подвижной полумуфты $d = 75$ мм. У выбранной муфты наружный диаметр $D = 125$ мм; высота кулачков $h = 8$ мм, число кулачков $Z = 3$, угол $\alpha = 30°$.

Диаметр окружности, проходящий через середину кулачков:

$$D_c = D - b = 125 - 25 = 100 \text{ мм},$$

где b – ширина кулачков (размер в радиальном направлении):

$$b = \frac{D - d_1}{2} = \frac{125 - 75}{2} = 25 \text{ мм}.$$

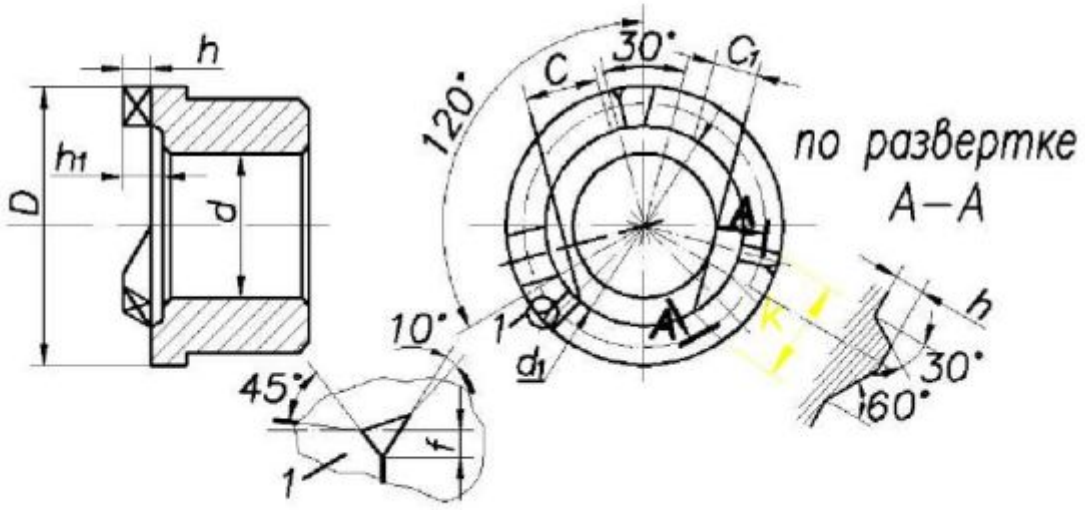

Рис. 15.1. Элементы кулачковых муфт

Таблица 15.1

Элементы кулачковых предохранительных муфт (см. рис. 15.1), размеры в мм

D	Вращающий момент T, Н·м	d	d_1	h	h_1	c	c_1	k	f
40	650	20	28	4	6	10,35	6,55	14,73	0,5
45	850	22	30	4	6	11,22	7,44	16,03	0,5
50	1250	25	32	4	6	12,09	8,33	17,33	0,5
55	1750	28	35	4	6	13,39	9,66	18,63	0,5
60	2600	32	40	6	8	14,66	8,93	22,09	0,8
70	340	35	45	6	8	16,83	11,17	24,70	0,8
80	510	40	50	6	8	19,00	13,38	27,30	0,8
90	730	45	55	6	8	21,17	15,50	29,90	0,8
100	1000	50	60	8	10	22,44	14,89	34,67	1,2
120	1330	55	65	8	10	24,62	17,11	37,36	1,2
125	1730	60	75	8	10	28,95	21,52	41,16	1,2
140	2750	70	85	10	12	32,38	23,05	47,23	1,5
160	4100	80	95	10	12	36,73	27,46	52,43	1,5

Примечание.

1. Число кулачков $z = 3$. T рассчитан для кулачков из стали 20Х с твердостью 58–62 HRC или из стали 45 с твердостью 48–52 HRC. Грань кулачка, расположенная под углом 30°, является рабочей.

2. Направление вращения валов – в одну сторону согласно расположению граней.

2. Определяем расчетный момент, при котором муфта будет выключаться (предельный момент срабатывания муфты):

$$T_{\text{р}} = T \cdot \beta = 140 \cdot 1{,}8 = 252 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3. Окружное усилие при передаче номинального момента

$$F_t = \frac{2T}{D_{\text{с}}} = \frac{2 \cdot 140 \cdot 10^3}{100} = 2{,}8 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

4. Окружное усилие при перегрузке

$$F_{tp} = \frac{2T_p}{D_c} = \frac{2 \cdot 252 \cdot 10^3}{100} = 5040 \text{ Н}.$$

5. Усилие, необходимое для удержания муфты во включенном состоянии при передаче номинального момента:

$$Q_1 = F_t \operatorname{tg}\alpha = 2800 \cdot \operatorname{tg}30^\circ = 1616{,}58 \text{ Н}.$$

6. Усилие, необходимое для выключения муфты при перегрузке:

$$Q_2 = F_{tp} \cdot \left[\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - f \cdot \frac{D_c}{d} \right] =$$

$$= 5040 \left[\operatorname{tg}(30^\circ - 2^\circ) - 0{,}05 \cdot \frac{100}{60} \right] = 2259{,}82 \text{ Н}.$$

Здесь принято, что трущиеся поверхности муфты будут смазываться, и поэтому $\rho = 2^\circ$, $f = 0{,}05$.

7. Усилие, необходимое для включения муфты после снятия перегрузки, то есть при возвращении к номинальному моменту:

$$Q_3 = F_t \cdot \left[\operatorname{tg}(\alpha + \rho) + f \frac{D_c}{d} \right] =$$

$$= 2800 \cdot \left[\operatorname{tg}(30^\circ + 2^\circ) + 0{,}05 \cdot \frac{100}{60} \right] = 1982{,}97 \text{ Н}.$$

Неравенства $Q_2 > Q_3$ и $Q_2 > Q_1$ обеспечены, следовательно, муфта будет выключаться при перегрузках ($Q_2 > Q_1$) и включаться после снятия перегрузки ($Q_2 > Q_1$).

8. Подсчитываем напряжения смятия при действии $T_р$:

$$\sigma_{см} = \frac{F_{tр}}{b(h-r)z} \le [\sigma_{см}],$$

где F_n – сила нормального давления на кулачки:

$$F_n = \frac{F_{tр}}{\cos\alpha} = \frac{5040}{\cos 30^\circ} = 5819{,}69 \text{ Н}.$$

b = 25 мм – ширина кулачка;
r = 2 мм – радиус закругления рабочих граней кулачков;
Z = 3 – число кулачков;

$$\sigma_{см} = \frac{5040}{25(8-2)\cdot 3} = 11{,}2 \text{ МПа}.$$

Допускаемое $[\sigma_{см}] \approx 30$ МПа.

9. Контактные напряжения на кромке кулачков в момент выключения

$$\sigma_к = 0{,}418\sqrt{\frac{F_n E_{пр}}{b\rho z}} \le [\sigma_к],$$

где $E_{пр} = \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}$ – приведенный модуль нормальной упругости. Для стали $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, поэтому и $E_{пр} = 2 \cdot 10^5$ МПа;

ρ – приведенный радиус контактирующих в момент выключения кромок кулачков. Если у ведущей и ведомой полумуфт эти радиусы равны $\rho_1 = \rho_2 = 2$ мм, то

$$\rho = \frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2} = \frac{2\cdot 2}{2+2} = 1 \text{ мм};$$

$$\sigma_к = 0{,}418\sqrt{\frac{5819{,}69 \cdot 2 \cdot 10^5}{25 \cdot 1 \cdot 3}} \approx 1646{,}7 \text{ МПа}.$$

$[\sigma_к]$ = 25 HRC; если принять 62 HRC, то

$$[\sigma_к] = 25 \cdot 62 = 1550 \text{ МПа},$$

то есть перегрузка будет достигать

$$\frac{1646{,}7 - 1550}{1550} \cdot 100\,\% = 6{,}2\,\%.$$

Допускается перенапряжение до 10 %.

16. СТАНДАРТНЫЕ КУЛАЧКОВЫЕ И ФРИКЦИОННЫЕ МУФТЫ

Кулачковые и фрикционные муфты (рис. 16.1) предназначены для предохранения привода при передаче крутящего момента от 4 до 400 Н·м в любом пространственном положении. Допускаемое отношение моментов срабатывания $T_{max} / T_{ном} = 1{,}2$.

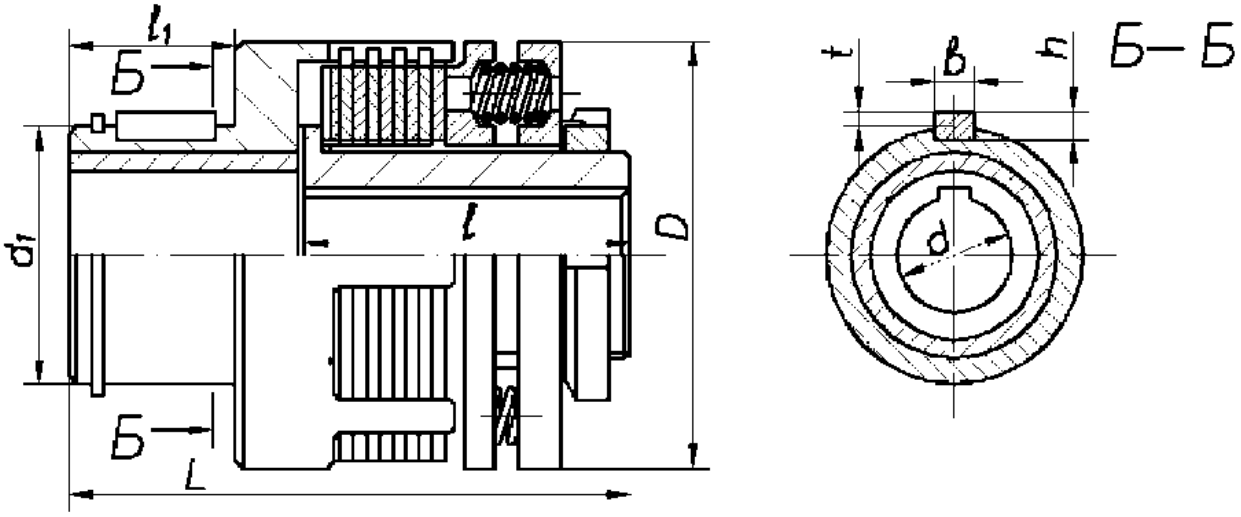

Рис. 16.1. Фрикционная дисковая предохранительная муфта

Муфты изготовляют трех исполнений: *1* – с цилиндрическим посадочным отверстием и шпоночным пазом по ГОСТ 8788–79; *2* – со шлицевым посадочным отверстием, соответствующим соединению средней серии по ГОСТ 1139–80; *3* – с эвольвентным шлицевым отверстием по ГОСТ 6033–80.

Параметры кулачковых и фрикционных муфт представлены в табл. 16.1.

Таблица 16.1

Параметры кулачковых (рис. 16.1) и фрикционных муфт

Номинальный крутящий момент T, Н·м	Общие размеры									Кулачковая муфта (рис. 13.1)					Фрикционная муфта (рис. 16.1)					
	d			l		l_1, не более	b	h	t, не более	Допускаемая частота вращения, об/мин	Масса, кг, не более	d_1	D	L	d_1	D	L	t	Допускаемая частота вращения, об/мин	Масса, кг, не более
	Исполнение																			
	1	2	3	1	2 и 3															
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
4	8 9 10			20 20 23		12	3	3	1,8	1600	0,32	32	36							
6, 3	9 10 11			20 23 23		14	4	4	2,5	1250	0,50	38	48	63	32	50	75	15	3000	0,64
10	11 12 14	 14	 12 13	23 30 30	 25 25	16	5	5	3,0	1000	0,86	50	56	75	38	50	80	20	2500	0,68
16	12 14 16	 14 16	12 13 15	30 30 40	25 25 48	18	5	5	3,0	1000	0,90	50	56	80	38	50	83	20	2500	0,75
25	14 16 18	14 16	13 15 17	30 40 40	25 28 28	21	6	6	3,5	8000	1,6	56	71	85	45	60	90	25	1500	11

Окончание табл. 16.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
40	18 20 22	20 22	17 20 22	40 50 50	28 36 36	24	6	6	3,5	8000	1.8	56	71	105	45	60	95	25	1500	12
63	20 22 25	20 22 25	20 22 25	50 50 60	36 36 42	28	8	7	4	630	2.5	65	85	110	55	85	120	4	1000	20
100	25 28	25 28	25 28 30	60 60 80	42 42 58	32	10	8	5	500	5	80	100	140	56	105	125	5	800	38
160	28 32	28 32	28 30 32	60 80 80	42 58 58	36	10	8	5	500	7,5	80	125	160	70	115	150	5	800	38
250	32 36 40	32 38	32 36 38 40	80 80 80 110	58 58 58 82	42	12	8	5	400	10	90	140	180	70	135	160	5	600	5
400	 40 45	38 42	38 40 42 45	80 110 110 110	58 82 82 82	48	14	9	55	315	16	105	180	190	90	152	180	55	400	76

Примечание.

1. Государственные стандарты предусматривают 2-й ряд для исполнения *1* как менее предпочтительный.

2. Пример обозначения предохранительной кулачковой муфты с номинальным крутящим моментом 63 Н·м, диаметром посадочного отверстия 25 мм, исполнения *1*, климатического исполнения У3:

	Муфта 63-25-У3 ГОСТ 15620–77.
То же исполнения 2	Муфта 63-6 21 25-У3 ГОСТ 15620–77.
То же исполнения 3	Муфта 63-Эв. 25 1,5 16-У3 ГОСТ 15620–77.

17. КОНУСНЫЕ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ

Конусные предохранительные муфты отличаются хорошей расцепляемостью, однако имеют значительные радиальные размеры и отличаются высокими требованиями к соосности соединяемых валов и точности изготовления рабочих поверхностей (рис. 17.1). На точность срабатывания этих муфт влияют давление, шероховатость трущихся поверхностей, закон изменения нагрузки на муфту, продолжительность неподвижного контакта фрикционных поверхностей, нагрузка на муфту перед перегрузкой. Чем чище поверхность, тем сильнее сказывается влияние перечисленных выше факторов на работу муфты, поэтому не следует устанавливать слишком высокое значение параметра шероховатости трущихся поверхностей.

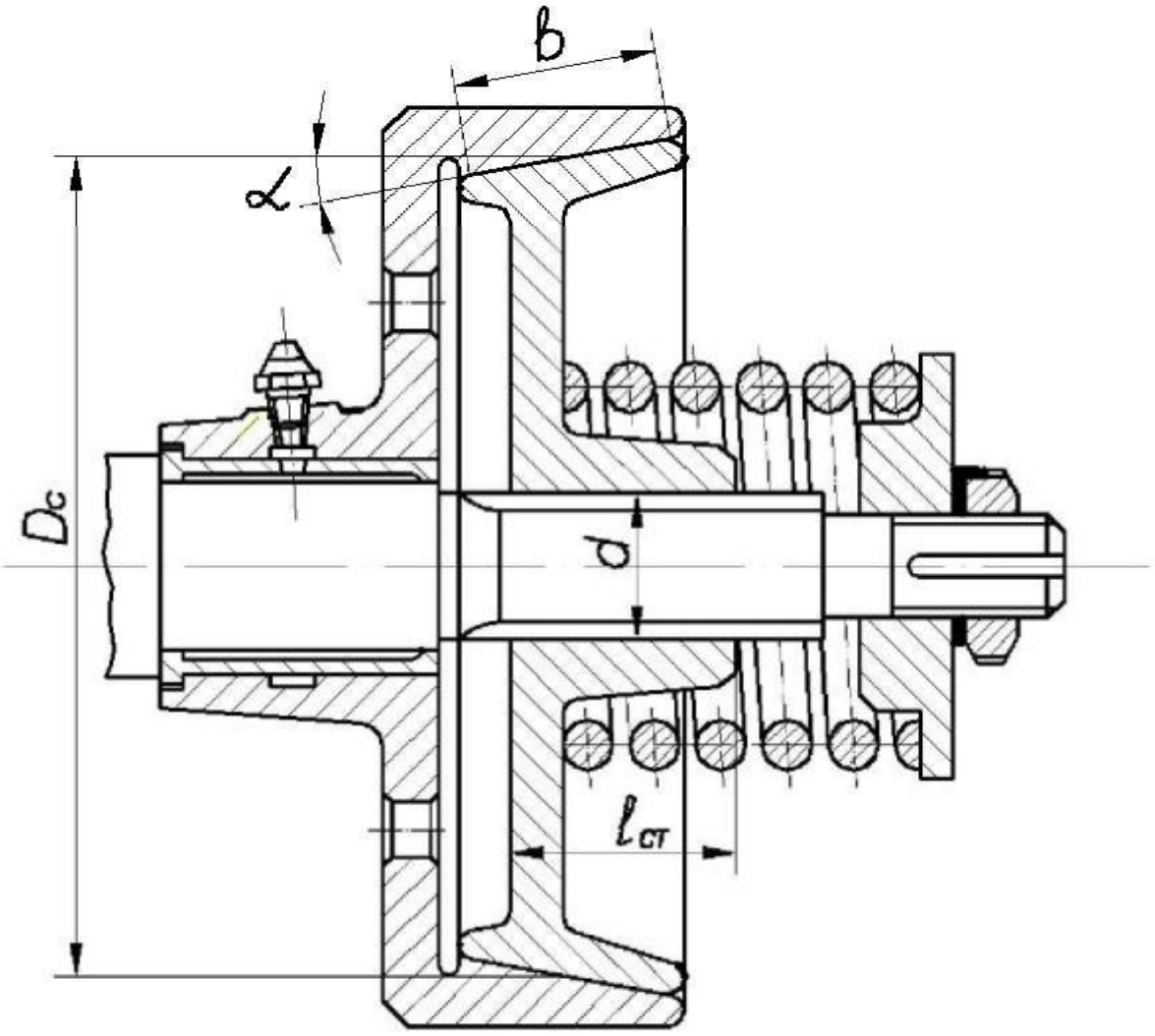

Рис. 17.1. Конусная предохранительная муфта

При конструировании и изготовлении муфт для соединения валов надо обеспечивать строгую соосность валов, равномерный контакт трущихся поверхностей, предусматривая для этой цели приработку конусов. Материал полумуфт – чугун СЧ 15-32, СЧ 21-404, для трущихся поверхностей – сочетания чугун по чугуну, по стали, по бронзе – допускается применение асбестовых обкладок и металлокерамических покрытий.

Конусность назначают с тем расчетом, чтобы угол α был значительно больше угла трения, практически принимают $\alpha \approx 15–30°$. Конусные муфты могут работать как со смазкой трущихся поверхностей, так и без нее.

18. РАСЧЕТ КОНУСНОЙ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ МУФТЫ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩЕЙ ПЕРЕДАЧУ ВРАЩАЮЩЕГО МОМЕНТА

Исходные данные

T = 100 Н·м при коэффициенте перегрузки β = 1,5, диаметре вала ведомой полумуфты d = 28 мм.

1. Для ведомой полумуфты назначаем материал чугун, а для сопряженной – сталь закаленную. Для выбранных материалов при работе без смазки коэффициент трения контактирующих поверхностей полумуфт f = 0,1–0,15; допускаемое давление [p] = 1–1,2 МПа [12, с. 477].

Угол α во избежание заклинивания муфты должен быть больше угла трения ρ; для чугунных муфт принимают α = 8–15°. Назначаем α = 10°.

Отношение ширины b контактирующих поверхностей к среднему диаметру D_c принимают в пределах

$$\psi = \frac{b}{D_c} \approx 0{,}15\text{–}0{,}25.$$

Назначаем ψ = 0,25.

2. Критерием работоспособности муфты служит величина среднего давления p:

$$p = \frac{F_n}{\pi D_c b} \le [p].$$

Здесь F_n – нормальная сила, сжимающая поверхности трения полумуфт:

$$F_n = Q_1 \sin \alpha,$$

где Q_1 – сила сжатия пружины.

Под действием силы Q_1 на поверхностях контакта возникает сила трения, достаточная для передачи окружного усилия F_t:

$$F_n f \geq F_t;$$

$$F_t = \frac{2T_\text{р}}{D_\text{с}};$$

$$Q_1 \sin\alpha \cdot f \geq \frac{2T_\text{р}}{D_\text{с}};$$

$$Q_1 = \frac{2T_\text{р}}{D_\text{с} f} \sin\alpha;$$

$$F_n = \frac{2T_\text{р}}{D_\text{с} f}.$$

Тогда

$$p = \frac{2T_\text{р}}{D_\text{с}^3 f \pi \psi} \leq [p];$$

$$D_\text{с} \geq \sqrt[3]{\frac{2T_\text{р}}{\pi \cdot f \cdot \psi \cdot [p]}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 100 \cdot 10^3 \cdot 1{,}5}{3{,}14 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}25 \cdot 1}} = 156{,}32 \text{ мм}.$$

Принимаем $D_\text{с} = 156$ мм.
$b = 156 \cdot 0{,}25 = 39$ мм. Принимаем $b = 40$ мм.

3. Усилие для включения муфты

$$Q_0 = \frac{2T_\text{р}}{D_\text{с}} \left(\frac{\sin\alpha}{f} + \cos\alpha \right) =$$

$$= \frac{2 \cdot 100 \cdot 10^3 \cdot 1{,}5}{156} \left(\frac{\sin 10^\circ}{0{,}1} + \cos 10^\circ \right) = 5232 \text{ Н}.$$

4. Усилие, необходимое для удержания муфты во включенном состоянии:

$$Q_1 = \frac{2T_p \sin\alpha}{D_c f} = \frac{2 \cdot 100 \cdot 10^3 \cdot 1{,}5 \cdot \sin 10^\circ}{156 \cdot 0{,}1} = 3339{,}39 \text{ Н}.$$

5. Определяем конструктивно размеры диаметра $d_{ст}$, длины $l_{ст}$, ступиц:

$$d_{ст} = 1{,}6 \cdot d = 1{,}6 \cdot 28 = 44{,}8 \text{ Н}.$$
$$l_{ст} = 1{,}5 \cdot d = 1{,}5 \cdot 28 = 42 \text{ мм}.$$

Принмаем $d_{ст} = 45$ мм.

Расчет пружины

1. Задаемся материалом пружины и выбираем величину допускаемого напряжения.

Материал – стальная углеродистая проволока II класса (выносливость в циклах не менее $1 \cdot 10^5$ циклов), 3-го разряда из стали 65С2ВА [12, с. 488–489]; допускаемое напряжение [τ] = 750 МПа.

2. Диаметр проволоки

$$d \geq \sqrt{\frac{8Q_2KC}{\pi[\tau]}}.$$

Назначаем индекс пружины $C = \frac{D_0}{d} = 6$.

3. Определяем коэффициент, учитывающий кривизну витков:

$$K = \frac{4C+2}{4C-3} = \frac{4 \cdot 6 + 2}{4 \cdot 6 - 3} = 1{,}24.$$

$$d \geq \sqrt{\frac{8 \cdot 5232 \cdot 1{,}24 \cdot 6}{3{,}14 \cdot 750}} = 11{,}5 \text{ мм}.$$

При этом средний диаметр у пружины $D_0 = 6 \cdot 11{,}5 = 69$ мм; наружный диаметр $D_н = 69 + 11{,}5 = 80{,}5$ мм; внутренний диаметр $D_{вн} =$
$= 69 - 11{,}5 = 57{,}5$ мм.

Внутренний диаметр $D_{вн} > d_{ст}$.

4. Изменение высоты (осадку) цилиндрической винтовой пружины из проволоки круглого сечения определяют по формуле

$$F_2 = \frac{8Q_2D_0^3n}{Gd^4} = \frac{8Q_2C^3n}{Gd},$$

где n – число рабочих витков пружины,

$G = 8 \cdot 10^4$ МПа – модуль сдвига для стали.

Изменение высоты прямо пропорционально нагрузке. При известных значениях Q_2, C, G, d значением F_2 либо n нужно задаваться, исходя из условий работы, габаритов муфты, если не известен график зависимости F_2 от Q_2, так называемая характеристика пружины.

В данном случае, принимая $n = 4$, получаем

$$F_2 = \frac{8 \cdot 5232 \cdot 6^3 \cdot 4}{8 \cdot 10^4 \cdot 11{,}5} = 39{,}3 \text{ мм}.$$

5. Полное число витков пружины

$$n_1 = n + 2 = 4 + 2 = 6.$$

6. Высота H_3 при посадке витка на виток

$$H_3 = (n_1 - 0{,}5)d = (6 - 0{,}5)11{,}5 = 63{,}3 \text{ мм}.$$

7. Зазор между витками пружины в ненагруженном состоянии

$$S_р \approx 0{,}1d = 0{,}1 \cdot 11{,}5 = 1{,}15 \text{ мм}.$$

8. Шаг пружины в свободном состоянии

$$t = d + \frac{F_2}{n} + S_{\text{р}} = 11{,}5 + \frac{39{,}3}{4} + 1{,}15 = 22{,}475 \text{ мм}.$$

9. Высота пружины H_0 в свободном состоянии

$$H_0 = H_3 + n(t - d) = 63{,}25 + 4(22{,}475 - 11{,}5) = 107{,}15 \text{ мм}.$$

10. Длина l заготовки проволоки для пружины

$$l = \frac{\pi D_0 n}{\cos\alpha} = \frac{3{,}14 \cdot 69 \cdot 6}{\cos 7^0} = 1309{,}7 \text{ мм}.$$

11. Высота пружины H_2 при действии силы Q_2

$$H_2 = H_0 - F_2 = 107{,}15 - 39{,}3 = 67{,}85 \text{ мм}.$$

19. РАСЧЕТ НЕСТАНДАРТНОЙ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ ФРИКЦИОННОЙ МУФТЫ, РАСПОЛОЖЕННОЙ НА ПРОМЕЖУТОЧНОМ ВАЛУ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

По результатам предварительных расчетов конической зубчатой пары определяем габариты, в которые должна вписываться фрикционная муфта (рис. 19.1). Торец шестерни находится на расстоянии 68 мм от оси вала колеса. Корпус муфты, в которой при помощи шлицев будут крепиться наружные диски, располагаем на расстоянии 5 мм от торца шестерни. При толщине корпуса 12 мм получаем, что наружный диаметр дисков должен быть не более

$$2\,(68 - 5 - 12) = 102 \text{ мм}.$$

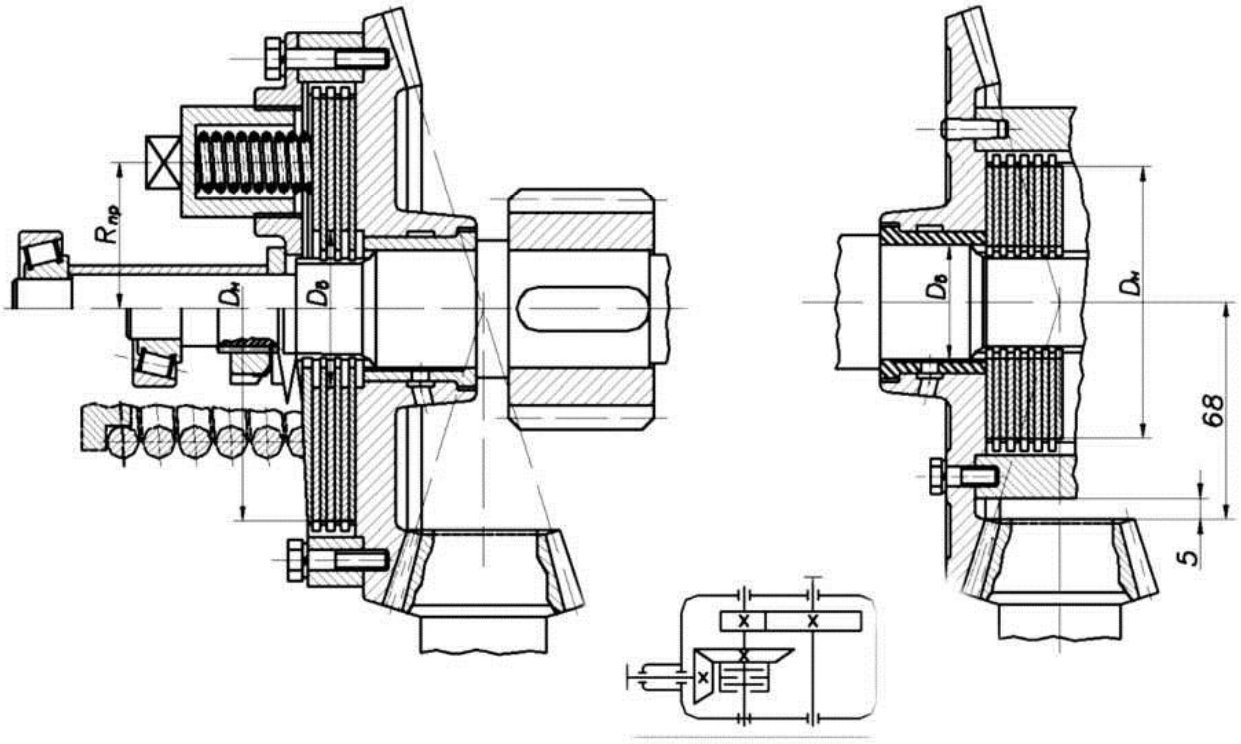

Рис. 19.1. Встроенная фрикционная дисковая предохранительная муфта

Если назначить высоту шлицев 5 мм, а зазор между шлицами и наружным диаметром внутренних дисков принять 1 мм, то рабочий наружный диаметр шлицев

$$D_н = 102 - 2 \cdot 5 - 1 \cdot 2 = 90 \text{ мм}.$$

Внутренний диаметр шлицев определяем, ориентируясь на диаметр вала $d = 52$ мм. Между шлицами, размеры которых $D \times d \times Z = 32 \times 28 \times 6$, и внутренним рабочим диаметром шлицев $D_в$ необходимо предусмотреть зазор в 0,5 мм, тогда $D_в = 55$ мм.

Толщина втулки в коническом колесе 5 мм, наружный диаметр втулки $d_{вт} = 46$ мм.

Муфта должна передавать номинальный момент $T = 92$ Н·м. Коэффициент перегрузки $\beta = 1{,}45$, поэтому предельный момент срабатывания муфты

$$T_{max} = \beta T = 1{,}45 \cdot 92 = 133{,}4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

1. В качестве материалов дисков выбираем закаленную сталь по закаленной стали, диски будут работать со смазкой. По табл. 14.9 [12, с. 477] определяем коэффициент трения $f = 0{,}08–0{,}1$, допускаемое давление $[p] = 0{,}3–0{,}6$ МПа. Учитывая примечание к табл. 14.9, назначаем $f = 0{,}08$, $[p] = 0{,}3$ МПа.

2. Диаметры кольца трения дисков: по эмпирической зависимости рекомендуется наружный диаметр

$$D_н = 4d = 4 \cdot 32 = 128 \text{ мм}.$$

Выше было установлено, что этот диаметр должен быть не более 90 мм, внутренний диаметр $D_в = 0{,}5\, D_{вн} = 0{,}5 \cdot 90 = 45$ мм. Назначаем $D_в = 33$ мм.

3. Приведенный радиус сил трения

$$R_{пр} = \frac{1\left(D_н^3 - D_в^3\right)}{3\left(D_н^2 - D_в^2\right)} = \frac{1}{3} \cdot \frac{90^3 - 33^3}{90^2 - 33^2} = 32{,}95 \text{ мм}.$$

4. Допускаемое осевое усилие

$$[Q] = [p]\frac{\pi}{4}\left(D_н^2 - D_в^2\right) = 0{,}3\frac{\pi}{4}\left(90^2 - 33^2\right) = 1651{,}93 \text{ Н}.$$

5. Число пар трения

$$Z = \frac{133{,}4 \cdot 10^3}{0{,}08 \cdot 1651{,}93 \cdot 32{,}95} = 30{,}65.$$

Таким образом, конструкция, предлагаемая на схеме к заданию, не может быть реализована.

Рационально на чертеже разместить цилиндрическую пару слева от колеса, а справа – конструировать муфту.

В этом случае $D_н = 128$ мм, $D_в = 48$ мм.

$$R_{пр} = \frac{1}{3} \cdot \frac{128^3 - 48^3}{128^2 - 48^2} = 47{,}03 \text{ мм}.$$

$$[Q] = 0{,}3 \frac{\pi}{4} \left(128^2 - 48^2\right) = 3317{,}52 \text{ Н}.$$

$$Z = \frac{133{,}4 \cdot 10^3}{0{,}08 \cdot 3317{,}52 \cdot 47{,}03} = 10{,}69.$$

Принимаем число ведущих дисков $Z_1 = 5$; ведомых $Z_2 = Z_1 + 1 = 5 + 1 = 6$.

Предельно допустимое число дисков для муфт смазываемых $Z = 11$.

6. Число дисков можно уменьшить, если назначить в качестве пар трения сталь по текстолиту.

Тогда $f = 0{,}15$, а $|p| = 0{,}3$ МПа, $R_{пр} = 46{,}12$ мм; $|Q| = 3443$ Н.

$$Z = \frac{T_{max}}{f|Q|R_{пр}} = \frac{133{,}4 \cdot 10^3}{0{,}15 \cdot 3317{,}52 \cdot 47{,}03} = 5{,}7.$$

Предварительно принимаем число дисков $Z = 6$:

$$Z_1 = 0{,}5 \cdot Z = 0{,}5 \cdot 6 = 3;$$
$$Z_2 = Z_1 + 1 = 3 + 1 = 4.$$

Необходимая сила нажатия при шести трущихся поверхностях

$$Q_6 = \frac{133{,}4 \cdot 10^3}{0{,}15 \cdot 6 \cdot 47{,}03} = 3151{,}65 \text{ Н}.$$

Толщину дисков назначаем 2 мм. Диск со шлицами центрируется по внутреннему диаметру и крепится болтами с резьбой М6 к коническому колесу.

Расчет пружин

Расчет нестандартной центральной пружины

Примем предварительно средний диаметр пружины

$$D_0 = 2R_{\text{пр}} = 2 \cdot 47 = 94 \text{ мм},$$

индекс $C = \dfrac{D_0}{d} = 8.$

Поправочный коэффициент, учитывающий влияние на напряжения кривизны витков:

$$K = \frac{4C + 2}{4C - 3} = \frac{48 + 2}{48 - 3} = 1{,}17.$$

Допускаемое напряжение для пружин 1-го или 2-го класса

$$[\tau] = 0{,}4 \cdot \sigma_{\text{в}} = 0{,}4 \cdot 1450 = 580 \text{ МПа},$$

где $\sigma_{\text{в}}$ – предел прочности:

$$\sigma_{\text{в}} = 1450 \text{ МПа [11, с. 99];[12, с. 488].}$$

Диаметр проволоки

$$d \geq \sqrt{\frac{8QKC}{\pi[\tau]}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 2701 \cdot 1{,}17 \cdot 8}{3{,}14 \cdot 580}} \approx 10{,}54 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение d = 10,5 мм.
Тогда D_0 = 8 · 10,5 = 84 мм.

Деформация пружины под действием сил Q

$$F_2 = \frac{8QC^3n}{Gd}.$$

Принимая для стали модуль сдвига $G = 8 \cdot 10^4$ МПа и задаваясь числом рабочих витков $n = 4$, получаем

$$F_2 = \frac{8 \cdot 2701 \cdot 8^3 \cdot 4}{8 \cdot 10^4 \cdot 10{,}5} = 52{,}7 \text{ мм}.$$

Полнос число витков пружины

$$n_1 = n + 2 = 4 + 2 = 6.$$

Высота пружины при посадке витка на виток

$$H_3 = (n_1 - 0{,}5)d = (6 - 0{,}5) \cdot 10{,}5 = 57{,}75 \text{ мм}.$$

Зазор между витками пружины в ненагруженном состоянии

$$S_\text{р} \approx 0{,}1d = 0{,}1 \cdot 10{,}5 = 1{,}05 \text{ мм}.$$

Шаг пружины в свободном состоянии

$$t = d + \frac{F_2}{n} + S_\text{р} = 10{,}5 + \frac{52{,}7}{4} + 1{,}05 = 24{,}72 \text{ мм}.$$

Высота пружины H0 в свободном состоянии

$$H_0 = H_3 + n(t - d) = 57{,}75 + 4(24{,}72 - 10{,}5) = 114{,}63 \text{ мм}.$$

Высота пружины в рабочем состоянии

$$H_\text{р} = H_0 - F_2 = 114{,}63 - 52{,}7 = 61{,}93 \text{ мм}.$$

Расчет тарельчатой центральной пружины

Исходные параметры: $Q = 2700$ Н, наружный диаметр $D = 2R_{\text{пр}} = 2 \cdot 47 = 94$ мм, диаметр отверстия пружины $d = 32$ мм.

Наиболее подходящей является пружина малой жесткости с наружным диаметром $D = 60$ мм, развивающая при прогибе ($f_m = 2$ мм) одного диска $f_2 = 0{,}8 \cdot f_m = 0{,}8 \cdot 2 = 1{,}6$ мм, усилие $P_2 = 2700$ Н [12, с. 494, табл. 15.2].

Это почти соответствует заданному Q. Если принять ход пружины при затяжке $l' = 4{,}8$ мм, то необходимое число дисков i

$$i = \frac{l'}{f_2} = \frac{4{,}8}{1{,}6} = 3 \text{ диска}.$$

При силе затяжки $P = 2700$ Н муфта будет срабатывать, передавая предельный момент

$$T_{\max} = Q \cdot f \cdot Z \cdot R_{\text{пр}} = 2700 \cdot 0{,}15 \cdot 7 \cdot 47{,}03 = 133330 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

В этом случае коэффициент перегрузки β

$$\beta = \frac{T_{\max}}{T} = \frac{133{,}33}{92} = 1{,}45.$$

Общая высота трех дисков до затяжки

$$H_0 = ih_0 = 3 \cdot 3{,}35 = 10{,}05 \text{ мм}.$$

Общая высота пакета пружины в рабочем состоянии

$$H_{\text{р}} = H_0 - l' = 10{,}05 - 4{,}8 = 5{,}25 \text{ мм}.$$

Расчет пакета цилиндрических пружин

По конструктивным соображениям наружный диаметр пружины $D \leq 22$ мм.

Длина окружности опорной поверхности пружин по среднему диаметру сил трения

$$S = 2\pi R_{\text{пр}} = 2 \cdot 3{,}14 \cdot 47{,}03 = 296 \text{ мм}.$$

Наибольший диаметр стакана для пружины по чертежу назначаем конструктивно: $d_{\text{ст}} = 36$ мм, причем этот диаметр согласуется с диаметром резьбы, в данном случае с резьбой М36.

Таким образом, на муфте по диаметру равнодействующих сил трения можно поместить не более

$$i = \frac{S}{d + 10} = \frac{296}{36 + 10} = 6{,}4 \text{ пружин}.$$

Принимаем $i = 6$ пружин. Тогда усилие Q, которое должно развиваться одной пружиной:

$$Q = \frac{3152}{6} = 525 \text{ Н}.$$

По ГОСТ 13771–68 [11, с. 133, табл. 15] принимаем пружину № 475, у которой диаметр проволоки $d = 3{,}5$ мм, наружный диаметр пружины $D = 20$ мм, жесткость одного витка $c_1 = 334{,}1$ Н/мм, наибольший прогиб одного витка $f_3 = 1{,}796$ мм, сила пружины при максимальной деформации $P_3 = 600$ Н, деформация рабочая $h = 0{,}5D =$
$= 0{,}5 \cdot 20 = 10$ мм. Принимая пружины 1-го или 2-го классов, определяем максимальное значение силы сжатия пружины:

$$P_3 = \frac{Q}{1 - \delta} = \frac{525}{1 - 0{,}02} - \frac{525}{1 - 0{,}25} = 535 - 700 \text{ Н},$$

где $\delta = 0{,}02–0{,}25$ – относительный инерционный зазор пружин 1-го и 2-го классов. Принимаем силу предварительного сжатия пружины

$$P_1 = 0{,}25 \cdot Q = 0{,}25 \cdot 525 = 131 \text{ Н}.$$

Тогда жесткость пружины

$$c_2 = \frac{Q - P_1}{h} = \frac{525 - 131}{10} = 39{,}4 \text{ Н/мм}.$$

Число рабочих витков пружины

$$n = \frac{c_1}{c_2} = \frac{334{,}1}{39{,}4} = 8{,}5$$

принимаем $n = 10$.

Уточненная жесткость

$$c = \frac{c_1}{n} = \frac{334{,}1}{10} 33{,}41 \text{ Н/мм}.$$

Назначаем два нерабочих витка, тогда полное число витков

$$n_1 = n + 2 = 10 + 2 = 12.$$

Средний диамстр пружины

$$D_0 = D - d = 20 - 3{,}5 = 16{,}5 \text{ мм}.$$

Рабочая деформация под действием силы Q

$$F_2 = \frac{Q}{Z} = \frac{525}{33{,}41} = 15{,}7 \text{ мм}$$

.

Полная деформация (при посадке на виток)

$$F_3 = \frac{P_3}{Z} = \frac{600}{33{,}41} = 18 \text{ мм}.$$

Высота пружины при посадке витка на виток

$$H_3 = (n_1 - 0{,}5) \cdot d = (12 - 0{,}5) \cdot 3{,}5 = 40{,}25 \text{ мм}.$$

Высота пружины в ненагруженном состоянии

$$H_0 = F_3' + H_3 = 18 + 40{,}25 = 58{,}25 \text{ мм}$$

Высота пружины в рабочем положении

$$H_2 = H_0 - F_2 = 58{,}25 - 15{,}7 = 42{,}55 \text{ мм}.$$

Шаг пружины $t = f_3 + d = 1{,}796 + 3{,}5 = 5{,}296$ мм.

По результатам расчета назначаем пружину, которая более всего подходит к данной конструкции. Наименьшие габариты дает конструкция с центральной тарельчатой пружиной, которую и следует предпочесть остальным.

На рис. 19.1 пунктиром обозначены размеры центральной нестандартной пружины; выше оси вращения вала показана конструкция с тарельчатой пружиной, ниже – конструкция с пакетом цилиндрических пружин. Оправка – стакан каждой пружины из пакета – крепится к выступам шайбы при помощи резьбы. Крепление нестандартной центральной пружины к валу производится аналогично креплению тарельчатых пружин, то есть при помощи шайб, из которых одна – стопорная, и круглой гайки по ГОСТ 11871–73.

ЛИТЕРАТУРА

1. Курсовое проектирование деталей машин / С.А. Чернавский [и др.]. – М.: Машиностроение, 1987. – 416 с.

2. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Высшая школа, 2001. – 416 с.

3. Шейнблит, А.Е. Курсовое проектирование деталей машин / А.Е. Шейнблит. – М.: Высшая школа, 1991. – 432 с.

4. Фролов, М.И. Техническая механика. Детали машин / М.И. Фролов. – М.: Высшая школа, 1990. – 352 с.

5. Эрдеди, А.А. Техническая механика. Детали машин / А.А. Эрдеди, Н.А. Эрдеди. – М.: Высшая школа, 1992. – 272 с.

6. Прикладная механика / под общ. ред. А.Т. Скойбеды. – М.: Высшая школа, 1997. – 552 с.

7. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность: ГОСТ 21354–87. – М.: Изд-во стандартов, 1987.

8. Детали машин в примерах и задачах / С.Н. Ничипорчик [и др.]; под общ. ред. С.Н. Ничипорчика. – Минск: Вышэйшая школа, 1981. – 432 с.

9. Курсовое проектирование деталей машин: справ. пособие: в 2 ч. / А.В. Кузьмин [и др.]. – Минск: Вышэйшая школа, 1982. – Ч. 1. – 208 с.

10. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / В.И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 2000. – Т. 2.

11. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / В.И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 2000. – Т. 3.

12. Проектирование механических передач / С.А. Чернавский [и др.]. – М.: Машиностроение, 1976.

13. Примеры подбора и проверки на прочность муфт соединительных и предохранительных и пружин к ним: методические указания / сост. В.М. Иванов. – Минск: БИМСХ, 1980.

14. Скойбеда, А.Т. Детали машин и основы конструирования / А.Т. Скойбеда, А.В. Кузьмин, Н.Н. Макайчик. – Минск, 2006.