

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РФ

**Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования**

**МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ПРИКЛАДНОЙ БИОТЕХНОЛОГИИ
(МГУПБ)**

Кафедра «Детали машин и теория механизмов»

ДЕТАЛИ МАШИН

**ДЕТАЛИ МАШИН
И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ**

**Задания и методические указания по выполнению расчетно-
графических работ для студентов очной формы обучения**



МОСКВА 2011

Составители: **Л.И. Маркус**, проф.
Б.Л. Каневский, доц.
А.Н. Шаталов, ст. препод.

Методическая разработка включает задания к расчетно-графическим работам и методические указания по их выполнению и оформлению. В приложения вынесены: таблицы выбора вариантов заданий и образец титульного листа работы.

Методические указания предназначены для студентов очной формы обучения, а также могут быть использованы при выполнении контрольных и самостоятельных работ студентами ФБО и дистанционной формы обучения.

Утверждено УМС МГУПБ.

© МГУПБ, 2011

Введение

Цель самостоятельных расчетно-графических работ (РГР) – закрепить знания, полученные при изучении теоретического материала дисциплин "Детали машин", "Детали машин и основы конструирования", способствовать подготовке студентов к сдаче зачетов и экзаменов, а также выполнению курсового проекта.

В процессе выполнения РГР студенты получают практические навыки расчета сварных, заклепочных и резьбовых соединений, кинематических и силовых параметров приводов технологического оборудования, закрытых цилиндрических зубчатых передач, проверки валов на прочность, а также осваивают методику определения расчетного ресурса подшипников качения.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫБОРУ ЗАДАНИЯ И ОФОРМЛЕНИЮ РГР

Исходные данные для выполнения заданий приведены в каждой расчетно-графической работе.

Выбор номеров варианта задания для РГР 1, 2, 3, 5, 6 и 7 производят по таблице приложения 1 – по начальной букве своей фамилии и последней цифре шифра, который закреплен за студентом.

Например, фамилия студента Кисин, а последняя цифра шифра его зачетной книжки – 2. В таблице вариантов на пересечении строки «К» и столбца «2» находят номер варианта задания – 17.

Номер задания и варианты для РГР 4 выбирают по таблице приложения 2.

Например, фамилия студента Мазин, последняя цифра шифра – 2. В таблице вариантов (приложение 2) на пересечении строки «М» и столбца «2» находят номер задания – 4 и его вариант, указанный через дробь – 9 (4/9).

При выполнении заданий соблюдают следующие требования:

1. Оформление расчетно-графической работы должно соответствовать общим требованиям и правилам оформления пояснительных записок. Работу выполняют на листах белой бумаги форматом А4, оставляя слева поля не менее 2,5 см. При оформлении работы на компьютере используют текстовый процессор MSWord 2003/2007/2010. Шрифт – Times New Roman, высотой не менее 12 п. Поля: слева 3 см, справа 1,5 см, сверху и снизу по 2 см.

2. Графический материал выполняют карандашом с использованием чертежных инструментов. Допускается выполнение графической части работы на компьютере с соблюдением принятых правил оформления чертежей.

3. При написании работы не допускают произвольного сокращения слов.

4. Работу выполняют аккуратно, без помарок и грубых исправлений.

5. Расчеты приводят сначала в общем виде (формулы с буквенными обозначениями), а затем с простановкой числовых значений вместо букв. Ход вычислений должен быть подробным (без каких-либо сокращений) с краткими пояснениями производимых действий. Следует обязательно указывать размерность полученных при расчете величин.

6. При выполнении расчетов придерживаются рекомендованной в методических указаниях последовательности. Обязательно приводят краткие обоснования и пояснения выбранных решений. При необходимости текст иллюстрируют, эскизами, схемами, графиками. Указывают ссылку на использованные литературные источники.

7. Работы, выполненные не по своему варианту или без соблюдения данных указаний, не принимаются.

8. Оформляют расчетно-пояснительную записку к РГР. Форма титульного листа приведена в приложении 3.

РГР 1. РАСЧЕТ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Задание.

Рассчитать сварное соединение внахлестку равнополочного уголка с косынкой (рис. 1.1). Осевая сила, нагружающая конструкцию, F . Соединение следует сконструировать равнопрочным цельному элементу. Данные для расчета приведены в табл. 1.1.

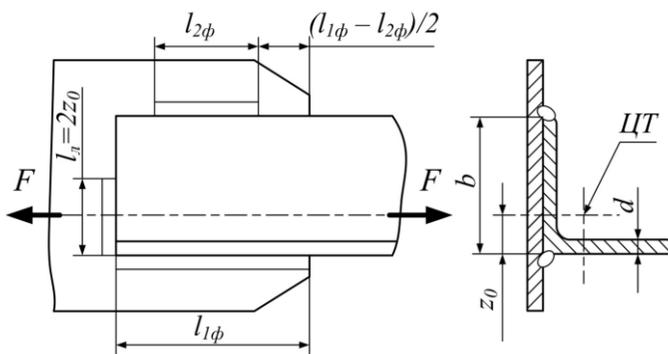


Рис. 1.1. Сварное соединение

Таблица 1.1

Исходные данные для расчета сварного соединения

№ вар.	Марка стали соединяемых деталей	σ_T , Н/мм ²	F , кН	Виды электросварки и тип электрода
1	Ст2кп	220	32	Ручная, Э38
2	Ст3пс	250	27	Ручная, Э50
3	Ст3Гпс	250	41	Ручная, Э42А
4	Ст3пс	250	22	Ручная, Э42
5	Ст2пс	230	24	Ручная, Э38
6	Ст5Гпс	290	54	Автомат. под флюсом
7	Ст6пс	320	24	Ручная, Э42А
8	Ст4пс	270	32	Ручная, Э42А
9	Ст2пс	230	46	Ручная, Э42
10	Ст2кп	220	50	Ручная, Э38
11	Ст4кп	260	32	Ручная, Э50
12	08	196	44	Автомат. под флюсом
13	10	206	51	Ручная, Э42А
14	Ст3пс	250	35	Ручная, Э42
15	Ст2пс	230	26	Ручная, Э42
16	20	245	34	Автомат. под флюсом
17	15	225	23	Автомат. под флюсом
18	20	275	47	Ручная, Э50А
19	Ст3пс	250	21	Ручная, Э42А
20	10	206	20	Ручная, Э38
21	Ст3пс	250	22	Ручная, Э42
22	08	196	28	Автомат. под флюсом
23	10	206	25	Ручная, Э42А
24	Ст3пс	250	39	Ручная, Э50
25	Ст2пс	230	57	Ручная, Э42

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РГР 1

Ниже приведены примеры формы представления исходных данных для РГР 1 и краткие методические указания по ее выполнению. Вначале указывают номер РГР и номер выполняемого варианта.

Пример

РГР 1. Вариант X.

Затем полностью приводят текст задания.

Пример

Рассчитать сварное соединение внахлестку равнополочного уголка с косынкой (рис. 1.1). Осевая сила, нагружающая конструк-

цию, F . Соединение следует сконструировать равнопрочным цельному элементу.

После текста задания приводят таблицу с исходными данными для выполняемого варианта X .

Пример

Таблица исходных данных

<i>№ вар.</i>	<i>Марка стали соединяемых деталей</i>	σ_T , <i>Н/мм²</i>	F , <i>кН</i>	<i>Виды электросварки и тип электрода</i>
<i>X</i>	<i>08</i>	<i>196</i>	<i>14</i>	<i>Автомат. под флюсом</i>

Далее приводят эскиз сварного соединения из задания и его расчет.

Краткие методические указания по расчету соединения

Прежде чем приступить к выполнению РГР 1, необходимо ознакомиться с рекомендациями по конструированию сварных соединений, например, [1, с. 38 – 44].

Сварное соединение уголка с косынкой выполняют угловыми швами: двумя фланговыми и лобовым. Расчет угловых швов производят на срез по сечению, проходящему через биссектрису прямого угла. Расчетную высоту h углового шва в формулах обычно выражают через катет K , принимая $h \approx 0,7K$. Площадь расчетного (опасного) сечения:

$$A = 0,7Kl_0, \quad (1.1)$$

где l_0 – общая длина швов.

При соединении уголков с косынками лобовой шов выполняют от вершины угла длиной $l_{л} = 2z_0$ (z_0 – расстояние от центра тяжести до наружной грани полки уголка), а длину фланговых швов назначают обратно пропорциональной расстоянию до этой оси (рис. 1.1.):

$$\frac{l_{1ф}}{b - z_0} = \frac{l_{2ф}}{z_0}, \quad (1.2)$$

$$l_{1\phi} = \frac{l_{\phi}(b - z_0)}{b}; \quad (1.3)$$

$$l_{2\phi} = \frac{l_{\phi}z_0}{b}; \quad (1.4)$$

при этом $l_{\phi} = l_{1\phi} + l_{2\phi} = l_0 - l_{\text{л}}$,

где l_{ϕ} – суммарная длина фланговых швов; $l_{1\phi}$, $l_{2\phi}$ – длина каждого из фланговых швов.

Рекомендуемая последовательность выполнения задания

1. Определяют величину допускаемого напряжения растяжения $[\sigma]_p$ для материала соединяемых деталей:

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_{\text{т}}}{[s]_{\text{т}}}, \quad (1.5)$$

где $\sigma_{\text{т}}$ – предел текучести основного металла (табл. 1.1); $[s]_{\text{т}}$ – допускаемый коэффициент запаса прочности.

Для низкоуглеродистой стали $[s]_{\text{т}} = 1,35 \dots 1,6$.

2. Из условий работы элементов соединения на растяжение находят площадь поперечного сечения уголка:

$$A_{\text{уг}} = \frac{F}{[\sigma]_p}, \quad (1.6)$$

где F – осевая сила, нагружающая конструкцию.

3. По рассчитанной величине площади поперечного сечения, руководствуясь сортаментом "Уголки стальные горячекатаные равнополочные. Сортамент" (ГОСТ 8509–93), выбирают равнополочный уголок и выписывают его основные размеры: ширину полки b , толщину полки d , расстояние от центра тяжести до полки z_0 .

4. Определяют допускаемое напряжение для сварных швов на срез $[\tau]_{\text{ср}}'$ при статической нагрузке. Его находят по справочной литературе в зависимости от допускаемого напряжения на растяжение $[\sigma]_p$ свариваемого металла с учетом вида деформации, способа сварки, а для ручной дуговой сварки – с учетом типа электрода.

Для ручной электродуговой сварки электродами обычного и повышенного качества $[\tau]_{\text{ср}}'$ принимают равным $0,6 [\sigma]_p$ и $0,65 [\sigma]_p$

соответственно, а при автоматической и механизированной сварке под флюсом $0,8 [\sigma]_p$ (табл. 1.2).

Таблица 1.2

Допускаемые напряжения для сварных швов при статической нагрузке

Вид деформации	Автоматическая и механизированная сварка под флюсом	Ручная дуговая сварка электродами	
		Э42А, Э50А	Э38, Э42, Э50
Растяжение $[\sigma]'_p$	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$
Сжатие $[\sigma]'$ _{сж}	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$
Срез $[\tau]'$ _{ср}	$0,8 [\sigma]_p$	$0,65 [\sigma]_p$	$0,6 [\sigma]_p$

5. Находят общую длину сварного шва l_0 по формуле

$$l_0 = \frac{F}{0,7 \cdot K \cdot [\tau]'\text{ср}}, \quad (1.7)$$

здесь катет шва K принимают равным толщине полки уголка d .

6. Рассчитывают длину лобового шва:

$$l_{л} = 2z_0, \quad (1.8)$$

а затем суммарную длину фланговых швов:

$$l_{ф} = l_{1ф} + l_{2ф} = l_0 - l_{л} \quad (1.9)$$

и каждого шва $l_{1ф}$ и $l_{2ф}$ в отдельности.

При уточнении длины швов учитывают дефекты сварки: непровар в начале и кратер в конце шва. Поэтому при ручной дуговой сварке длину каждого шва увеличивают на величину катета шва. Заметим, что при сварке конструкций из уголковых профилей лобовые швы с целью увеличения запаса прочности соединения обычно выполняют полностью по всей ширине полки b .

РГР 2. РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ ЗАКЛЕПКАМИ

Задание.

Спроектировать двухрядное заклепочное соединение внахлестку, нагруженное силой F (рис. 2.1). Толщина соединяемых полос δ . Выполнить эскиз участка шва с простановкой размеров, полученных при расчете. Данные для расчета приведены в табл. 3.

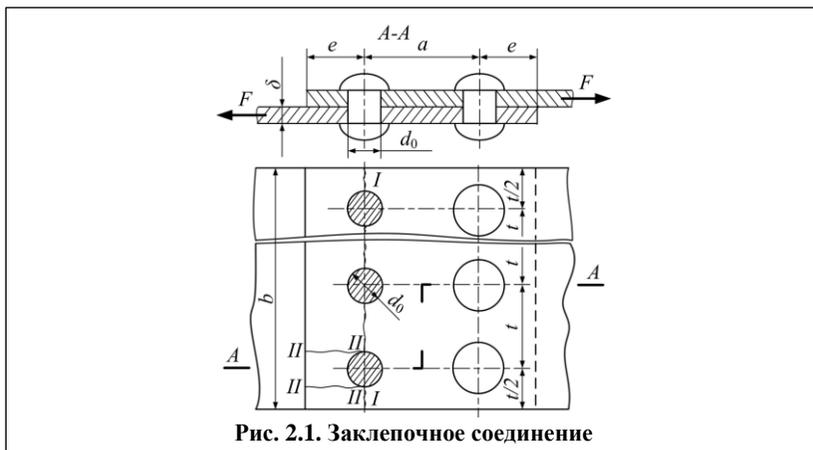


Рис. 2.1. Заклепочное соединение

Таблица 2.1

Исходные данные для расчета заклепочного соединения

№ вар.	Сила F , кН	Материал заклепок	Материал полосы	Толщина полосы δ , мм	Вид нагружения	Способ изготовления отверстий	Вид клепки
1	55	Ст2	Ст3	6	Пост.	Сверление	Горяч.
2	40	Ст3	Ст2	5	Перем.	Сверление	Холодн.
3	35	Ст2	Ст3	5	Пост.	Сверление	Холодн.
4	45	Ст3	Ст3	5	Перем.	Сверление	Холодн.
5	50	Ст3	Ст2	6	Пост.	Сверление	Горяч.
6	20	Ст2	Ст3	4	Перем.	Продавливание	Холодн.
7	45	Ст3	Ст2	5	Пост.	Сверление	Холодн.
8	25	Ст2	Ст3	5	Перем.	Продавливание	Холодн.
9	30	Ст3	Ст2	5	Пост.	Сверление	Холодн.
10	35	Ст2	Ст3	5	Перем.	Сверление	Холодн.
11	40	Ст3	Ст2	6	Пост.	Сверление	Горяч.
12	55	Ст3	Ст3	6	Перем.	Сверление	Горяч.

Продолжение табл. 2.1

№ вар.	Сила F , кН	Материал заклепок	Материал полосы	Толщина полосы δ , мм	Вид нагружения	Способ изготовления отверстий	Вид клепки
13	50	Ст2	Ст3	6	Пост.	Сверление	Горяч.
14	45	Ст3	Ст2	5	Перем.	Сверление	Холодн.
15	30	Ст3	Ст3	4	Пост.	Продавливание	Холодн.
16	35	Ст2	Ст3	5	Перем.	Сверление	Холодн.
17	45	Ст3	Ст3	5	Перем.	Сверление	Холодн.
18	55	Ст2	Ст2	6	Пост.	Сверление	Горяч.
19	40	Ст3	Ст3	6	Перем.	Сверление	Горяч.
20	55	Ст2	Ст3	4	Пост.	Сверление	Горяч.
21	40	Ст3	Ст2	6	Перем.	Сверление	Холодн.
22	35	Ст2	Ст3	6	Пост.	Сверление	Холодн.
23	45	Ст3	Ст3	4	Перем.	Сверление	Холодн.
24	50	Ст3	Ст2	5	Пост.	Сверление	Горяч.
25	20	Ст2	Ст3	5	Перем.	Продавливание	Холодн.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РГР 2

Ниже приведены примеры формы представления исходных данных для РГР 2 и краткие методические указания по ее выполнению. Вначале указывают номер РГР, и номер выполняемого варианта.

Пример

РГР 2. Вариант X

Затем полностью приводят текст задания.

Пример

Спроектировать двухрядное заклепочное соединение внахлестку, нагруженное силой F (рис. 2.1). Толщина соединяемых полос δ . Выполнить эскиз участка шва с проставкой размеров, полученных при расчете.

После текста задания приводят таблицу с исходными данными для выполняемого варианта X.

Пример

Таблица исходных данных

№ вар.	Сила F , кН	Материал заклепок	Материал полосы	Толщина полосы δ , мм	Вид нагружения	Способ изготовления отверстий	Вид клепки
X	55	Ст3	Ст3	6	Перемен.	Сверление	Горяч.

Далее приводят эскиз участка шва из задания (рис. 2.1), где вместо буквенных обозначений его параметров после необходимых расчетов проставляют размеры, полученные при расчете.

Краткие методические указания по расчету соединения заклепками

Прежде чем приступить к выполнению этого задания, необходимо изучить [1, с. 27 – 37].

Рекомендуемая последовательность выполнения задания

1. Находят коэффициент прочности клепаного соединения φ .

Значение φ всегда меньше 1 и повышается по мере увеличения числа рядов заклепок. Для двухрядного шва внахлестку минимальное значение $\varphi_{\min} = 0,75$ (табл. 2.2).

Таблица 2.2

Минимальные значения коэффициента φ_{\min} для прочных швов клепаного соединения

Тип шва	φ_{\min}
Однорядный внахлестку	0,67
Двухрядный внахлестку	0,75
Однорядный с двумя накладками	0,71
Двухрядный с двумя накладками	0,84

2. Определяют необходимую площадь сечения соединяемых листов A , ослабленных отверстиями под заклепки:

$$A \geq \frac{F}{\varphi_{\min} \cdot [\sigma]_p}, \quad (2.1)$$

где $[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение растяжения для материала соединяемых деталей (табл. 2.3).

Таблица 2.3

Допускаемые напряжения для стальных заклепочных швов при статической нагрузке

Элемент шва	Вид деформации, напряжения	Способ изготовления отверстий	Допускаемые напряжения, МПа	
			Ст2	Ст3
Склепываемые детали	Растяжение $[\sigma]_p$	–	140	160
	Срез $[\tau]_{кр}$	–	90	100
Заклепки	Срез $[\tau]_{кр}$	Продавливание	100	100
		Сверление	140	140
Заклепки и склепываемые детали	Смятие $[\sigma]_{см}$	Продавливание	240	280
		Сверление	280	320

3. Находят минимальную ширину полосы из соотношения:

$$b = \frac{A}{\delta} . \quad (2.2)$$

4. Определяют диаметр отверстий под заклепки:

$$d_0 = 2 \cdot \delta \quad (2.3)$$

и подбирают стандартные заклепки со стержнем диаметром $d \approx d_0$.

Следует иметь в виду, что для облегчения установки стержня заклепки в отверстие диаметр отверстия d_0 делают больше номинального диаметра заклепки d (табл. 2.4).

Таблица 2.4

Диаметры заклепок и отверстий для их установки

Диаметр заклепки, мм	Диаметр отверстия d_0 , мм	Диаметр заклепки d , мм	Диаметр отверстия d_0 , мм
6	6,5	12	13
7	7,5	16	17
8	8,5	20	21
10	10,5	22	23

Для соединения стальных деталей применяют только стальные заклепки. Это необходимо для предотвращения гальванических токов, интенсивно разрушающих соединения, особенно на открытом воздухе при действии повышенной влажности. Заклепки изготавливают из пластичных низкоуглеродистых сталей марок Ст2, Ст3, 10, 10кп и др.

5. Рассчитывают размеры элементов шва.

Шаг шва:

$$t = (4...6)d_0, \quad (2.4)$$

при этом учитывают необходимость размещения по ширине полосы целого числа шагов;

Расстояние от края полосы до оси заклепок при сверленных отверстиях:

$$e = 1,65d_0, \quad (2.5)$$

при продавленных отверстиях:

$$e = 2d_0. \quad (2.6)$$

Расстояние между рядами заклепок:

$$a \geq 0,6t. \quad (2.7)$$

6. Из условий расчета на срез и смятие находят необходимое количество заклепок z .

Следует понимать, что расчет на срез обеспечивает прочность заклепок, но не гарантирует надежность соединения в целом. Если толщина соединяемых полос мала, то давление, возникающее между стенками их отверстий и заклепками, может получиться недопустимо большим. В результате стенки отверстий или боковые поверхности заклепок сминаются, и соединение становится ненадежным.

Для группы заклепок условие прочности на срез имеет вид:

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{4F}{\pi d_0^2 \cdot i \cdot z} \leq [\tau]_{\text{ср}}, \quad (2.8)$$

где i – число плоскостей среза одной заклепки (из условия задачи $i = 1$); $\tau'_{\text{ср}}$ и $[\tau]_{\text{ср}}$ – расчетное и допускаемое напряжения на срез для материала заклепок (табл. 2.3). Из этой формулы следует, что по условию прочности заклепок на срез их количество должно быть:

$$z \geq \frac{4F}{\pi d_0^2 \cdot i \cdot [\tau]_{\text{cp}}} \quad (2.9)$$

Условие прочности на смятие поверхностей заклепок и стенок отверстий:

$$\sigma'_{\text{см}} = \frac{F}{\delta \cdot d_0 \cdot z} \leq [\sigma]_{\text{см}}', \quad (2.10)$$

где δ – меньшая из толщин соединяемых деталей; $\sigma'_{\text{см}}$ и $[\sigma]_{\text{см}}'$ – расчетное и допускаемое напряжения смятия для менее прочного материала: полосы или заклепки (табл. 2.3).

Отсюда

$$z \geq \frac{F}{\delta \cdot d_0 \cdot [\sigma]_{\text{см}}'} \quad (2.11)$$

По большей величине z окончательно принимают число заклепок в соединении.

7. Разрабатывают конструкцию клепаного соединения, определяя ширину полосы в зависимости от числа заклепок в каждом ряду: $b = n \cdot t$, где n – число заклепок в каждом ряду, при двухрядном шве $n = z/2$. Остальные параметры e и a принимают расчетными. Вычерчивают эскиз спроектированного соединения и проверяют его на прочность.

8. Проверяют прочность заклепочного шва.

Проверке на растяжение подлежит полоса в сечении I – I (рис. 2.1), ослабленном отверстиями в одном ряду.

Условие прочности при растяжении:

$$\sigma_p = \frac{F}{\delta \cdot (t - d_0) \cdot n} \leq [\sigma]_p, \quad (2.12)$$

где σ_p – расчетное напряжение в сечении I – I.

На срез заклепками проверяют края полосы (в сечении II – II):

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F}{2\delta \cdot \left(e - \frac{d_0}{2}\right) \cdot z} \leq [\tau]_{\text{ср}}, \quad (2.13)$$

где $\tau_{\text{ср}}$ – расчетное напряжение среза; $[\tau]_{\text{ср}}$ – допускаемое напряжение среза.

9. По полученным расчетным данным находят действительное значение коэффициента прочности шва φ , которое должно быть больше или равно φ_{min} .

Коэффициент φ равен отношению прочности при растяжении детали с отверстиями к прочности при растяжении той же детали без отверстий под заклепки.

$$\varphi = \frac{(t - d_0) \cdot \delta \cdot [\sigma]_{\text{p}}}{t \cdot \delta \cdot [\sigma]_{\text{p}}}, \quad (2.14)$$

где t – шаг заклепочного шва;

d_0 – диаметр заклепки;

δ – толщина соединяемых полос;

$[\sigma]_{\text{p}}$ – допускаемое напряжение при растяжении материала соединяемых полос.

Тогда

$$\varphi = \frac{(t - d_0)}{t}. \quad (2.15)$$

Если условие $\varphi > \varphi_{\text{min}}$ не выполняется, изменяют конструкцию соединения (например, шаг шва) и повторяют расчет.

РГР 3. РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Задание.

Крышка подшипникового узла редуктора (рис. 3.1) крепится винтами к корпусу редуктора. Со стороны вала через подшипник на крышку действует осевая сила F_a . Определить требуемый диаметр винтов при условии, что колебания осевой нагрузки незначительны, а затяжку производят динамометрическим ключом до приложения осевой силы к крышке. Материал крышки и корпуса – чугунное литье. Прокладки между крышкой и корпусом жесткие.



Рис. 3.1. Винтовое соединение крышки с корпусом редуктора

Данные для расчета приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Исходные данные для расчета резьбового соединения

№ вар.	Число винтов z	F_a , кН	Класс прочности винтов	Марка стали винтов
1	4	14	3.6	Ст3кп
2	6	55	8.8	35
3	4	18	4.8	10кп
4	4	10	6.6	45
5	6	60	6.8	20
6	4	8	4.6	20кп
7	4	12	3.6	Ст3сп
8	4	12	4.8	10
9	4	17	4.6	20
10	6	48	4.8	10кп
11	4	14	6.6	35
12	6	50	10.9	40X

Продолжение табл. 3.1

№ вар.	Число винтов z	F_a , кН	Класс прочности винтов	Марка стали винтов
13	4	10	6.8	20
14	4	17,5	4.6	30
15	4	10	5.8	10
16	4	18	4.6	20
17	4	16	5.6	30
18	4	8	4.6	20
19	4	18,5	4.8	10
20	4	15	3.6	СтЗкп
21	6	50	8.8	35
22	4	17	4.8	10
23	4	10	6.6	45
24	6	55	6.8	20
25	4	10	4.6	20

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РГР 3

Ниже приведены примеры формы представления исходных данных для РГР 3 и краткие методические указания по ее выполнению.

Вначале указывают номер РГР, ее название и номер выполняемого варианта.

Пример

РГР 3. Вариант X

Затем полностью приводят текст задания.

Пример

Крышка подшипникового узла редуктора крепится к корпусу винтами. Со стороны вала через подшипник на крышку действует осевая сила F_a . Определить требуемый диаметр винтов при условии, что колебания осевой нагрузки незначительны, а затяжку производят динамометрическим ключом до приложения осевой силы к крышке. Материал крышки и корпуса - чугунное литье. Прокладки между крышкой и корпусом жесткие.

После текста задания приводят таблицу с исходными данными для выполняемого варианта X.

Пример

Таблица исходных данных

№ вар.	Число винтов z	F_a , кН	Класс прочности винтов	Марка стали винтов
X	6	22	5.8	20

Далее приводят эскиз резьбового соединения из задания (рис. 3.1) и его расчет.

Краткие методические указания по расчету соединения

Прежде чем приступить к выполнению этого задания, необходимо изучить [1, с. 58–85].

Рекомендуемая последовательность выполнения задания

1. Учítывая, что крышка крепится к корпусу z винтами, определяют нагрузку F , приходящуюся на 1 винт:

$$F = \frac{F_a}{z}, \quad (3.1)$$

где F_a – действующая на крышку осевая сила.

2. Находят допускаемое напряжение растяжения:

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[s]_T}, \quad (3.2)$$

где σ_T – предел текучести материала винта (табл. 3.2);

$[s]_T$ – коэффициент запаса прочности.

Таблица 3.2

Механические свойства болтов, винтов и шпилек из углеродистых и легированных сталей [1].

Класс прочности	σ_B , МПа	σ_T , МПа	Марка стали
3.6	340	200	Ст3кп; Ст3сп; 10
	300		10кп
4.6	400	240	20
4.8		320	10; 10кп
5.6	500	300	30; 35
5.8		400	10; 10кп; 20; 20кп; Ст3сп; Ст3кп
6.6	600	360	35; 45; 40Г
6.8		480	20; 20кп
8.8	800	640	35; 35Х; 38ХА; 45Г
10.9	1000	900	40Г2; 40Х; 30ХГСА; 16ХСН

Так как затяжка винтов контролируемая (динамометрическим ключом), то величину коэффициента запаса прочности $[s]_T$ принимают

для углеродистых сталей $[s]_T = 1,7...2,2$; для легированных – $[s]_T = 2...3$.

3. Определяют силу затяжки винтов F_0 при установке крышек, обеспечивающую нераскрытие стыка:

$$F_0 = K_{\text{зат}}(1 - \chi) \cdot F, \quad (3.3)$$

где $K_{\text{зат}}$ – коэффициент запаса предварительной затяжки (при постоянной нагрузке принимают $K_{\text{зат}} = 1,25 \dots 2$).

χ – коэффициент основной (внешней) нагрузки (для соединений стальных и чугунных деталей без упругих прокладок принимают $\chi = 0,2$).

4. Находят расчетную силу $F_{\text{расч}}$.

При затягивании стержень винта испытывает растяжение и скручивание моментом сил сопротивления трению в резьбе, который после снятия ключа продолжает скручивать стержень винта. Расчет винтов, работающих на совместное действие растяжения и кручения, ведут только на растяжение по увеличенной в 1,3 раза силе. Поэтому расчетную силу $F_{\text{расч}}$ с учетом скручивания винта при затяжке находят по формуле

$$F_{\text{расч}} = 1,3 \cdot F_0 + \chi F. \quad (3.4)$$

5. Из условия прочности на растяжение по эквивалентному напряжению $\sigma_{\text{экв}}$, учитывающему действие растяжения и кручения, определяют значение расчетного диаметра d_p резьбы винта:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{4F_{\text{расч}}}{\pi(d_p)^2} \leq [\sigma]_p. \quad (3.5)$$

В инженерных расчетах принимают $d_p \approx d_1$, где d_1 – внутренний диаметр метрической резьбы по ГОСТ 24705-2004. Тогда

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_{\text{расч}}}{\pi[\sigma]_p}}. \quad (3.6)$$

6. Далее по рассчитанному значению d_1 из таблицы метрических резьб (табл. 3.3) находят винт с ближайшим большим стандартным диаметром d_1 и приводят его условное обозначение.

Таблица 3.3

Значения наружного диаметра d , шага p и внутреннего диаметра d_1 для метрической резьбы ГОСТ 24705–2004 (выборка)

d , мм	p , мм	d_1 , мм	d , мм	p , мм	d_1 , мм
5	0,8*	4,134	10	1,5*	8,376
	0,5	4,459		1,25	8,647
6	1*	4,917		1	8,917
	0,75	5,188	12	1,75*	10,106
	0,5	5,459		1,5	10,376
8	1,25*	6,647	14	2*	11,835
	1	6,917		1,5	12,376
	0,75	7,188	16	2*	13,835
	0,5	7,459		1,5	14,376

* резьбы с крупным шагом

Болты (винты) М14 применять не рекомендуется

Глубину завинчивания винта в чугунный корпус принять равной $2d$, где d – номинальный диаметр резьбы (наружный диаметр винта).

РГР 4. СИЛОВОЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА К ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМУ ОБОРУДОВАНИЮ

Задание.

Выполнить силовой и кинематический расчеты привода к технологическому оборудованию.

Данные для расчета приведены в таблицах 4.1 – 4.4 соответствующих заданий.

Задание 1.

Кинематическая схема к заданию 1

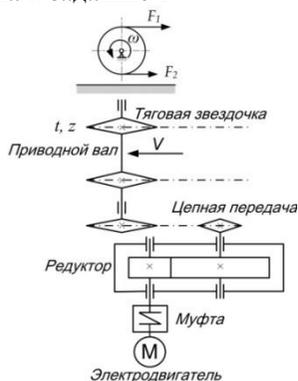


Таблица 4.1

Таблица исходных данных к заданию 1

Вариант	Окружная сила на тяговых звездочках F_{t2} , кН	Скорость тяговой цепи конвейера V , м/с	Шаг тяговой цепи конвейера t , м	Число зубьев тяговых звездочек конвейера z
1.	2,7	1,3	0,2	9
2.	1,4	1,32	0,125	10
3.	3,1	1,4	0,16	5
4.	1,85	1,37	0,125	8
5.	2,5	1,35	0,16	7
6.	1,3	1,5	0,125	9
7.	2,3	1,35	0,2	7
8.	1,2	1,5	0,1	8
9.	1,4	1,4	0,16	8
10.	2,0	1,3	0,125	10

Задание 2.

Кинематическая схема к заданию 2

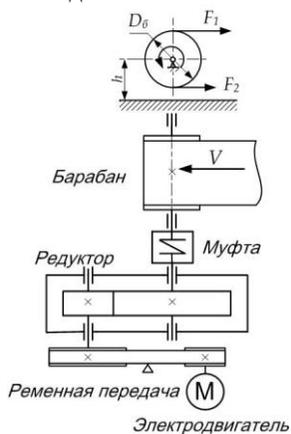


Таблица 4.2

Таблица исходных данных к заданию 2

Вариант	Натяжение ветвей ленты конвейера, кН		Скорость ленты конвейера V , м/с	Диаметр барабана приводной станции D_0 , м
	F_1	F_2		
1.	F_1	4,4	1,35	0,45
	F_2	2,1		
2.	F_1	2,5	1,3	0,4
	F_2	0,7		
3.	F_1	3,5	1,4	0,35
	F_2	1,1		
4.	F_1	2,9	1,37	0,425
	F_2	0,9		
5.	F_1	4,1	1,42	0,45
	F_2	1,7		
6.	F_1	2,0	1,45	0,32
	F_2	0,7		
7.	F_1	4,3	1,34	0,30
	F_2	1,65		
8.	F_1	4,2	1,52	0,35
	F_2	1,7		
9.	F_1	3,3	1,25	0,4
	F_2	1,0		
10.	F_1	2,8	1,3	0,45
	F_2	0,8		

Задание 3.

Кинематическая схема к заданию 3

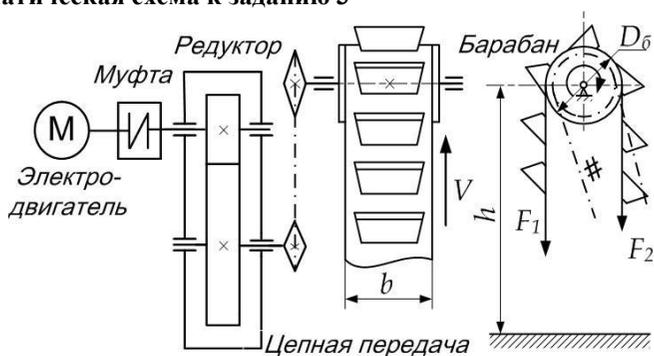


Таблица 4.3

Таблица исходных данных к заданию 3

Вариант	Натяжение ветвей ленты конвейера, кН		Скорость ленты конвейера V , м/с	Диаметр барабана приводной станции D_b , м
	F_1	F_2		
1.	F_1	4,3	1,3	0,4
	F_2	2,0		
2.	F_1	2,6	1,35	0,45
	F_2	0,7		
3.	F_1	3,4	1,42	0,35
	F_2	1,1		
4.	F_1	2,8	1,33	0,425
	F_2	0,9		
5.	F_1	4,1	1,4	0,45
	F_2	1,8		
6.	F_1	2,1	1,45	0,4
	F_2	0,7		
7.	F_1	4,2	1,35	0,35
	F_2	1,6		
8.	F_1	4,3	1,5	0,355
	F_2	1,7		
9.	F_1	3,2	1,25	0,4
	F_2	1,0		
10.	F_1	2,7	1,3	0,455
	F_2	0,8		

Задание 4.

Кинематическая схема к заданию 4

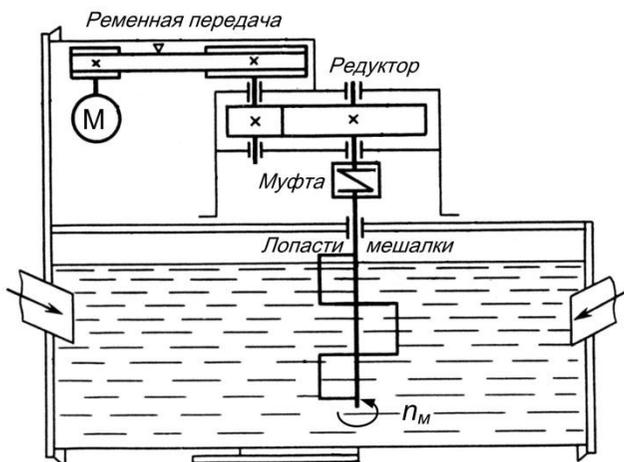


Таблица 4.4

Таблица исходных данных к заданию 4

Вариант	Момент сопротивления вращению лопастей мешалки T , кНм	Частота вращения вала мешалки n_M , об/мин
1.	0,15	70
2.	0,18	75
3.	0,20	80
4.	0,25	85
5.	0,27	90
6.	0,30	100
7.	0,1	82
8.	0,15	85
9.	0,23	90
10.	0,24	110

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РГР 4

Ниже приведены примеры формы представления исходных данных для РГР 4 и краткие методические указания по ее выполнению.

Вначале указывают номер РГР, ее название и номера выполняемого задания и его варианта.

Пример

РГР 4. Задание X, вариант X

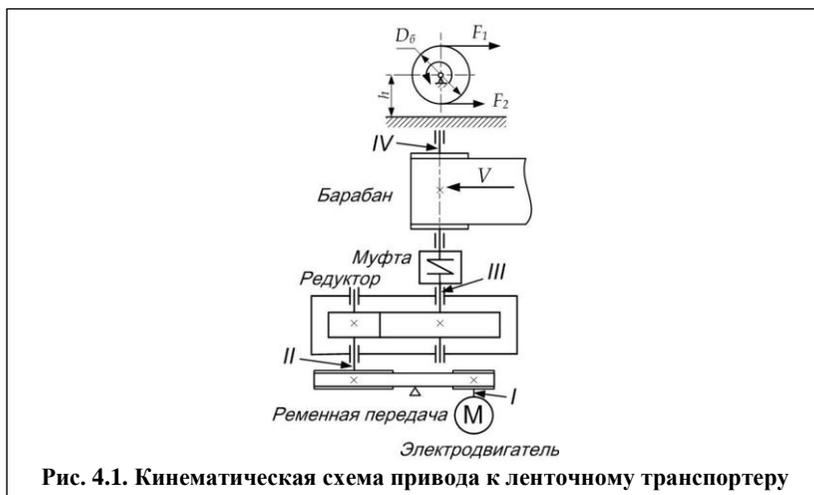
Затем приводят полное описание привода, в соответствии с выбранным заданием и его вариантом.

Пример

Произвести силовой и кинематический расчеты привода к ленточному транспортеру, состоящему из электродвигателя, клиноременной передачи, редуктора цилиндрического с косозубыми колесами и муфты упругой.

Затем изображают кинематическую схему привода с соблюдением Межгосударственного стандарта ЕСКД ГОСТ 2.770-68 "Обозначения условные графические в схемах. Элементы кинематики".

Пример.



Далее приводят исходные данные для расчета, пользуясь таблицей исходных данных к соответствующему заданию.

Пример.

Исходные данные для расчета привода к ленточному транспортеру:

$$F_1 = 3,5 \text{ кН}; F_2 = 1,5 \text{ кН}; V = 0,9 \text{ м/с}; D_б = 0,245 \text{ м}.$$

Краткие методические указания по расчету привода

Прежде, чем приступить к выполнению РГР, необходимо изучить [2, с. 5 – 10; 3, с. 4 – 8; 4, с. 34 – 49; 5].

Силовой и кинематический расчеты привода обычно выполняют для определения мощностей и вращающих моментов на валах и частот их вращения. Эти данные обычно используют в дальнейшем при прочностных расчетах элементов привода.

Для выполнения силовых и кинематических расчетов привода в качестве исходных данных используют два основных параметра: мощность на валу рабочего органа привода P и угловую скорость ω или частоту его вращения n .

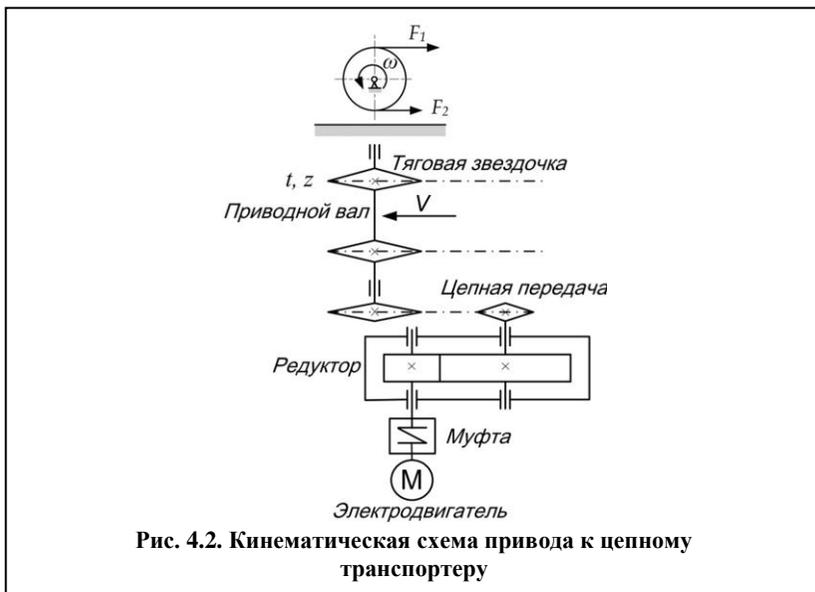


Рис. 4.2. Кинематическая схема привода к цепному транспортеру

Например, для привода ленточного транспортера (рис. 4.1) исходными данными обычно являются силы натяжения ветвей ленты транспортера F_1 и F_2 , скорость ее движения V и диаметр ведущего барабана D_6 .

В этом случае мощность P , Вт на валу рабочего органа привода (барабана) находят по формуле

$$P = F_t V, \quad (4.1)$$

где F_t – окружная (тяговая) сила на барабанах, Н; $F_t = (F_1 - F_2)$;
 V – скорость ленты, м/с.

Угловую скорость барабана ω , рад/с и частоту вращения вала барабана n , об/мин находят соответственно по формулам:

$$\omega = \frac{2 V}{D_6}, \quad (4.2)$$

$$n = \frac{30 \omega}{\pi}. \quad (4.3)$$

Для привода к цепному транспортеру, изображенному на рис. 4.2, исходными данными могут, например, быть: окружная сила на тяговых звездочках F_t или силы натяжения ветвей тяговой цепи транспортера F_1 и F_2 , скорость ее движения V , шаг тяговой цепи t и число зубьев z тяговых звездочек.

Мощность P , Вт на валу рабочего органа привода цепного транспортера (тяговых звездочек) определяют по формуле

$$P = F_t V, \quad (4.4)$$

где F_t – тяговая сила на звездочках, Н; $F_t = (F_1 - F_2)$;
 V – средняя скорость движения цепи, м/с.

Частота вращения n , об/мин вала тяговых звездочек:

$$n = \frac{60 V}{t z}, \quad (4.5)$$

где t – шаг тяговой цепи, м.

Тогда угловая скорость вращения вала тяговых звездочек ω , рад/с:

$$\omega = \frac{\pi n}{30}. \quad (4.6)$$

В качестве исходных данных для привода к мешалке (рис. 4.3) может быть задан момент сопротивления вращению T и частота вращения n_m вала, на котором расположены лопасти мешалки.

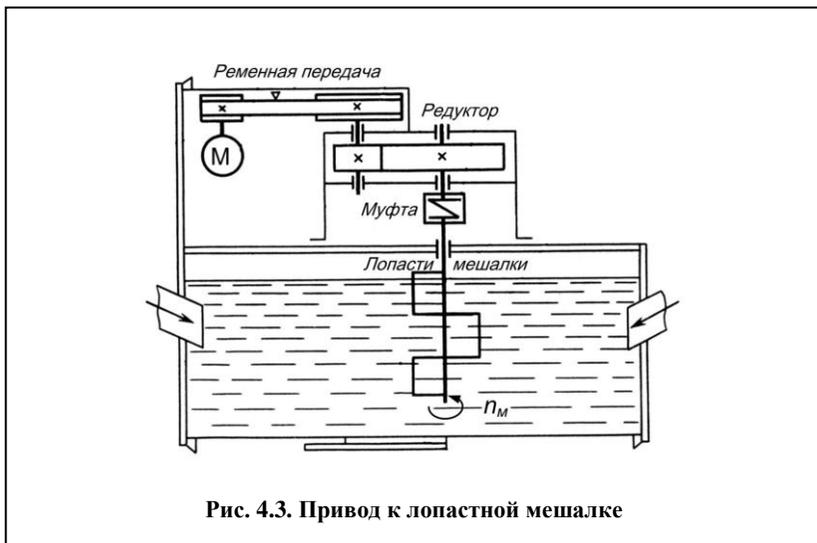


Рис. 4.3. Привод к лопастной мешалке

В этом случае мощность P , Вт на валу мешалки определяют по формуле

$$P = \omega T, \quad (4.7)$$

где T – вращающий момент, Н м; ω – угловая скорость вала мешалки, рад/с.

Зная частоту вращения вала мешалки n_M , находят его угловую скорость ω :

$$\omega = \frac{\pi n_M}{30}, \quad (4.8)$$

где n_M – частота вращения вала мешалки, об/мин.

Рекомендуемая последовательность выполнения расчета

1. Подбирают электродвигатель привода.

1.1. Нумеруют валы привода на кинематической схеме римскими цифрами (см. рис. 4.1).

1.2. Определяют полезную мощность $P_{\text{полезн}}$, то есть мощность, необходимую для приведения в движение рабочего органа (барабана транспортера) и частоту его вращения. Так как барабан, приводящий в движение ленту, установлен на выходном валу привода IV, то определяют мощность на валу IV и частоту его вращения.

Пример.

$$P_{\text{полезн}} = P_{IV} = (F_1 - F_2)V = (3,5 - 1,5)0,9 = 1,8 \text{ кВт},$$

$$n_{IV} = \frac{60 V}{\pi D_6} = \frac{60 \cdot 0,9}{\pi \cdot 0,245} = 70 \text{ об/мин.}$$

1.3. Находят затрачиваемую мощность $P_{\text{затр.}}$, то есть мощность, которую необходимо иметь на валу I привода, чтобы обеспечить вращение барабана и движение ленты транспортера.

Понятно, что из-за механических потерь в ременной передаче, зубчатой передаче, подшипниках, муфте затрачиваемая мощность $P_{\text{затр.}}$ будет больше полезной $P_{\text{полезн.}}$. Потери, как известно, учитывают коэффициентом полезного действия, в нашем случае общим КПД привода – $\eta_{\text{общ.}}$.

Тогда

$$P_{\text{затр.}} = \frac{P_{\text{полезн.}}}{\eta_{\text{общ.}}} \quad (4.9)$$

Общий коэффициент полезного действия $\eta_{\text{общ.}}$ равен произведению коэффициентов полезного действия передач и других элементов, входящих в состав привода: ременной передачи – $\eta_{\text{рп}}$, зубчатой передачи – $\eta_{\text{зп}}$, муфты – $\eta_{\text{м}}$ и подшипников опор вала барабана – $\eta_{\text{п}}$.

$$\eta_{\text{общ.}} = \eta_{\text{рп}} \cdot \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{п}} \quad (4.10)$$

Из табл. 4.5 находят коэффициенты полезного действия элементов привода и по формулам (4.10) и (4.9) определяют общий коэффициент полезного действия $\eta_{\text{общ.}}$ и затрачиваемую мощность $P_{\text{затр.}}$.

Таблица 4.5

Коэффициенты полезного действия η некоторых механических передач и элементов привода

Тип передачи	η
Зубчатая (с опорами, закрытая):	
цилиндрическая	0,96...0,98
коническая	0,95...0,97
Ременная (все типы)	0,94...0,96
Цепная	0,92...0,95
Муфта соединительная	0,98
Подшипники качения (одна пара)	0,99

Пример.

$\eta_{рп} = 0,95$; $\eta_{зн} = 0,97$ (с опорами); $\eta_{м} = 0,98$; $\eta_{п} = 0,99$ (одна пара подшипников).

Тогда $\eta_{общ} = 0,95 \cdot 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 0,89$.

$P_{затр} = 1,8 / 0,89 = 2,02$ кВт.

Мощность электродвигателя привода $P_{эдв}$ должна быть как минимум равна или больше затрачиваемой мощности $P_{затр}$. То есть $P_{эдв} \geq P_{затр}$.

1.4. Из табл. 4.6 выписывают обозначения всех подходящих двигателей с ближайшей мощностью, большей 2,02 кВт, то есть мощностью 2,2 кВт.

Таблица 4.6

Технические данные двигателей серии АИР
(тип/асинхронная частота вращения, мин⁻¹)

Мощность P , кВт	Синхронная частота, мин ⁻¹			
	3000	1500	1000	750
0,75	71A2/2820	71B4/1350	80A6/920	90LA8/705
1,1	71B2/2805	80A4/1395	80B6/920	90LB8/715
1,5	80A2/2850	80B4/1395	90L6/925	100L8/702
2,2	80B2/2850	90L4/1395	100L6/945	112MA8/709
3	90L2/2850	100S4/1410	112MA6/950	112MB8/709
4	100S2/2850	100L4/1410	112MB6/950	132S8/716
5,5	100L2/2850	112M4/1432	132S6/960	132M8/712
7,5	112M2/2895	132S4/1440	132M6/960	160S8/727 ³
11	132M2/2910	132M4/1447	160S6/970 ⁴	160M8/727 ³
15	160S2/2910 ¹	160S4/1455 ²	160M6/970 ⁵	180M8/731

Примечания: 1. Отношение максимального вращающего момента к номинальному $T_{max}/T = 2,2$; для отмеченных знаками: ¹ – $T_{max}/T = 2,7$; ² – $T_{max}/T = 2,9$; ³ – $T_{max}/T = 2,4$; ⁴ – $T_{max}/T = 2,5$; ⁵ – $T_{max}/T = 2,6$.

2. Пример обозначения двигателя:

"Двигатель АИР100L2 ТУ 16 – 525.564 – 84".

Пример.

Двигатели серии АИР, стандартной мощностью 2,2 кВт:

1. 80B2/2850;
2. 90L4/1395;
3. 100L6/945;
4. 112MA8/709.

Все эти двигатели при одинаковой мощности 2,2 кВт имеют разное число оборотов вала. Причем число оборотов вала под нагрузкой (асинхронная частота вращения) для каждого двигателя будет меньше синхронного числа оборотов, какое развивает электродвигатель без нагрузки (синхронная частота вращения). Асинхронная частота вращения n здесь указана через дробь после обозначения типа электродвигателя. Именно эта частота вращения вала двигателя и должна участвовать в расчетах.

Так как с помощью передач привода необходимо обеспечить частоту вращения вала барабана $n_{IV} = 70$ об/мин, а в нашем распоряжении имеются электродвигатели с разной асинхронной частотой вращения вала, возникает задача выбрать из них наиболее подходящий. Для решения этой задачи подсчитывают сначала, каким будет общее передаточное число привода $u_{общ}$ при использовании каждого из двигателей.

1.5. Определяют общее передаточное число привода.

Общее передаточное число привода $u_{общ}$ показывает во сколько раз нужно редуцировать (уменьшить) частоту вращения двигателя за счет использования передач, входящих в состав привода, чтобы получить на выходном валу привода $n_{IV} = 70$ об/мин. То есть $u_{общ} = n_{эдв}/n_{IV}$.

Так как четыре двигателя подходящей мощности (2,2 кВт) имеют разные частоты вращения валов (см. табл. 4.6), то находят величину общего передаточного числа привода при использовании каждого из этих двигателей и составляют таблицу, как показано в примере.

Пример.

<i>Тип двигателя</i>	<i>Асинхронная частота, $n_{эдв}$, об/мин</i>	<i>Общее передат. число привода $u_{общ}$.</i>
<i>80B2</i>	<i>2850</i>	<i>40,7</i>
<i>90L4</i>	<i>1395</i>	<i>19,9</i>
<i>100L6</i>	<i>945</i>	<i>13,5</i>
<i>112MA8</i>	<i>709</i>	<i>10,1</i>

1.6. Распределяют передаточные числа между передачами привода и окончательно выбирают двигатель.

Привод к ленточному транспортеру, рассчитываемый в соответствии с заданием, (рис. 4.1) имеет в своем составе две передачи: клиноременную и зубчатую (цилиндрический одноступенчатый редуктор). Поэтому общее передаточное число привода $u_{общ}$ распределяют между ременной передачей и редуктором.

Заметим, что на практике обычно используют передаточные числа для ременных передач $u_{\text{рп}} \leq 4$, а для стандартных одноступенчатых цилиндрических редукторов $u_{\text{зп}} \leq 6,3$.

Понятно, что двигатель 80B2 с частотой вращения 2850 об/мин не подходит, так как при его применении общее передаточное число привода должно быть 40,7, что не может быть обеспечено ременной передачей и одноступенчатым редуктором. Даже при использовании передач с максимальными рекомендуемыми передаточными числами: $u_{\text{рп}} = 4$ и $u_{\text{зп}} = 6,3$, привод будет иметь общее передаточное число $u_{\text{общ}}$ только 25,2.

Далее производят выбор из остальных трех двигателей. Задача, естественно, может иметь несколько решений, так как получить нужную величину общего передаточного числа можно, подбирая различные сочетания передаточных чисел ременной и зубчатой передач для каждого двигателя.

Обычно поступают так. С целью снижения стоимости двигателя и его габаритов из подходящих выбирают наиболее быстроходный. Например, двигатель 90L4 с частотой вращения 1395 об/мин. В этом случае необходимо иметь общее передаточное число привода $u_{\text{общ}} = 19,9$. Это передаточное число $u_{\text{общ}} = 19,9$ нужно обеспечить ременной передачей и одноступенчатым цилиндрическим редуктором и распределить между этими передачами.

Принимают во внимание еще одно условие: желательно, чтобы передаточное число открытой передачи (в нашем случае ременной) было несколько меньше, чем передаточное число редуктора. Это уменьшит габариты привода.

Передаточное число ременной передачи рекомендуют назначать с учетом стандартного ряда диаметров шкивов, мм: 40, 45, 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.

В ременных передачах диаметр малого шкива обязательно выбирают с учетом величины передаваемого вращающего момента. Это гарантирует отсутствие проскальзывания ремня по шкиву при работе передачи. Например, для клиноременной передачи с использованием наиболее распространенного ремня нормального сечения A рекомендуемый минимальный диаметр ведущего шкива $d_1 = 90$ мм. При таком диаметре ведущего шкива ременная передача при оптимальном натяжении ремня может обеспечить передачу вращающего момента до $T = 70$ Н м.

Для привода с двигателем 90L4 момент на малом (ведущем) шкиве ременной передачи $T_1 = P_{\text{зarp}}/\omega_1$. При угловой скорости малого шкива

$\omega_1 = \pi n_1/30 = \pi \cdot 1395/30 = 146 \text{ с}^{-1}$, вращающий момент на нем составит $T_1 = P_{затр}/\omega_1 = 2020/146 = 13,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Таким образом, ременная передача рассчитываемого привода будет работоспособна и при минимальном диаметре малого шкива $d_1 = 90 \text{ мм}$.

Для клиноременной передачи при $u_{\text{общ}} = 19,9$ можно принять, например, передаточное число $u_{\text{рп}} = 4$ (шкивы, соответственно 100 и 400 мм) тогда $u_{\text{зп}} = u_{\text{общ}}/u_{\text{рем}} = 19,9/4 = 5$.

Возможен и другой вариант: например, при $d_1 = 100 \text{ мм}$, $d_2 = 315 \text{ мм}$. $u_{\text{рем}} = 3,15$, тогда $u_{\text{зп}} = u_{\text{общ}}/u_{\text{рем}} = 19,9/3,15 = 6,3$. В этом случае габариты ременной передачи будут меньше, а редуктора больше.

Для плоскоременной передачи ориентировочное значение диаметра малого шкива определяют по формуле $d_1 = (52...64)\sqrt[3]{T_1}$. Найдем его величину:

$$d_1 = (52...64)\sqrt[3]{15} = 136...157 \text{ мм}.$$

Поэтому для плоскоременной передачи назначают среднее значение диаметра малого шкива, например, $d_1 = 140 \text{ мм}$, и для обеспечения передаточного числа 4 выбирают ведомый стандартный шкив диаметром 560 мм.

В этом случае передаточное число редуктора $u_{\text{зп}} = u_{\text{общ}}/u_{\text{рем}} = 19,9/4 = 5$.

Обратим внимание на большие габариты плоскоременной передачи по сравнению с клиноременной при одинаковом передаточном числе.

Записывают результаты распределения передаточных чисел между передачами привода с учетом результатов выбора диаметров шкивов ременной передачи.

Пример.

Передаточное число клиноременной передачи $u_{\text{рп}} = 4$, диаметр малого (ведущего) шкива $d_1 = 100 \text{ мм}$, диаметр большого шкива (ведомого) $d_2 = 400 \text{ мм}$; передаточное число зубчатой передачи (одноступенчатого цилиндрического) редуктора $u_{\text{зп}} = 5$. Расчетная величина вращающего момента на ведущем валу ременной передачи $T_1 = P_{затр}/\omega_1 = 2020/146 = 13,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Максимальный вращающий момент, передаваемый ременной передачей с клиновым ремнем сечения А и диаметром малого (ведущего) шкива, $d_1 = 100 \text{ мм}$, $T_1 = 70 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Окончательно выбирают двигатель 90L4/1395 и записывают его обозначение (табл. 4.6, п. 2 примечания).

Пример.

Двигатель АИР90L4/1395 ТУ 16-525.56484.

Если привод имеет в своем составе редуктор и цепную передачу (рис. 4.2), то общее передаточное число распределяют между редуктором и цепной передачей, имея в виду, что рекомендуемое максимальное передаточное число цепной передачи $u_{\text{цеп}} \leq 5$.

Продолжают решение задачи с использованием выбранного двигателя и принятых передаточных чисел.

2. Определяют мощности на валах привода.

Пример.

$$P_{\text{затр}} = P_I = 2,02 \text{ кВт} = 2020 \text{ Вт};$$

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{\text{пр}} = 2,02 \cdot 0,95 = 1,919 \text{ кВт} = 1919 \text{ Вт}$$

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{\text{зн}} = 1,919 \cdot 0,97 = 1,86 \text{ кВт} = 1860 \text{ Вт}$$

$$P_{IV} = P_{\text{полез}} = 1,8 \text{ кВт} = 1800 \text{ Вт}$$

3. Определяют числа оборотов и угловые скорости на валах привода.

Пример.

$$n_I = 1395 \text{ об/мин}$$

$$\omega_I = \pi n_I / 30 = \pi \cdot 1395 / 30 = 146 \text{ с}^{-1}$$

$$n_{II} = n_I / u_{\text{пр}} = 1395 / 4 = 348,75 \text{ об/мин}$$

$$\omega_{II} = \pi n_{II} / 30 = \pi \cdot 348,75 / 30 = 36,5 \text{ с}^{-1}$$

$$n_{III} = n_{IV} = n = 70 \text{ об/мин (см. рис. 1).}$$

$$\omega_{IV} = \omega_{III} = \pi n_{III} / 30 = \pi \cdot 70 / 30 = 7,33 \text{ с}^{-1}$$

4. Рассчитывают моменты на валах привода.

Пример.

$$T_I = P_I / \omega_I = 2020 / 146 = 13,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$T_{II} = P_{II} / \omega_{II} = 1919 / 36,5 = 52,58 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$T_{III} = P_{III} / \omega_{III} = 1860 / 7,33 = 253,75 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$T_{IV} = P_{IV} / \omega_{IV} = 1800 / 7,33 = 245,57 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

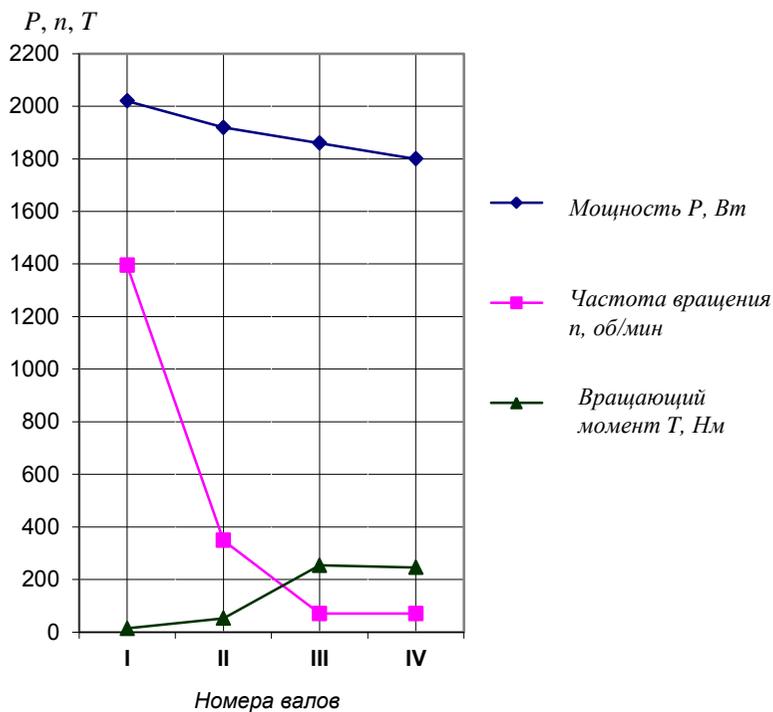
5. Составляют таблицу распределения по валам привода мощностей, чисел оборотов и вращающих моментов.

Пример.

Номер вала	Мощность P , кВт	Угловая скорость ω , с^{-1} .	Частота вращения n , об/мин	Вращающий момент, Н·м
I	2,02	146	1395	13,8
II	1,919	36,5	348,75	52,58
III	1,860	7,33	70	253,75
IV	1,800	7,33	70	245,57

6. Строят диаграмму распределения по валам привода мощностей, чисел оборотов и вращающих моментов.

Пример



РГР 5. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЗАКРЫТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ С ПРОЕКТИРОВАНИЕМ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА ТИХОХОДНОЙ СТУПЕНИ

В расчетно-графической работе 5 предусмотрено выполнение двух заданий. Первое задание – "Расчитать на прочность закрытую цилиндрическую прямозубую передачу редуктора привода ленточного транспортера". Второе задание – "Спроектировать зубчатое колесо тихоходной ступени редуктора".

Задание 1.

Расчитать на прочность закрытую цилиндрическую прямозубую передачу редуктора привода ленточного транспортера

Данные для расчета приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Исходные данные для расчета на прочность закрытой цилиндрической
прямозубой передачи*

№ вар.	Вращающий момент на валу шестерни T_1 , Нм	Частота вращения вала шестерни n_1 , об/мин	Переда-точное число u	Типовой режим нагружения	Ресурс L_h , ч
1	35	1410	4	II	12000
2	52	1410	5	III	15000
3	57	950	4,5	IV	17000
4	60,5	950	4,25	I	20000
5	65	1395	5,5	I	10000
6	40	1395	6	III	13000
7	55	950	6,3	III	14000
8	70	950	5	IV	16000
9	48	1410	5,5	I	12000
10	66,5	709	4,5	IV	10000
11	38	1410	5	II	13000
12	54	709	5,5	III	14000
13	64	950	4	III	13000
14	51	950	6	I	14000
15	65	1395	4,5	II	10000
16	60,75	1395	6	III	12500
17	55	950	4	IV	15500
18	72	950	6,3	I	10500
19	48	950	5,5	I	12000
20	65	709	4,5	III	15000
21	66	1395	4	III	17000
22	37,5	1410	6	IV	20000
23	54,5	709	5,5	I	13000
24	64	950	5	II	14000
25	52,5	950	6	II	10000

*Передача неревверсивная. Тип производства – мелкосерийное.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РГР 5

Ниже приведены примеры формы представления исходных данных для РГР 5 и краткие методические указания по ее выполнению. Вначале указывают номер РГР и номер выполняемого варианта.

Пример

РГР 5. Задание 1. Вариант X

Затем полностью приводят текст задания.

Пример

Задание 1. Рассчитать на прочность закрытую цилиндрическую прямозубую передачу редуктора привода ленточного транспортера.

После текста задания приводят таблицу с исходными данными для выполняемого варианта X.

Пример

Таблица исходных данных

<i>№ вар.</i>	<i>Вращающий момент на валу шестерни T_1, Нм</i>	<i>Частота вращения вала шестерни n_1, об/мин</i>	<i>Передачное число u</i>	<i>Типовой режим нагружения</i>	<i>Ресурс L_h, ч</i>
<i>X</i>	<i>35</i>	<i>1410</i>	<i>4</i>	<i>II</i>	<i>12000</i>

Передача нереверсивная.

Тип производства - мелкосерийное.

Далее приводят кинематическую схему редуктора и расчет его передачи.

Краткие методические указания по выполнению задания 1 "Расчет закрытой цилиндрической прямозубой передачи"

Прежде чем приступить к выполнению задания 1, необходимо ознакомиться общими рекомендациями по расчету на прочность закрытых цилиндрических эвольвентных зубчатых передач, например, [1 – 4].

Следует помнить, что критериями работоспособности закрытых, хорошо смазываемых передач являются контактная выносливость рабочих поверхностей зубьев и усталостная прочность зубьев при изгибе.

Усталостное выкрашивание от действия контактных напряжений является основным видом разрушения поверхностей зубьев в редукторах. Зубья таких передач разделены тонким слоем масла, устраняющим непосредственный металлический контакт и мало изнашиваются. При вращении колес отдельные точки поверхностей зубьев периодически нагружаются и разгружаются и контактные напряжения в этих точках изменяются по прерывистому (отнулевому) циклу.

Передача работает длительное время до появления признаков усталости в поверхностных слоях зубьев. На поверхности сначала образуются микротрещины с последующим выкрашиванием мелких частиц металла. Появляются небольшие углубления, напоминающие оспинки, которые увеличиваются и превращаются в раковины. Образовавшиеся раковины быстро растут вследствие хрупкого разрушения их краев.

Переменные напряжения являются не только причиной усталостного выкрашивания, но и усталостной поломки зубьев, которая связана с действием напряжений изгиба у ножки зуба. Усталостные трещины образуются у основания зуба в зоне наибольших растягивающих напряжений.

Рекомендуемая последовательность выполнения задания

Расчет зубчатых передач на прочность производят в два этапа.

1. Сначала выполняют *проектировочный расчет*: исходя из заданных условий нагружения, передаточного числа, требуемого ресурса, компоновки редуктора определяют геометрические размеры зубчатой передачи.

2. Затем выполняют *проверочный расчет*: по найденным при проектном расчете геометрическим и силовым параметрам передачи определяют ее соответствие основным критериям работоспособности.

Исходные данные для расчета:

- 1) вращающий момент на валу шестерни T_1 ;
- 2) частота вращения вала шестерни n_1 ;
- 3) передаточное число u ;
- 4) типовой режим нагружения;
- 5) требуемый ресурс передачи L_h ;
- 6) кинематическая схема редуктора;
- 7) реверсивность передачи;
- 8) тип производства.

1. Проектировочный расчет.

1.1. Выбирают материалы для изготовления колес.

Материалы для их изготовления зубчатых колес выбирают в зависимости от вида изделия, условий его эксплуатации и требований к габаритным размерам и назначают термическую обработку (ТО), обеспечивающую их необходимую твердость.

Для зубчатых передач редукторов общего назначения чаще всего применяют среднеуглеродистые стали. Передачи со стальными зубчатыми колесами имеют минимальную массу и габариты, тем меньше, чем выше твердость рабочих поверхностей зубьев.

Выбор марки стали и термической обработки проводят с учетом предполагаемого объема выпуска редукторов (серийности) и возможностей производства. Так, например, при единичном и мелкосерийном производствах используют одинаковые марки стали для шестерни и колеса, например, марок 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ (табл. 5.2) с термообработкой улучшение. Зубья колес из улучшаемых сталей хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению, но имеют ограниченную нагрузочную способность. В этом случае нарезание зубьев проводят после ТО.

Таблица 5.2

Механические характеристики сталей для изготовления зубчатых колес

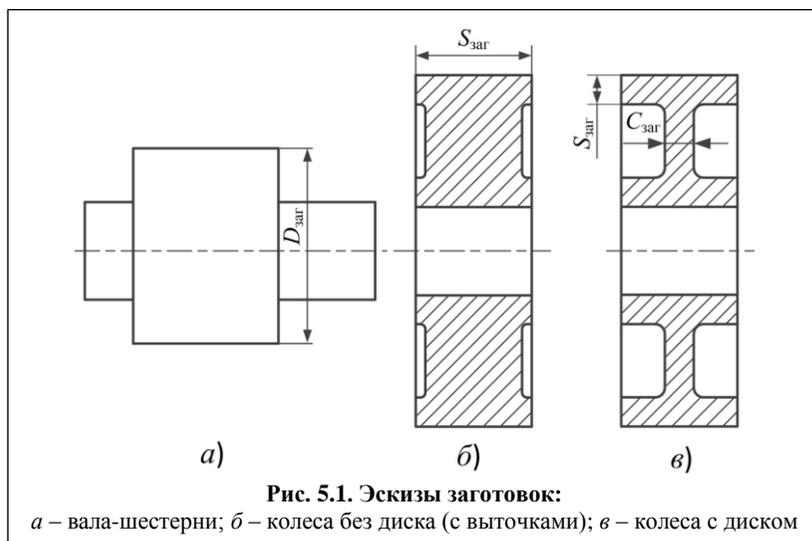
Марка стали	Термообработка	Предельные размеры заготовки		Твердость зубьев		σ_t , МПа
		D_{np} , мм	S_{np} , мм	в сердцевине	на поверхности	
45	Улучшение	125	80	235 – 262 НВ	235 – 262 НВ	540
	Улучшение	80	50	269 – 302 НВ	269 – 302 НВ	650
40Х	Улучшение	200	125	235 – 262 НВ	235 – 262 НВ	640
	Улучшение	125	80	269 – 302 НВ	269 – 302 НВ	750
40ХН 35ХМ	Улучшение	315	200	235 – 262 НВ	235 – 262 НВ	630
	Улучшение	200	125	269 – 302 НВ	269 – 302 НВ	750

При выборе материалов принимают во внимание, что число нагружений в единицу времени зубьев шестерни в передаточное число (u) раз больше числа нагружений зубьев колеса. Поэтому для колес с твердостью до 350 НВ в целях выравнивания долговечности зубьев

шестерни и колеса, ускорения их приработки и повышения сопротивляемости заеданию, твердость поверхностей зубьев шестерни всегда назначают больше твердости зубьев колеса. Для прямозубых колес разность средней твердости шестерни и колеса должна составлять не менее 20 НВ.

Так, например, для указанных выше сталей улучшением достигают твердости шестерни на поверхности и в сердцевине 269... 302 НВ и колеса, соответственно, 235... 262 НВ (табл. 5.2).

При выборе марки стали учитывают также ее способность к прокаливаемости при ТО. На малолегированных сталях, обладающих низкой прокаливаемостью, при больших сечениях заготовок невозможно получить принятые для расчета твердость и механические характеристики по всему сечению. Поэтому марку стали для зубчатых колес выбирают с учетом возможных предельных размеров заготовок (рис. 5.1).



1.2. Рассчитывают среднюю твердость рабочих поверхностей и сердцевины зубьев шестерни и колеса:

$$H_{1\text{ср}} = 0,5(H_{1\text{мин}} + H_{1\text{макс}}), \quad (5.1)$$

$$H_{2\text{ср}} = 0,5(H_{2\text{мин}} + H_{2\text{макс}}), \quad (5.2)$$

где $H_{1\text{ср}}$ и $H_{2\text{ср}}$ – средние значения твердости шестерни и колеса, НВ;

$H_{1\text{мин}}$ и $H_{1\text{макс}}$ – минимальные и максимальные значения твердости шестерни, НВ;

$H_{2\text{мин}}$ и $H_{2\text{макс}}$ – минимальные и максимальные значения твердости колеса, НВ;

1.3. Определяют ориентировочное значение межосевого расстояния a'_w , мм:

$$a'_w = K(u + 1) \cdot \sqrt[3]{T_1/u}, \quad (5.3)$$

где K – коэффициент, выражающий зависимость a'_w от средней поверхностной твердости зубьев шестерни и колеса; для значений твердости H_1 и H_2 меньше 350 НВ принимают $K = 10$.

T_1 – вращающий момент на валу шестерни, Н·м.

1.4. Вычисляют окружную скорость зубчатых колес v м/с:

$$v = \frac{2 \pi a'_w n_1}{6 \cdot 10^4 (u + 1)}. \quad (5.4)$$

1.5. Для выбранных сталей определяют допускаемые контактные напряжения и напряжения изгиба.

Так как основными критериями работоспособности закрытых зубчатых передач являются контактная выносливость и выносливость при изгибе, то при расчете геометрических параметров необходимо знать величину допускаемых напряжений, которые выдерживает материал, назначенный для изготовления зубчатых колес.

Выбор допускаемых напряжений базируется на кривых усталости. Кривые усталости получают при испытании специальных образцов для тех видов нагружения, которые вызывают разрушение зубьев зубчатых колес. Задавая образцам различные значения максимальных напряжений цикла σ , определяют число циклов N перемены напряжений, при котором произошло их разрушение. По полученным данным в координатах $\sigma - N$ строят кривые усталости (рис. 5.2).

Построенные в полулогарифмических координатах эти кривые имеют два характерных участка: наклонный и горизонтальный. На наклонном участке кривая представляет собой степенную функцию $\sigma^q N = \text{const}$, где "const" – число, соответствующее условиям испытания, механическим свойствам материала образцов, их размерам и др.



Из кривой усталости можно видеть, что при величине напряжений, равной σ_{lim} , образец может выдержать бесконечно большое число циклов без разрушения. Абсциссу точки перелома кривой усталости N_G называют базой испытаний. Если во время испытаний образец выдерживает число циклов N_K , равное N_G , испытания прекращают, а напряжение, соответствующее числу циклов N_G , принимают за предел выносливости σ_{lim} . Кривые для различных видов напряжений (контактных или изгиба), для разных материалов и видов термической обработки отличаются значениями σ_{lim} , N_G и q .

Следует иметь в виду, что кривые усталости получают на специально подготовленных образцах, отличающихся от реальных деталей, поэтому расчет допустимых контактных напряжений для зубчатых колес $[\sigma]_H$ ведут по общей зависимости с учетом влияния на контактную выносливость ресурса работы передачи (коэффициент долговечности Z_N), шероховатости рабочей поверхности зубьев (коэффициент Z_R) и окружной скорости (коэффициент Z_V):

$$[\sigma]_H = \sigma_{H\text{lim}} Z_N Z_R Z_V / [s]_H \quad (5.5)$$

При расчете допустимых напряжений изгиба $[\sigma]_F$ учитывают влияния ресурса работы передачи (Y_N), шероховатости переходной поверхности между зубьями (Y_R), реверсивности передачи (Y_A) и способа получения заготовки (Y_Z):

$$[\sigma]_F = \sigma_{F\text{lim}} Y_N Y_R Y_A Y_Z / [s]_F \quad (5.6)$$

Коэффициенты запаса прочности $[s]_H$ и $[s]_F$, входящие в формулы для расчета допустимых напряжений $[\sigma]_H$ и $[\sigma]_F$, принимают в зависимости от способа термической обработки (см. п. 1.5.1).

1.5.1. Допускаемые контактные напряжения.

Предел контактной выносливости $\sigma_{H\text{lim}}$, соответствующий базовому числу циклов нагружения N_{HG} определяют по эмпирическим

формулам в зависимости от материала зубчатого колеса и средней твердости поверхности зубьев H_{cp} , равной полусумме верхнего и нижнего значений твердости.

Для углеродистой стали твердостью менее 350 НВ σ_{Hlim} , Н/мм²:

$$\sigma_{Hlim} = 2 H_{cp} + 70 \quad (5.7)$$

Так как шестерня и колесо имеют различную среднюю твердость, σ_{Hlim} рассчитывают отдельно для шестерни и колеса:

$$\sigma_{Hlim1} = 2 H_{1cp} + 70; \quad (5.8)$$

$$\sigma_{Hlim2} = 2 H_{2cp} + 70. \quad (5.9)$$

Коэффициент долговечности Z_N , учитывающий влияние ресурса для длительно работающих (в течение нескольких лет) передач принимают равным 1.

Коэффициент Z_R , учитывающий влияние шероховатости рабочих поверхностей зубьев, зависит от метода их окончательной обработки. Так как зубья колес нарезают после ТО улучшение и в мелкосерийном производстве обычно не подвергают финишной обработке, то шероховатость поверхности $R_a = 1,25 \dots 2,5$ мкм и $Z_R = 0,95$.

Коэффициент Z_V , учитывает влияние окружной скорости v . При ее увеличении улучшаются условия образования масляной пленки, разделяющей рабочие поверхности, повышается равномерность распределения нагрузки в контакте. Для колес, имеющих среднюю поверхностную твердость зубьев $H_{cp} \leq 350$ НВ, величину Z_V находят из табл. 5.3.

Таблица 5.3

Зависимость коэффициента Z_V от окружной скорости

v , м/с	5	10	15	20
Z_V	1,0	1,065	1,11	1,150

Коэффициент запаса прочности $[s]_H$ для зубчатых колес с однородной структурой (после улучшения) принимают равным 1,1.

Расчет прямозубых цилиндрических передач ведут по допускаемому напряжению $[\sigma]_H$, равному меньшему значению из допускаемых напряжений, полученных для шестерни и колеса:

$$[\sigma]_{H1} = \sigma_{Hlim1} Z_N Z_R Z_V / [s]_H; \quad (5.10)$$

$$[\sigma]_{H2} = \sigma_{Hlim2} Z_N Z_R Z_V / [s]_H. \quad (5.11)$$

1.5.2. Допускаемые напряжения изгиба.

Предел выносливости зубьев при изгибе σ_{Flim} , соответствующий базовому числу циклов нагружения N_{FG} определяют по эмпирическим

формулам в зависимости от материала зубчатого колеса, вида термической обработки и средней твердости зубьев H_{cp} .

Для углеродистых сталей, имеющих после улучшения твердость 180...350 НВ σ_{Hlim} , Н/мм², определяют по формуле

$$\sigma_{Flim} = 1,75 H_{cp}. \quad (5.12)$$

Так как шестерня и колесо имеют различную среднюю твердость, σ_{Hlim} рассчитывают отдельно для шестерни и колеса:

$$\sigma_{Flim1} = 1,75 H_{1cp}; \quad (5.13)$$

$$\sigma_{Flim2} = 1,75 H_{2cp}. \quad (5.14)$$

Коэффициент долговечности Y_N , учитывающий влияние ресурса для длительно работающих передач, принимают равным 1.

Коэффициент Y_R , учитывающий влияние шероховатости поверхности впадины между зубьями, зависит от метода нарезания зубьев. Так как зубья колес нарезают в мелкосерийном производстве фрезерованием то шероховатость поверхности впадин $R_Z \leq 40$ мкм и Z_R принимают равным 1.

Коэффициент Y_A , учитывает влияние двухстороннего приложения нагрузки. Если при работе передачи колеса всегда вращаются в одну сторону, опасные переменные растягивающие напряжения, вызывающие усталостную поломку, всегда возникают с одной и той же стороны ножки зуба. В этом случае Y_A принимают равным 1. При изменении направления вращения (реверсе) напряжения растяжения возникают попеременно с противоположных сторон ножки зуба. Это более опасный вид нагружения, что и учитывают снижением коэффициента Y_A для ТО улучшение до 0,65.

Коэффициент Y_Z учитывает способ получения заготовки колеса. От способа получения заготовки зависит количество дефектов структуры металла, оказывающих влияние на усталостную прочность зубьев при изгибе. Обычно в мелкосерийном производстве заготовками для зубчатых колес служит круглый прокат. Для заготовок из проката или поковок Y_Z , принимают равным 0,9. Если предполагают в качестве способа получения заготовки использовать литье – Y_Z уменьшают до 0,8.

Коэффициент запаса прочности $[s]_F$ для зубчатых колес из круглого проката с однородной структурой (после улучшения) принимают равным 1,7. Для литых заготовок, имеющих большее количество неоднородностей в структуре металла, $[s]_F = 2,2$.

Допускаемые напряжения изгиба определяют отдельно для шестерни и колеса:

$$[\sigma]_{F1} = \sigma_{Flim1} Y_N Y_R Y_A Y_Z / [s]_F; \quad (5.15)$$

$$[\sigma]_{F2} = \sigma_{Flim2} Y_N Y_R Y_A Y_Z / [s]_F. \quad (5.16)$$

1.6. Уточняют межосевое расстояние a_w , мм:

$$a_w = K_a (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H T_1}{\psi_{ba} u [\sigma]_H^2}}, \quad (5.17)$$

где K_a – коэффициент, зависящий от вида рассчитываемой передачи; для прямозубых передач $K_a = 450 (H/мм^2)^{1/3}$;

u – передаточное число;

K_H – коэффициент нагрузки;

T_1 – вращающий момент на валу шестерни, Нм;

ψ_{ba} – коэффициент ширины венца колеса;

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение, Н/мм².

При работе зубчатых передач в зацеплении колес возникают дополнительные нагрузки. Они обусловлены геометрическими погрешностями при изготовлении колес, нарушением правильности зацепления из-за деформации валов под нагрузкой, а также условиями эксплуатации. Влияние дополнительных нагрузок учитывают коэффициентом K_H .

Обычно зубья колес, изготовленных из углеродистых сталей с термообработкой улучшению, при работе передачи хорошо прирабатываются. Поэтому дополнительные нагрузки, возникающие в начале работы передачи с течением времени значительно уменьшаются и их можно не учитывать при расчете. В этом случае коэффициент нагрузки K_H принимают равным 1.

Коэффициент ширины венца колеса ψ_{ba} учитывает расположение шестерни относительно опор вала. При симметричном расположении шестерни, которое, как правило, имеет место в конструкциях одноступенчатых редукторов, $\psi_{ba} = 0,315 \dots 0,5$. Для передач с твердостью зубьев колеса $H \leq 350$ НВ принимают большие значения из стандартного ряда 0,315; 0,4; 0,5.

Для нестандартных редукторов, изготавливаемых обычно в условиях мелкосерийного производства, полученное расчетом межосевое расстояние округляют до ближайшей большей величины, кратной 5 или большего значения из ряда чисел Ra40, мм (ГОСТ 6636–69): 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 210; 220; 240; 250; 260; 280 и др. Большие (меньшие) значения размеров получают умножением (делением) приведенных размеров ряда на 10 или 100.

Эту величину межосевого расстояния a_w и используют в дальнейших расчетах.

1.7. Находят ширину венца колеса и шестерни.

Ширина венца колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} a_w. \quad (5.18)$$

Ширину венца шестерни выполняют на 3...5 мм больше ширины колеса. Этим исключают образование канавки износа на зубьях менее твердого колеса.

Тогда ширина венца шестерни:

$$b_1 = b_2 + (3 \dots 5) \text{ мм}. \quad (5.19)$$

1.8. Определяют модуль зубьев.

При инженерных расчетах зубчатых передач значение модуля m определяют по эмпирической формуле

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_w. \quad (5.20)$$

При этом максимальное значение модуля m_{\max} из условия неподрезания зубьев не должно превышать величину:

$$m_{\max} = \frac{2 a_w}{[17(u + 1)]}, \quad (5.21)$$

а минимальное m_{\min} , из условия прочности при изгибе не должно быть меньше:

$$m_{\min} = \frac{K_m K_F T_1 (u + 1)}{b_2 a_w [\sigma]_F}, \quad (5.22)$$

где $K_m = 3,4 \cdot 10^3$ для прямозубых передач;

K_F – коэффициент нагрузки при расчете зубьев на изгиб; для прирабатывающихся колес принимают равным 1;

T_1 – вращающий момент на шестерне, Нм;

$[\sigma]_F$ – меньшее из значений $[\sigma]_{F_1}$ и $[\sigma]_{F_2}$, Н/мм².

Окончательно принимают стандартную величину модуля по табл. 5.4, отдавая предпочтение значениям из первого ряда.

Таблица 5.4

Стандартные числовые значения модулей, мм
(выборка из ГОСТ 9563–60)

1 ряд	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	6	8
2 ряд	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	7	9

Следует помнить, что для силовых передач величину модуля не следует принимать менее 1,5 мм.

1.9. Определяют число зубьев колес.

Суммарное число зубьев:

$$z_{\Sigma} = 2a_w/m. \quad (5.23)$$

Для точного вписывания зубчатой передачи в межосевое расстояние a_w , определенное в п. 1.6, модуль зубьев колес m в рекомендуемых пределах корректируют по табл. 5.5.

Число зубьев шестерни:

$$z_1 = z_{\Sigma} / (u + 1). \quad (5.24)$$

Число зубьев колеса:

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1. \quad (5.25)$$

1.10. Определяют фактическое передаточное число u_{ϕ} :

$$u_{\phi} = z_2 / z_1. \quad (5.26)$$

Таблица 5.5

Выбор модуля для колес цилиндрического прямозубого редуктора

a_w	m/z_{Σ}	a_w	m/z_{Σ}
90	1,5/120	205	2,5/164
100	2/100	210	2,5/168; 3/140; 3,5/120; 4/105
105	1,5/140; 1,75/120; 2/105	215	2,5/172
110	2/110	220	2,5/176; 2,75/160; 4/140
112	1,75/128; 2/112	224	3,5/128; 4/112
115	2/115	225	2,25/200; 2,5/180; 3/1250; 4,5/100
120	1,5/160; 2/120	230	2,5/184; 4/115
125	2/125; 2,5/100	235	2,5/188
130	2/130; 2,5/104	240	2,5/192; 3/160; 4/120
135	1,5/180; 2/135; 2,25/108	245	2,5/196; 3,5/140
140	1,75/160; 2/140; 2,5/112	250	2,5/200; 4/125; 5/100
145	2/145; 2,5/116	255	3/170; 5/102
150	1,5/200; 2/150; 2,5/120; 3/100	260	4/130; 5/104
155	2/155; 2,5/124	265	5/106
160	2/160; 2,5/128	270	3/180; 4/135; 4,5
165	2/165; 2,5/132; 2,75/120; 3/110	275	5/110; 5,5/100
170	2/170; 2,5/136	280	3,5/160; 4/140; 5/112
175	1,75/200; 2/175; 2,5/140	285	3/190; 5/114
180	2/180; 2,25/160; 2,5/144; 3/120	290	4/145; 5/116
185	2/185; 2,5/148	295	5/118
190	2/190; 2,5/152	300	3/200; 4/150; 5/120; 6/100
195	2/195; 2,5/156; 3/130	310	4/155; 5/124
200	2/200; 2,5/160; 4/100	315	3,5/180; 4,5/140; 5/126; 6/105

Примечание. Жирным шрифтом выделены межосевые расстояния по ГОСТ 2185 – 66 для стандартных редукторов.

Допускается отличие фактического передаточного числа u_{ϕ} от заданного u не более чем на 4 %. В дальнейших расчетах используют значение фактического передаточного числа, принимая $u = u_{\phi}$.

1.11. Рассчитывают основные геометрические размеры передачи (с точностью до 3-го знака после запятой).

Диаметры делительных окружностей шестерни и колеса:

$$d_1 = m z_1; \quad (5.27)$$

$$d_2 = m z_2. \quad (5.28)$$

Диаметры окружностей вершин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2 m; \quad (5.29)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 m. \quad (5.30)$$

Диаметры окружностей впадин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 m; \quad (5.31)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 m. \quad (5.32)$$

Проверяют величину межосевого расстояния:

$$a_w = (d_1 + d_2)/2. \quad (5.33)$$

Рассчитанная по формуле (5.33) величина межосевого расстояния должна быть равна величине межосевого расстояния, принятой в п. 1.6.

1.12. Определяют силы в зацеплении.

Окружная сила, Н:

$$F_t = 2 T_1 / d_1, \quad (5.34)$$

где T_1 – вращающий момент на валу шестерни, Нм;

d_1 – диаметр делительной окружности шестерни, м.

Радиальная сила, Н:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w, \quad (5.35)$$

где α_w – угол зацепления, равный 20° .

2. Проверочный расчет.

Проверочный расчет выполняют на контактную выносливость рабочих поверхностей зубьев колес и на усталостную прочность зубьев при изгибе.

2.1. Проверочный расчет на контактную выносливость.

Расчет сводится к проверке условия прочности по контактным напряжениям: $\sigma_H \leq [\sigma]_H$, где σ_H – действующие контактные напряжения в полюсе зацепления, которые зависят от размеров передачи и нагрузки, а $[\sigma]_H$ – допускаемые контактные напряжения, зависящие от

материала колес, вида термообработки и характера нагружения передачи.

Величину допускаемых контактных напряжений $[\sigma]_H$ находят на стадии проектировочного расчета (см. п. 1.5); это дает возможность определить основные геометрические параметры передачи: межосевое расстояние, модуль, размеры и числа зубьев колес.

Для определения величины действующих напряжений σ_H необходимо иметь расчетную зависимость, связывающую максимальные контактные напряжения с действующей нагрузкой и уже найденными при проектировочном расчете параметрами передачи, с учетом некоторых конструктивных и технологических ограничений, характерных для реальной передачи. В расчете полагают, что контакт двух зубьев аналогичен контакту двух цилиндров с радиусами, равными радиусам кривизны эвольвент зубьев в точке контакта. То есть для расчета используют задачу Герца о контакте цилиндров (рис. 5.3). Максимальные контактные напряжения определяют по формуле Герца:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)} \cdot \frac{1}{\rho_{пр}} \cdot \frac{F_r}{b}}, \quad (5.36)$$

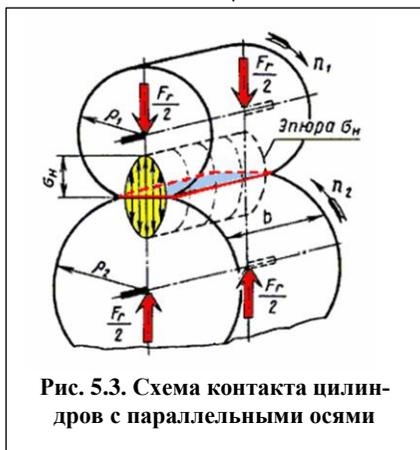


Рис. 5.3. Схема контакта цилиндров с параллельными осями

где F_r – сила, нормальная к площадке контакта, b – длина контактной линии, $\rho_{пр}$ – приведенный радиус кривизны, E_1 , E_2 , ν_1 и ν_2 – соответственно модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов цилиндров.

Выражая параметры, входящие в формулу Герца, через силовые и геометрические параметры передачи, получают зависимость максимальных действующих напряжений в зоне контакта зубьев σ_H от

нагрузки (вращающего момента T_1 и коэффициента нагрузки K_H), геометрических (межосевого расстояния a_w и ширины венца колеса b_2) и кинематических параметров передачи (передаточного числа u):

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma}{a_w} \sqrt{\frac{K_H T_1 (u + 1)^3}{b_2 u}}. \quad (5.37)$$

Особенности контакта реальных сопряженных колес (упругость материалов колес, форму поверхностей зубьев в полюсе зацепления и суммарную длину контактных линий) учитывают коэффициентом Z_σ , который для прямозубых колес принимают $Z_\sigma = 9600$.

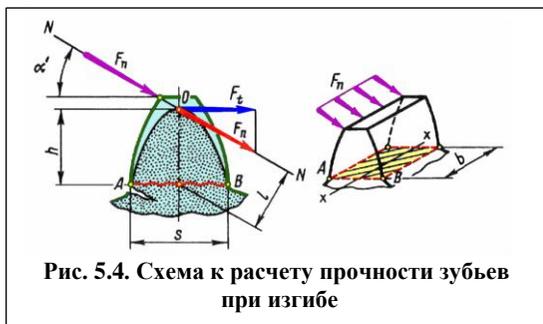
При расчете желательно, чтобы $\sigma_H \approx [\sigma]_H$, так как при $\sigma_H < [\sigma]_H$ завышается масса передачи, а при $\sigma_H > [\sigma]_H$ передача не отработает заданный ресурс. Если расчетное напряжение σ_H меньше допускаемого $[\sigma]_H$ до 15% или σ_H больше $[\sigma]_H$ в пределах 5%, то принятые параметры передачи принимают за окончательные. В противном случае необходим перерасчет.

Проще всего изменить ширину венца колеса b_2 . Если это не дает нужного эффекта, то либо изменяют межосевое расстояние a_w , либо выбирают для изготовления колес другие материалы или другую термообработку и расчет повторяют.

2.2. Проверочный расчет на усталостную прочность при изгибе.

С действием напряжений изгиба связана поломка зубьев. На практике обычно происходят два вида поломки зубьев: в результате действия переменных напряжений в течение длительной эксплуатации передачи и от больших перегрузок. Первый вид поломок предупреждают расчетом зубьев на сопротивление усталости. Он основан на сопоставлении расчетного местного напряжения в зоне максимальной концентрации напряжений σ_F и допускаемого напряжения $[\sigma]_F$ для выбранного материала колес. При этом условии прочности при изгибе будет иметь вид $\sigma_F \leq [\sigma]_F$. Расчетом определяют напряжения σ_F в опасном сечении у ножки зуба отдельно для шестерни и колеса.

В общем случае зуб рассматривают как консольную балку с распределенной нагрузкой по линии контакта зубьев (рис. 5.4). Силами трения и действием сжимающей зуб составляющей силы F_n ввиду их малости пренебрегают. Распределенную нагрузку заменяют силой F_n , направленной по линии зацепления.



При выводе расчетной формулы силу F_n переносят по линии действия до оси зуба и полученную точку O принимают за вершину параболы, которая определяет контур балки равного сопротивле-

ния изгибу.

Расчет ведут для наиболее опасного случая, при котором полная нагрузка приложена к вершине зуба. Это возможно, например, когда в зацеплении находится только одна пара зубьев (однопарное зацепление). Усталостные трещины, вызывающие поломку зуба, возникают у его основания на стороне растянутых волокон (точка A).

При определении нормальных напряжений в опасном сечении используют формулы *сопротивления материалов* с учетом концентрации напряжений, вызванной особой формой зубьев. Плечо изгиба h и толщину зуба s выражают через модуль m с учетом поправочных коэффициентов, учитывающих форму зуба.

Окончательно формула для проверочного расчета прямозубых зубчатых передач по напряжениям изгиба имеет вид:

$$\sigma_F = \frac{K_F F_t}{b m} Y_{Fs} \leq [\sigma]_F, \quad (5.38)$$

где σ_F – действующие напряжения изгиба;

K_F – коэффициент нагрузки при расчете напряжений изгиба;

F_t – окружная сила;

b – ширина венца колеса;

m – модуль;

Y_{Fs} – коэффициент формы зуба, зависящий только от числа зубьев;

$[\sigma]_F$ – допускаемые напряжения изгиба.

Следует понимать, что изменение числа зубьев z приводит к изменению формы зуба. С уменьшением z увеличивается кривизна эвольвентного профиля, а толщина зуба при основании уменьшается. Это приводит к увеличению действующих местных напряжений изгиба σ_F в основании зуба, что и учитывают в расчетной формуле коэффициентом формы зуба Y_{Fs} . Величина Y_{Fs} увеличивается с уменьшением числа зубьев.

Действующие напряжения изгиба в основании ножки зуба колеса определяют по формуле

$$\sigma_{F2} = \frac{K_F F_t}{b_2 m} Y_{Fs2} Y_\beta Y_\varepsilon, \quad (5.39)$$

а для шестерни

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} Y_{Fs1}}{Y_{Fs2}}. \quad (5.40)$$

В формулу (5.39) дополнительно введены: Y_β и Y_ε – коэффициенты, учитывающие угол наклона зубьев и перекрытие зубьев в зацеплении соответственно. Для прямозубых зубчатых колес при $\beta = 0^\circ$

$Y_{\beta} = 1$. При точности изготовления зубчатых колес 8...9 Y_{ϵ} принимают равным 1.

Значения коэффициента Y_{F_s} , учитывающего форму зуба и концентрацию напряжений, в зависимости от числа зубьев z для прямозубых колес, нарезанных без смещения, приведены в табл. 5.6.

Таблица 5.6

Значения коэффициента формы Y_{F_s}								
z	20	25	30	40	60	80	100	200
Y_{F_s}	4,08	3,91	3,80	3,70	3,62	3,60	3,59	3,59

Промежуточные значения Y_{F_s} находят интерполированием.

При соблюдении условий $\sigma_{F1} \leq [\sigma]_{F1}$ и $\sigma_{F2} \leq [\sigma]_{F2}$ усталостная прочность зубьев при изгибе будет обеспечена.

Поломку в результате перегрузки предупреждают специальными мерами по защите элементов привода, например, установкой предохранительных муфт, либо учетом перегрузок при расчете [2].

2.3. Проверяют пригодность заготовок шестерни и колеса.

Чтобы при термообработке были обеспечены принятые ранее для расчета механические характеристики материалов шестерни и колеса, необходимо выполнить условие пригодности их заготовок: $D_{\text{заг}} \leq D_{\text{пр}}$; и $S_{\text{заг}} \leq S_{\text{пр}}$, где $D_{\text{пр}}$ и $S_{\text{пр}}$ – предельные размеры заготовок (см. табл. 5.2 и рис. 5.1), а $D_{\text{заг}}$ и $S_{\text{заг}}$ – размеры заготовок, из которых будут изготовлены колеса.

Заготовки шестерни и колеса должны иметь большие размеры, чем размеры окончательно изготовленных колес на величину припуска на механическую обработку:

для вала-шестерни:

$$D_{\text{заг}} = d_{a1} + 6 \text{ мм}, \quad (5.41)$$

где 6 мм – припуск на механическую обработку наружной поверхности шестерни;

для монолитного колеса без диска:

$$S_{\text{заг}} = b_2 + 4 \text{ мм}, \quad (5.42)$$

где 4 мм – припуск на механическую обработку торцовых поверхностей колеса;

для колеса с диском за толщину сечения заготовки принимают большее из двух значений:

$$S_{\text{заг}} = C_{\text{заг}} = 0,4 b_2 \quad (5.43)$$

и

$$S_{\text{заг}} = 8 m. \quad (5.44)$$

При невыполнении условий пригодности изменяют материал колес или способ термической обработки и расчет повторяют.

После выполнения расчета передачи приступают к проектированию зубчатого колеса тихоходной ступени редуктора.

Краткие методические указания по выполнению задания 2 "Проектирование зубчатого колеса тихоходной ступени"

В зависимости от назначения и размеров зубчатые колеса могут иметь различную конструкцию. При диаметре $d_a \leq 150$ мм колеса изготавливают в форме сплошных дисков со ступицами или без ступиц.

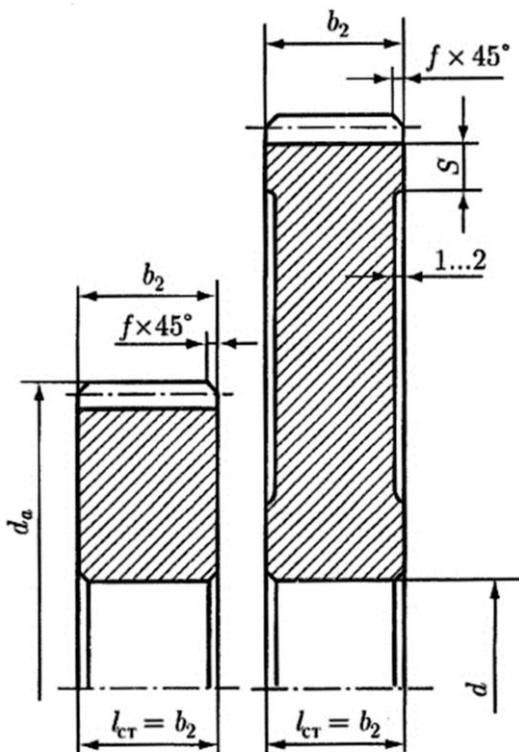


Рис. 5.5. Формы зубчатых колес, изготовленных из круглого проката

Заготовками служит круглый прокат или поковки. Чтобы уменьшить объем точной обработки резанием на дисках колес без ступиц выполняют выточки, глубиной 1...2 мм (рис. 5.5).

Зубчатые колеса диаметром d_a от 150 до 500 мм получают ковкой или штамповкой. Они имеют облегченную конструкцию с диском между ступицей и венцом (рис. 5.6).

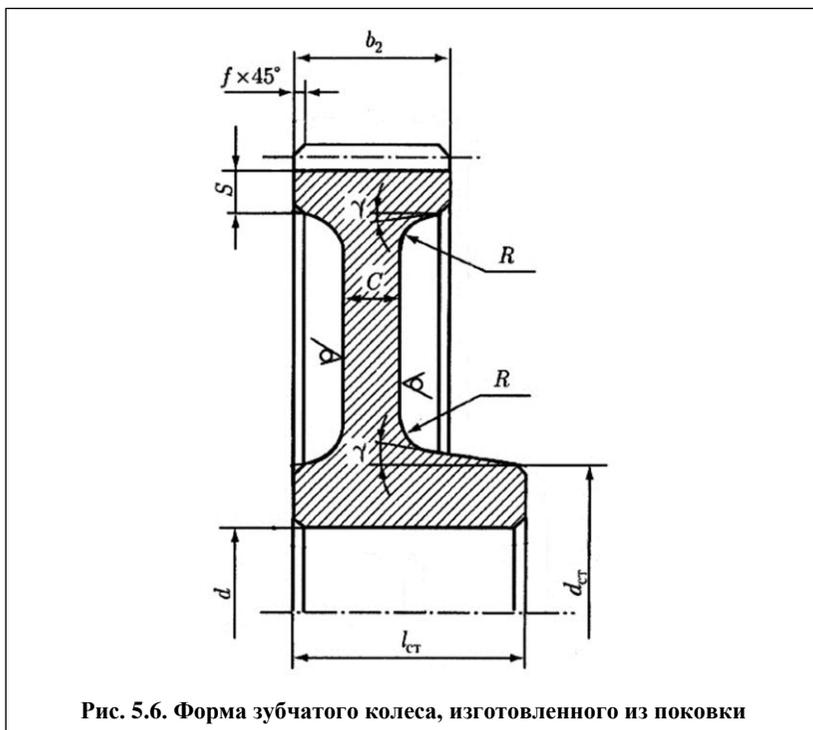


Рис. 5.6. Форма зубчатого колеса, изготовленного из поковки

В одноступенчатых прямозубых редукторах, как правило, применяют зубчатые колеса с симметричной ступицей.

Диаметр вала (отверстия ступицы зубчатого колеса в месте посадки на вал) d , мм ориентировочно рассчитывают по формуле

$$d \cong 0,3 a_w, \quad (5.45)$$

где a_w – межосевое расстояние редуктора, мм.

Полученное значение округляют до ближайшего большего из ряда Ra40.

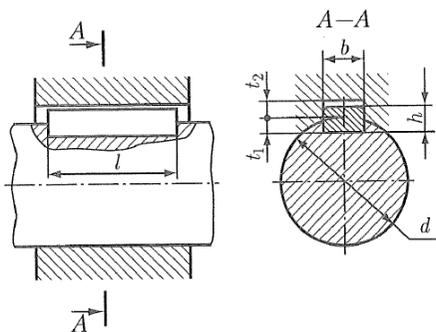
Длину ступицы $l_{ст}$ колеса назначают равной или больше ширины b_2 зубчатого венца. Так как вращающий момент передается

с колеса на вал с помощью призматической шпонки, длину ступицы согласуют с длиной шпонки l , способной передать заданный вращающий момент.

Чтобы найти длину шпонки сначала по ГОСТ 23360–78 определяют размеры сечения шпонки $b \times h$ в зависимости от диаметра вала в месте ее расположения (табл. 5.7).

Таблица 5.7

Шпонки призматические (из ГОСТ 23360–78), мм



Диаметр вала		Сечение шпонки		Фаска у шпонки s	Глубина паза		Длина l
Свыше	До	b	h		вала	ступицы	
12	17	5	5	0,25...0,4	3	2,3	10...56
17	22	6	6		3,5	2,8	14...70
22	30	8	7		4	3,3	18...90
30	38	10	8	0,4...0,6	5	3,3	22...110
38	44	12	8		5	3,3	28...140
44	50	14	9		5,5	3,8	36...160
50	58	16	10		6	4,3	45...180
58	65	18	11	0,6...0,8	7	4,4	50...200
65	75	20	12		7,5	4,9	56...220
75	85	22	14		9	5,4	63...250
85	95	25	14		9	5,4	70...280

Примечание. Длины шпонок выбирают из ряда: 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250.

Затем по величине передаваемого вращающего момента T_2 определяют расчетную длину шпонки l_p принятого сечения $b \times h$ из условия отсутствия смятия:

$$l_p = \frac{T_2}{d(h - t_1)[\sigma]_{\text{см}}}, \quad (5.46)$$

или с учетом фаски на шпонке:

$$l_p = \frac{T_2}{d(0,94h - t_1)[\sigma]_{\text{см}}}, \quad (5.47)$$

где T_2 – вращающий момент на колесе, Н·мм;
 d – диаметр вала (отверстия ступицы колеса) в месте посадки, мм;

h и t_1 – высота шпонки и глубина паза на валу, мм;
 $[\sigma]_{\text{см}}$ – допускаемые напряжения смятия, Н/мм². Для стальных вала и ступицы и неподвижном соединении $[\sigma]_{\text{см}} = 140 \dots 200$ Н/мм².

Если в соединении используют шпонку с плоскими торцами, длину шпонки l принимают равной l_p . При скругленных торцах шпонки $l = l_p + b$.

Окончательно длину шпонки l согласуют со стандартом, выбирая ближайшее большее значение.

Длина ступицы $l_{\text{ст}}$ должна быть на 6 – 8 мм больше длины шпонки l . Если длина ступицы колеса при этом $l_{\text{ст}} > 1,5d$ – шпоночное соединение заменяют на шлицевое или соединение с натягом, изменяя соответственно конструкцию посадочного отверстия ступицы колеса.

При шпоночном соединении вала со ступицей диаметр $d_{\text{ст}}$ назначают в зависимости от материала ступицы: для стали $d_{\text{ст}} = 1,5d$; чугуна $d_{\text{ст}} = 1,6d$; алюминиевых сплавов $d_{\text{ст}} = 1,7d$.

Ширину торцов S зубчатого венца принимают:

$$S = 2,2m + 0,05b_2, \quad (5.48)$$

где m – модуль зацепления, мм.

На торцах зубчатого венца прямозубых зубчатых колес (зубьях и ободе) выполняют фаски f_1 ($0,5 \dots 0,6$) $m \times 45^\circ$, размеры которых округляют до стандартного значения из ряда чисел Ra40.

Фасками притупляют и острые кромки на торцах ступиц. Размеры фасок f_2 зависят от диаметра d посадочного отверстия колеса:

d , мм	20...30	30...40	40...50	50...80	80...120	120...150
f_2 , мм	1	1,2	1,6	2	2,5	3

Заготовки колес, получаемых ковкой или штамповкой, должны иметь штамповочные уклоны $\gamma \cong 7^\circ$ и радиусы закруглений переходных поверхностей $R \cong 5$ мм, облегчающие извлечение заготовок из штампа.

Толщину диска C назначают равной

$$C \cong (0,25 \dots 0,3) b_2. \quad (5.49)$$

РГР 6. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛА ТИХОХОДНОЙ СТУПЕНИ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

Задание

Проверить на сопротивление усталости в опасных сечениях вал тихоходной ступени цилиндрического косозубого редуктора. Конструкция вала приведена на рис. 6.1. При расчетах принять: угол наклона зубьев косозубого колеса $\beta = 12^\circ$; материал вала – сталь 45, $\sigma_B = 890$ МПа, $\sigma_T = 650$ МПа, $\sigma_{-1} = 380$ МПа, $\tau_{-1} = 228$ МПа. Шейки вала обработаны обтачиванием чистовым без последующего упрочнения с шероховатостью поверхности $Ra = 1,6 \dots 3,2$ мкм. Радиусы галтелей на валу $r = 1,5$ мм.

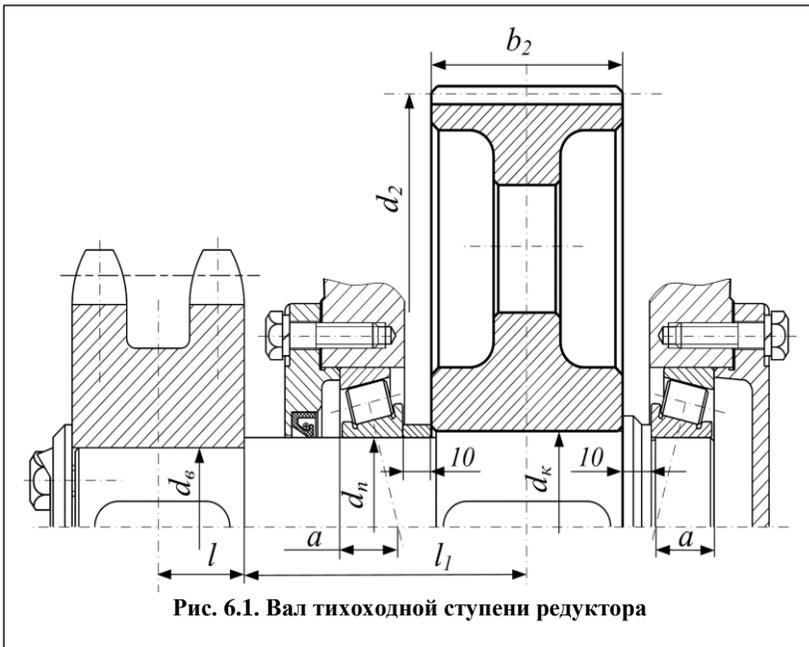


Рис. 6.1. Вал тихоходной ступени редуктора

В табл. 6.1 помещены исходные данные для расчета, где d_2 – диаметр делительной окружности косозубого колеса,

b_2 – ширина зубчатого венца,

F_t – окружная сила в зацеплении,

$F_{ц}$ – сила, действующая на вал со стороны цепной передачи под углом θ к горизонту,

$d_е, d_n$ и d_k – диаметры посадочных поверхностей вала соответственно под звездочкой, подшипниками и колесом,

l и l_1 – длины участков вала.

Подшипники – роликовые конические легкой серии. Нагрузка на вал неререверсивная.

Таблица 6.1

Исходные данные для расчета вала

№ вар.	d_2 , мм	b_2 , мм	F_t , Н	$F_{ц}$, Н	θ , град	$d_е$, мм	d_n , мм	d_k , мм	l , мм	l_1 , мм
1	209,61	40	2640	3200	0	40	45	50	25	90
2	212,17	42	2750	3210	0	40	45	50	25	95
3	214,72	40	2800	3300	35	40	45	50	25	90
4	217,28	42	3000	3320	20	40	45	50	25	95
5	219,83	42	3120	3350	0	40	45	50	25	95
6	222,39	40	3160	3400	45	45	50	55	25	100
7	227,5	45	3200	3420	90	45	50	55	25	105
8	230,6	45	3320	3500	0	45	50	55	25	105
9	232,62	45	3350	3600	45	45	50	55	25	100
10	235,17	47	3400	3700	90	50	55	60	30	115
11	214,75	42	2980	3940	40	40	45	50	25	95
12	217,79	47	3000	3800	0	50	55	60	30	115
13	220,86	42	3120	3850	45	40	45	50	25	90
14	223,93	42	3150	3900	90	40	45	50	25	95
15	226,99	40	3200	3930	30	45	50	55	25	105
16	230,06	42	3350	3950	40	45	50	55	25	105
17	233,12	42	3370	4000	0	45	50	55	25	110
18	236,2	47	3400	3600	45	50	55	60	30	110
19	239,26	46	3500	4100	90	50	55	60	30	115
20	204,50	40	2620	3000	0	40	45	50	25	90
21	255,58	50	3550	4000	45	50	55	60	30	110
22	245,28	48	3500	3850	30	50	55	60	30	115
23	224,84	42	3250	3800	45	45	50	55	25	100
24	183,96	40	2500	2550	0	40	45	50	25	90
25	281,05	50	4000	3500	45	50	55	60	35	115

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РГР 6

Перед выполнением РГР изучают [1, с. 320 – 333].

Ниже приведены примеры формы представления исходных данных для РГР 6 и краткие методические указания по ее выполнению.

Вначале указывают номер РГР, и номер выполняемого варианта.

Пример

РГР 6. Вариант X

Затем полностью приводят текст задания.

Пример

Проверить на сопротивление усталости в опасных сечениях вал тихоходной ступени цилиндрического косозубого редуктора. Конструкция вала приведена на рис. 1. При расчетах принять: угол наклона зубьев косозубого колеса $\beta = 12^\circ$; материал вала - сталь 45, $\sigma_B = 890$ МПа, $\sigma_T = 650$ МПа, $\sigma_{-1} = 380$ МПа, $\tau_{-1} = 228$ МПа. Шейки вала обработаны обтачиванием чистовым без последующего упрочнения с шероховатостью поверхности $Ra = 1,6...3,2$ мкм. Радиусы галтелей на валу $r = 1,5$ мм.

После текста задания приводят таблицу с исходными данными для выполняемого варианта X.

Пример

Таблица исходных данных. Вариант X.

№ вар.	$d_2,$ мм	$b_2,$ мм	$F_t,$ Н	$F_{ц},$ Н	$\theta,$ град	$d_g,$ мм	$d_n,$ мм	$d_k,$ мм	$l,$ мм	$l_1,$ мм
X	209,61	40	2640	3200	0	40	45	50	25	90

Далее приводят эскиз вала тихоходной ступени редуктора из задания (рис. 6.1), с размерами из таблицы исходных данных и его расчет.

Краткие методические указания по проверочному расчету вала

Перед выполнением РГР изучают [1, с. 320 – 333].

Проверочный расчет вала выполняют по его *расчетной схеме* [3, с. 306; 4, с. 135]. При этом вал рассматривают как прямой брус, лежащий

на жестких шарнирных опорах, одна из которых подвижная. Подвижной обычно считают опору, расположенную со стороны проходной (с отверстием под вал) крышки подшипника.

Нагрузки, передаваемые валу со стороны насаженных на него деталей, полагают сосредоточенными и приложенными в середине ступицы. Силы трения в подшипниках не учитывают; силами тяжести вала и расположенных на нем деталей, а также силами, растягивающими или сжимающими вал вдоль его оси, пренебрегают.

В конических роликовых подшипниках, использованных в данной конструкции, радиальные реакции считают приложенными к валу в точке пересечения нормали к середине площадки контакта ролика с внутренним кольцом с осевой линией вала (рис. 6.1). Расстояние a от этой точки до опорного торца наружного кольца для однорядных роликовых конических подшипников вычисляют по формуле

$$a = \frac{T}{2} + \frac{(d + D) \cdot e}{6}, \quad (6.1)$$

где T – ширина подшипника; d – диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника; D – наружный диаметр подшипника, e – параметр осевого нагружения.

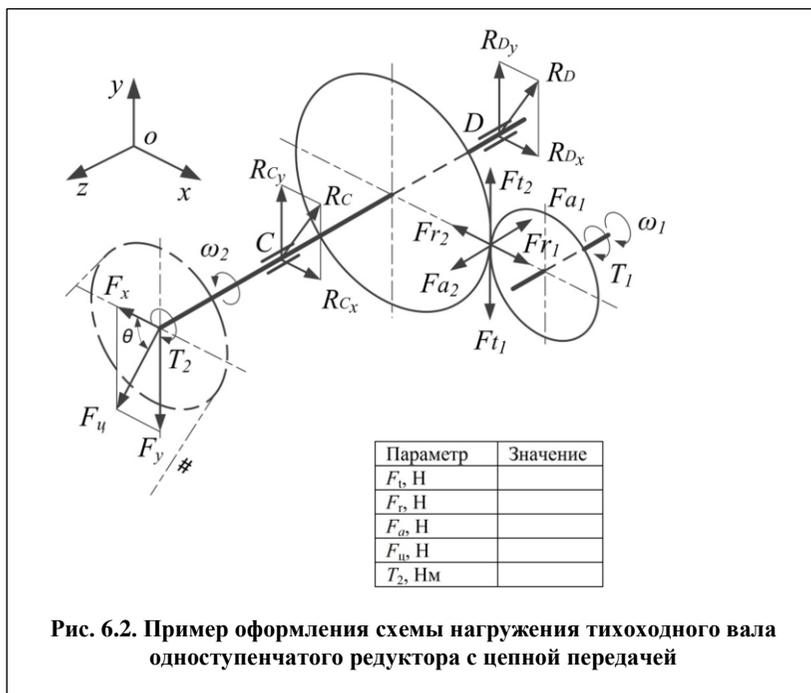
Для правильного построения *расчетной схемы* вала сначала вычерчивают *силовую схему* нагружения вала. По силовой схеме определяют направление сил в зацеплении редукторной пары, консольных сил со стороны цепной передачи, реакций в опорах, а также направление вращающего момента T_2 и угловой скорости ω_2 вала.

Силовую схему выполняют в изометрии на чертежной или миллиметровой бумаге формата А4 карандашом. В левом верхнем углу схемы располагают координатную систему осей x , y , z , необходимую для правильного расположения сил в пространстве. Под схемой располагают таблицу параметров нагружения вала, выполненную по нижеприведенной форме.

Параметр	Значение
F_b , Н	
F_g , Н	
F_a , Н	
$F_{ц}$, Н	
T_2 , Нм	

При построении силовой схемы геометрическую ось вала принимают направленной вдоль координатной оси z .

Пример оформления силовой схемы нагружения тихоходного вала цилиндрического одноступенчатого косозубого редуктора приведен на рис. 6.2.



Расчет на сопротивление усталости заключается в определении расчетных коэффициентов запаса прочности s в опасных сечениях, предварительно намеченных в соответствии с эпюрами моментов и концентраторами напряжений (шпоночными пазами, галтелями, посадками с натягом и др.). Так как вал при работе испытывает изгиб и кручение, коэффициенты запаса прочности в опасных сечениях – s_σ и s_τ определяют по нормальным и касательным напряжениям соответственно. При этом принимают, что напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, а напряжения кручения – по отнулевому.

Расчетный коэффициент запаса прочности вала определяют по формуле

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \quad (6.2)$$

Условие прочности вала – $s > [s]$, где $[s] = 1,5 \dots 2,5$ – минимально допустимое значение коэффициента запаса прочности.

Если в результате расчета получают $s < [s]$, изменяют конструкцию вала или применяют упрочняющую обработку.

Подробные примеры расчета валов на сопротивление усталости приведены в [1, с. 328; 2, с. 188–196; 3, с. 311–317; 4, с. 105–108, 267–273].

РГР 7. ИЗУЧЕНИЕ КЛАССИФИКАЦИИ, НАЗНАЧЕНИЯ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ. ИЗОБРАЖЕНИЕ ВНУТРЕННЕЙ КОНСТРУКЦИИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНОГО РЕСУРСА

В расчетно-графической работе 7 предусмотрено выполнение двух заданий. Первое задание – "Изучить классификацию, назначение и условные обозначения подшипников качения. Вычертить внутреннюю конструкцию подшипников качения". Второе задание – "Определить скорректированный расчетный ресурс подшипника качения при заданной надежности".

Задание 1.

Изучить классификацию, назначение и условные обозначения подшипников качения. Вычертить внутреннюю конструкцию подшипников качения.

Исходные данные для выполнения задания 1 приведены в таблице 7.1.

Таблица 7.1

Исходные данные к заданию 1	
№ варианта	Условные обозначения подшипников
1.	307, 36210, 2211, 7208, 1307, 8210H
2.	6-210, 46209, 2210, 7308, 1310, 8309H
3.	310, 36207, 2209, 7210, 1308, 8207H
4.	5-208, 46211, 2307, 7310, 1309, 8307H
5.	211, 36210, 2208, 7309, 1207, 8308H
6.	6-212, 46208, 2310, 7211, 1208, 8208H
7.	309, 36308, 2210, 7208, 1210, 8309H
8.	206, 46207, 2208, 7307, 1209, 8209H
9.	210, 36209, 2307, 7310, 1307, 8210H
10.	5-207, 46309, 12210, 7209, 1310, 8310H
11.	6-308, 36210, 32209, 7307, 1210, 8311H
12.	5-310, 46204, 32307, 7208, 1209, 8211H
13.	307, 36207, 2210, 7308, 1307, 8207H

Продолжение табл. 7.1

№ варианта	Условные обозначения подшипников
14.	307, 5-36307, 32308, 7210, 1308, 8307H
15.	6-305, 36209, 5-2207, 7310, 1207, 8308H
16.	308, 46308, 32208, 7211, 1309, 8208H
17.	206, 46210, 6-2309, 7310, 1210, 8209H
18.	5-210, 5-36203, 42210, 7308, 6-1208, 8309H
19.	208, 36308, 5-2308, 7209, 1307, 8310H
20.	6-306, 36211, 32210A, 7310A, 1211, 8210H
21.	209, 46208, 32211A, 7210A, 1308, 8207H
22.	210, 36208, 2306, 7209A, 1209, 8209H
23.	307, 36209, 2307, 7309, 1207, 8311H
24.	5-308, 46309, 2308, 7308, 1208, 8211H
25.	309, 36207, 2309, 7208A, 1307, 8307H

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЗАДАНИЯ 1 РГР 7

Ниже приведены примеры формы представления исходных данных для задания 1 РГР 7 и краткие методические указания по его выполнению.

Вначале указывают номер РГР, номер выполняемого задания, его название и номер варианта.

Пример

РГР 7. Задание 1. Вариант X

Затем полностью приводят текст задания.

Пример

Изучить классификацию, назначение и условные обозначения подшипников качения. Вычертить внутреннюю конструкцию подшипников качения.

После текста задания приводят таблицу с исходными данными для выполняемого варианта X.

Пример

Таблица исходных данных

<i>№ варианта</i>	<i>Условные обозначения подшипников</i>
<i>X</i>	<i>5-207, 36309, 2207, 7310, 1310, 8309H</i>

Краткие методические указания по выполнению задания 1 РГР 7

Для выполнения этого задания необходимо изучить [1, с. 345 – 349].

Рекомендуемая последовательность выполнения задания

1. Используя рекомендованную литературу и конспект лекций классифицировать каждый подшипник, указанный в выбранном варианте задания, по основным признакам:

- а) форме тел качения,
- б) направлению действия воспринимаемой нагрузки относительно оси вала,
- в) числу рядов тел качения,
- г) основному конструктивному признаку (самоустанавливающиеся, самоустанавливающиеся),
- д) соотношению габаритных размеров (серия),
- е) классу точности.

Пример

Подшипник 5-207.

Классификация.

Шариковый, радиальный, однорядный, самоустанавливающийся, легкой серии, 5 – го (высокого) класса точности.

2. Привести общие характеристики (назначение) каждого подшипника.

Пример

Назначение.

Предназначен для восприятия радиальной нагрузки и осевой, действующей в обоих направлениях.

3. Указать каталожные значения базовых динамической C_r и статической C_{0r} грузоподъемностей для каждого подшипника.

Пример

Грузоподъемность.

Динамическая грузоподъемность $C_r = 26,2$ кН.

Статическая грузоподъемность $C_{0r} = 17,9$ кН.

И т.д. для всех подшипников выбранного варианта.

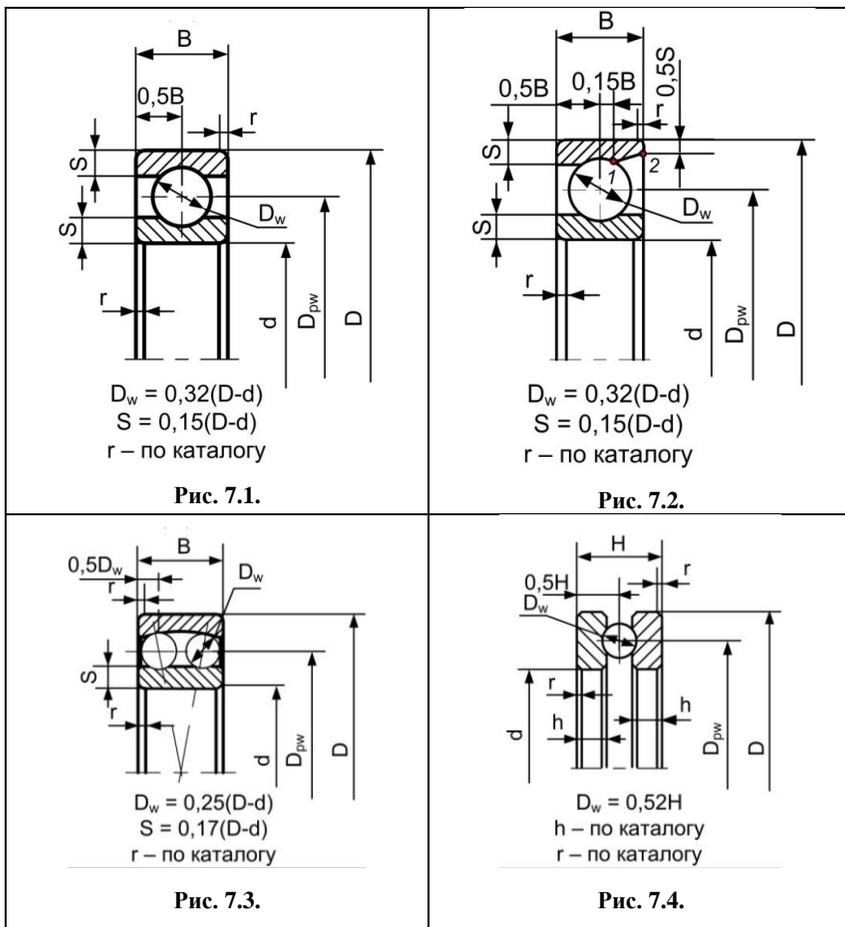
4. Вычертить внутреннюю конструкцию подшипников, указанных в выбранном варианте задания 1.

Методические указания по изображению внутренней конструкции подшипников качения

Для изображения стандартных подшипников качения по габаритным размерам d , D , B наносят тонкими линиями внешний контур подшипника. Затем откладывают диаметр $D_{pw} = 0,5(D+d)$, проходящий через центры тел качения (рис. 7.1 – 7.6).

Радиально – упорные шарикоподшипники (рис. 7.2) имеют на наружном кольце только один борт. Вторым бортом срезан. Для вычерчивания наружного кольца со стороны срезанной части проводят вспомогательную вертикальную линию до пересечения с окружностью шарика в точке 1. Соединяют точки 1 и 2.

В подшипниках шариковых радиальных двухрядных сферических (рис. 7.3) тела качения изображают так, чтобы они касались боковых линий внешнего контура. Сферическую поверхность на наружном кольце изображают дугой окружности, с центром на оси отверстия подшипника.



Для построения чертежа конических роликоподшипников (рис. 20) на контур подшипника наносят вспомогательную вертикальную линию, делящую монтажную высоту подшипника T пополам. Отрезок a делят точками 1,2 и 3 на четыре равные части. Из точки 3 под углом 15° проводят образующую конуса до ее пересечения с осью вращения подшипника в точке O . Из этой точки проводят линии $O1$ и $O2$. Затем из точки m , полученной пересечением линии $O1$ с торцом наружного кольца km , проводят линию mf перпендикулярно образующей $O2$. Отложив отрезок de , равный fk , проводят параллельно mf ли-

нию, оформляющую малый торец ролика. Для получения диаметра d_2 борта внутреннего кольца находят точку l , которая делит радиус большого торца ролика пополам.

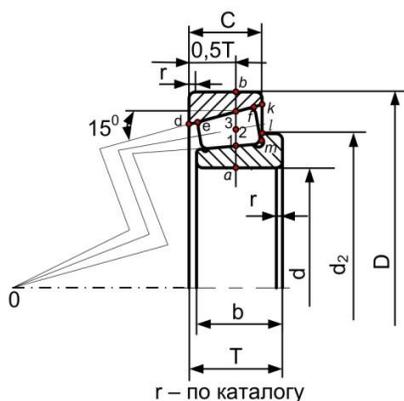


Рис. 7.5.

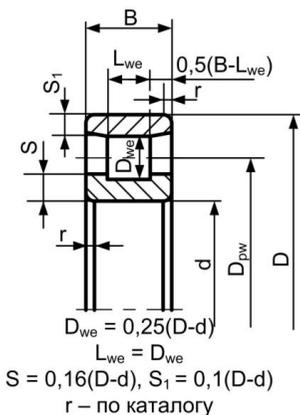


Рис. 7.6.

На дорожках качения колец роликовых подшипников с бортами (рис. 7.5 и 7.6) изображают канавки, обеспечивающие прилегание торцевой поверхности ролика к поверхности борта.

Роликовые подшипники с короткими цилиндрическими роликами типов 32000 (с двумя бортами на наружном кольце), 42000 (с одним бортом на внутреннем и двумя на наружном) и 12000 (с двумя бортами на внутреннем кольце и одним на наружном) изображают аналогично типу 2000 (рис. 7.6) с учетом их конструктивных особенностей.

Сепараторы на чертежах подшипников не показывают.

Все чертежи располагают на одном листе формата А3. На чертежах подшипников проставляют численные величины основных размеров d , D и B (для роликовых конических дополнительно – T , C и b) и указывают условные обозначения подшипников в соответствии с выданным заданием.

Пример оформления листа с изображениями внутренней конструкции подшипников показан на рис. 7.7.

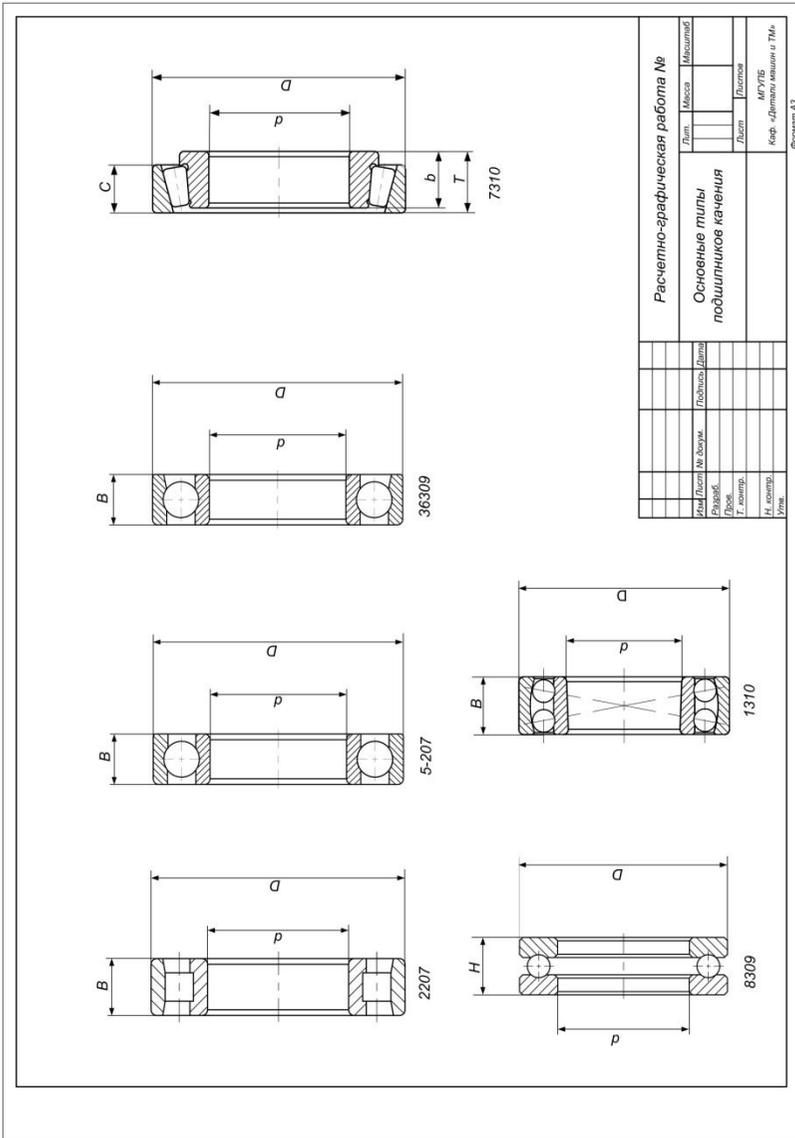


Рис. 7.7. Пример изображения внутренней конструкции подшипников

Задание 2.

Определить скорректированный расчетный ресурс подшипника качения при заданной надежности.

Исходные данные к заданию 2 приведены в таблице 7.2.

Таблица 7.2

Данные для расчета ресурса подшипников

№ вар.	Тип подшипника	Радиальная нагрузка F_r , Н	Осевая нагрузка F_a , Н	Частота вращения n , об/мин	Надежность P , %	Характеристика нагружения	Температура эксплуатации, °С	Типовой режим нагружения
1	313	4000	2400	1000	90	Умерен. толчки, перегрузка до 150%	< 100	0
2	209	3500	320	150	90	Умерен. толчки, перегрузка до 150%	70	I
3	110	1550	500	850	95	Спокойная	50	II
4	307	3000	1000	500	90	Значит. толчки, перегрузка до 250%	90	III
5	7205	4500	4000	650	90	Спокойная	80	IV
6	210	3285	1200	200	95	Сильные удары, кратковр. перегрузка до 300%	< 100	V
7	7208	1860	600	950	90	Легкие толчки, перегрузка до 125%	75	0
8	7208	5000	1600	950	90	Спокойная	125	I
9	7211	6500	3000	300	90	Значит. толчки, перегрузка до 250%	95	II
10	7211	6500	3000	300	90	Значит. толчки, перегрузка до 250%	95	III
11	308	2060	830	2850	95	Умерен. толчки, перегрузка до 150%	< 100	IV
12	312	8200	850	200	90	Спокойная	150	V
13	36308	500	300	1440	95	Спокойная	90	0
14	36309	1050	3500	1440	95	Спокойная	75	I
15	205	3000	1200	950	90	Спокойная	125	II
16	205	3000	0	950	90	Спокойная	< 100	III

Продолжение табл. 7.2

№ вар.	Тип подшипника	Радиальная нагрузка F_r , Н	Осевая нагрузка F_a , Н	Частота вращения n , об/мин	Надежность P , %	Характеристика нагружения	Температура эксплуатации, °С	Типовой режим нагружения
17	209	3800	1300	1440	95	Легкие толчки, перегрузка до 125%	85	IV
18	306	3200	1550	950	95	Легкие толчки, перегрузка до 125%	55	V
19	207	4100	0	1440	95	Легкие толчки, перегрузка до 125%	125	I
20	312	4000	2000	750	90	Умерен. толчки, перегрузка до 150%	< 100	0
21	208	2500	320	150	90	Умерен. толчки, перегрузка до 150%	70	I
22	310	3800	500	850	95	Спокойная	50	II
23	307	3100	1000	500	90	Значит. толчки, перегрузка до 250%	90	III
24	7205	4600	4100	650	90	Спокойная	80	IV
25	210	3385	1000	200	95	Сильные удары, кратковр. перегрузка до 300%	< 100	V

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЗАДАНИЯ 2 РГР 7

Ниже приведены примеры формы представления исходных данных для задания 2 РГР 7 и краткие методические указания по его выполнению.

Вначале указывают номер РГР, номер задания и номер выполняемого варианта.

Пример

РГР 7. Задание 2. Вариант X

Затем полностью приводят текст задания.

Пример

Определить скорректированный расчетный ресурс подшипника качения в часах при заданной надежности.

После текста задания приводят таблицу с исходными данными для выполняемого варианта X.

Пример

Таблица исходных данных

№ вар.	Тип подшипника	Радиальная нагрузка $F_r, Н$	Осевая нагрузка $F_a, Н$	Частота вращения $n, об/мин$	Надежность $P, \%$	Характеристика нагружения	Температура эксплуатации, °С	Типовой режим нагружения
X	312	8200	850	200	90	Спокойная	150	V

Краткие методические указания по определению расчетного ресурса подшипников качения

Для выполнения этого задания необходимо изучить [1, с. 353–361; 3, с. 304–307; 4, с. 140–150].

При выполнении задания определяют скорректированный расчетный ресурс подшипников L_{sah} в часах при заданной надежности по формуле

$$L_{sah} = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}, \quad (7.1)$$

где a_1 – коэффициент надежности;

a_{23} – коэффициент, учитывающий совместное влияние на долговечность особых свойств металла колец и тел качения, условий эксплуатации и смазки;

C_r – базовая динамическая радиальная расчетная грузоподъемность, Н;

P_r – эквивалентная динамическая нагрузка (для радиальных и радиально-упорных подшипников), Н;

p – показатель степени;

n – частота вращения кольца, об/мин.

Рекомендуемая последовательность выполнения задания

1. Рассчитывают эквивалентные силы R_r и R_a :

$$R_r = K_E F_r; \quad (7.2)$$

$$R_a = K_E F_a, \quad (7.3)$$

где F_r и F_a – радиальная и осевая силы, действующие на подшипник;

K_E – коэффициент эквивалентности.

Предварительно, в соответствии с заданным типовым режимом нагружения, по табл. 7.3 находят величину коэффициента эквивалентности K_E .

Таблица 7.3

Значения коэффициентов эквивалентности K_E
для типовых режимов нагружения подшипников

Режим работы	0	I	II	III	IV	V
Коэффициент K_E	1	0,8	0,63	0,56	0,5	0,4

2. Определяют по каталогу для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников с углом контакта $\alpha < 18^0$ базовую динамическую радиальную расчетную грузоподъемность C_r и базовую статическую радиальную расчетную грузоподъемность C_{0r} , вычисляют

отношение $\frac{R_a}{C_{0r}}$ и по каталогу, ГОСТ18855–94 [7] или таблицам, приведенным в учебной литературе, например [1, с. 357, табл. 29.3] принимают значение e – параметра осевого нагружения. Для роликовых конических подшипников по каталогу находят значения C_r , e и коэффициента осевой нагрузки Y .

3. Вычисляют отношение $\frac{R_a}{R_r}$ и сравнивают его значение с величиной e . Если $\frac{R_a}{R_r} \leq e$, то принимают для всех подшипников, кроме сферических $X = 1$, $Y = 0$, а для сферических $X = 1$, а Y – по каталогу; при $\frac{R_a}{R_r} > e$ для шариковых подшипников значения X и Y принимают по таблицам ГОСТ18855–94 или [1, с. 357, табл. 29.3]; а для

конических роликовых подшипников принимают $X = 0,4$ и Y – по каталогу (определено ранее в п. 2).

4. В соответствии с условиями работы и типом подшипника определяют коэффициенты:

K_B – динамический коэффициент, учитывающий влияние эксплуатационных перегрузок на долговечность подшипника (табл. 7.4);

K_T – коэффициент, учитывающий влияние эксплуатационной температуры на долговечность подшипника (табл. 7.5);

a_1 – коэффициент надежности. При определении ресурса, соответствующего 90%-ной надежности подшипника, принимают $a_1 = 1$; при 95% - ной надежности $a_1 = 0,62$;

a_{23} – коэффициент, учитывающий совместное влияние на долговечность особых свойств металла колец и тел качения, условий эксплуатации и смазки. Принимают для шариковых подшипников (кроме двухрядных сферических) $a_{23} = 0,7...0,8$; для роликовых конических $a_{23} = 0,6...0,7$;

p – показатель степени: для шариковых подшипников $p = 3$; для роликовых $p = 3,33$.

Таблица 7.4

Значения динамического коэффициента K_B , учитывающего влияние условия эксплуатации на долговечность подшипников

Характеристика нагружения	K_B
Спокойная нагрузка без толчков	1
Легкие толчки; кратковременные перегрузки до 125 %	1 – 1,2
Умеренные толчки; кратковременные перегрузки до 150 %	1,3 – 1,5
Значительные толчки; кратковременные перегрузки до 200 %	1,8 – 2,5
Сильные удары; кратковременные перегрузки до 300 %	2,5 – 3

Таблица 7.5

Значения коэффициента K_T , учитывающего влияние температуры эксплуатации на долговечность подшипников

$t, ^\circ C$	≤ 100	125	150	175	200	250
K_T	1	1,05	1,10	1,15	1,25	1,4

1. Вычисляют динамическую эквивалентную радиальную нагрузку:

$$P_r = (XR_r + YR_a) \cdot K_B \cdot K_T. \quad (7.4)$$

6. Определяют скорректированный расчетный ресурс L_{sah} в часах. Вместо индекса s в обозначении ресурса указывают цифру $s = 100 - P$, где P – надежность при определении ресурса. Например, при 90%-ной надежности записывают L_{10ah} , а при 95%-ной – L_{5ah} .

Библиографический список

1. Куклин Н.Г. Детали машин: учебник / Н.Г. Куклин, [и др.] – 8-е изд., перераб. и доп. - М.: Высш. школа, 2008. - 406 с.

2. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов. / П.Ф.Дунаев, О.П.Леликов – 11-е-изд. стер. - М. : Издательский центр "Академия" 2008. – 496 с.

3. Чернавский С.А. Курсовое проектирование деталей машин: учебное пособие / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин [и др.]. – М.: ООО ТИД "Альянс", 2005.

4. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие. / А.Е. Шейнблит. Изд. 2-е., перераб. и доп. – Калининград: Янтар. сказ, 2008 - 455 с.

5. Ильичев В.А. Детали машин. Детали машин и основы конструирования. Методические указания по выполнению лабораторных работ для студентов очной формы обучения по специальностям 260301, 260302, 260303, 240502, 261201, 260501, 260505, 240901, 240902, 200503, 260601, 260602, 220401, 140504, 190603 и направлений подготовки уровня бакалавриата 260100, 150400 и 140500. / В.А. Ильичев, Б.Л. Каневский, Л.И. Маркус. Ч. 1. – М.: МГУПБ. 2010.

6. Орлов П.Н. Краткий справочник металлиста / П.Н. Орлов, Е.А. Скороходов, А.Д. Агеев [и др.]; под общ. ред. П.Н. Орлова, Е.А. Скорохова.– 4-е изд., перераб. и доп. - М. : Машиностроение, 2005. – 960 с.

7. ГОСТ 18855–94. Подшипники качения. Динамическая расчетная грузоподъемность и расчетный ресурс (долговечность) Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации. Минск. ИПК Издательство стандартов. Москва. 1996.

Приложение 1

*Таблица выбора номеров вариантов заданий
к расчетно-графическим работам 1, 2, 3, 5, 6, 7*

Первая буква фамилии студента	Последняя цифра шифра									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
	Номер варианта задания									
А	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Б	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
В	21	22	23	24	25	1	2	3	4	5
Г	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Д	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
Е	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ж	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
З	21	22	23	24	25	1	2	3	4	5
И	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
К	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
Л	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
М	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Н	21	22	23	24	25	1	2	3	4	5
О	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
П	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
Р	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
С	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Т	21	22	23	24	25	1	2	3	4	5
У	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Ф	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
Х	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ц	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Ч	21	22	23	24	25	1	2	3	4	5
Ш	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Щ	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
Э	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ю	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Я	21	22	23	24	25	1	2	3	4	5

Приложение 2

*Таблица выбора вариантов заданий
к расчетно-графической работе 4*

Первая буква фамилии	Последняя цифра шифра									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
	Номер задания/варианта									
А	1/1	1/2	1/3	1/4	1/5	1/6	1/7	1/8	1/9	1/10
Б	2/10	2/9	2/8	2/7	2/6	2/5	2/4	2/3	2/2	2/1
В	3/1	3/2	3/3	3/4	3/5	3/6	3/7	3/8	3/9	3/10
Г	4/10	4/9	4/8	4/7	4/6	4/5	4/4	4/3	4/2	4/1
Д	1/1	1/2	1/3	1/4	1/5	1/6	1/7	1/8	1/9	1/10
Е	2/10	2/9	2/8	2/7	2/6	2/5	2/4	2/3	2/2	2/1
Ж	3/1	3/2	3/3	3/4	3/5	3/6	3/7	3/8	3/9	3/10
З	4/10	4/9	4/8	4/7	4/6	4/5	4/4	4/3	4/2	4/1
И	1/1	1/2	1/3	1/4	1/5	1/6	1/7	1/8	1/9	1/10
К	2/10	2/9	2/8	2/7	2/6	2/5	2/4	2/3	2/2	2/1
Л	3/1	3/2	3/3	3/4	3/5	3/6	3/7	3/8	3/9	3/10
М	4/10	4/9	4/8	4/7	4/6	4/5	4/4	4/3	4/2	4/1
Н	1/1	1/2	1/3	1/4	1/5	1/6	1/7	1/8	1/9	1/10
О	2/10	2/9	2/8	2/7	2/6	2/5	2/4	2/3	2/2	2/1
П	3/1	3/2	3/3	3/4	3/5	3/6	3/7	3/8	3/9	3/10
Р	4/10	4/9	4/8	4/7	4/6	4/5	4/4	4/3	4/2	4/1
С	1/1	1/2	1/3	1/4	1/5	1/6	1/7	1/8	1/9	1/10
Т	2/10	2/9	2/8	2/7	2/6	2/5	2/4	2/3	2/2	2/1
У	3/1	3/2	3/3	3/4	3/5	3/6	3/7	3/8	3/9	3/10
Ф	4/10	4/9	4/8	4/7	4/6	4/5	4/4	4/3	4/2	4/1
Х	1/1	1/2	1/3	1/4	1/5	1/6	1/7	1/8	1/9	1/10
Ц	2/10	2/9	2/8	2/7	2/6	2/5	2/4	2/3	2/2	2/1
Ч	3/1	3/2	3/3	3/4	3/5	3/6	3/7	3/8	3/9	3/10
Ш	4/10	4/9	4/8	4/7	4/6	4/5	4/4	4/3	4/2	4/1
Щ	1/1	1/2	1/3	1/4	1/5	1/6	1/7	1/8	1/9	1/10
Э	2/10	2/9	2/8	2/7	2/6	2/5	2/4	2/3	2/2	2/1
Ю	3/1	3/2	3/3	3/4	3/5	3/6	3/7	3/8	3/9	3/10
Я	4/10	4/9	4/8	4/7	4/6	4/5	4/4	4/3	4/2	4/1

Приложение 3

Образец титульного листа к расчетно-графическим и др. видам работ

МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ПРИКЛАДНОЙ БИОТЕХНОЛОГИИ

Кафедра "Детали машин и теория механизмов"

Вид работы и ее номер (лабораторная, расчетно-графическая, контрольная)

Название работы

(Фамилия, имя, отчество студента)

(Подпись студента)

(Факультет)

(Курс, группа)

(Фамилия, имя, отчество преподавателя)

(Подпись преподавателя)

(Оценка)

(Дата приема)

Москва 20_____