



Министерство образования Республики Беларусь
Филиал учреждения образования «Брестский
государственный технический университет»
Политехнический колледж

УТВЕРЖДАЮ

Зам. директора по учебной работе

С.В. Маркина

«__» __ 2024

ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА
(часть 2)

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

для выполнения домашних контрольных работ
для учащихся специальности

5-04-0714-01 «Технологическое обеспечение машиностроительного
производства»

заочная

(форма обучения)

Разработал: А.С. Кирилюк, преподаватель филиала учреждения образования «Брестский государственный технический университет» Политехнический колледж

Методические указания разработаны на основании учебной программы, утвержденной первым проректором 12.07.2023.

Методические указания обсуждены и рекомендованы к использованию на заседании цикловой комиссии машиностроительных предметов.

_____ 20__ Протокол № ____

Председатель цикловой комиссии _____ Е.А. Василевская

СОДЕРЖАНИЕ

1. Введение.....	4
2. Общие методические указания по изучению учебного предмета.....	5
3. Методические указания по выполнению.....	6
4. Варианты заданий для домашней контрольной работы № 2.....	7
5. Задачи для домашней контрольной работы № 2.....	51
6. Список использованных источников.....	83
7. Показатели оценки домашней контрольной работы.....	84
Приложения.....	96

1.ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время в машиностроении начали более широко применять ременные передачи: узкими клиновыми ремнями; поликлиновым ремнем и зубчатым ремнем. Однако расчет указанных передач, а также расчет ременных передач клиновыми ремнями нормальных сечений по ГОСТ 1284.3–80 пока не получил широкого освещения в имеющейся литературе по деталям машин для колледжей, поэтому ниже даны типовые примеры расчета с краткими методическими рекомендациями и справочными таблицами. Кроме того, дан пример расчета (подбора) подшипников качения и пример проверочного расчета ведомого вала редуктора с учетом возможности восприятия радиальной консольной нагрузки в соответствии с ГОСТ 16162–78 на редукторы общего назначения. Эти вопросы также пока не имеют должного освещения в литературе по деталям машин.

При выполнении проверочного расчета ведомого вала редуктора и в методических указаниях к выполнению контрольной работы 2 приняты термины, определения и обозначения по ГОСТ 23207–78 «Сопротивление усталости».

2.ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ИЗУЧЕНИЮ УЧЕБНОГО ПРЕДМЕТА

Основной формой изучения учебного предмета является самостоятельная работа учащихся над учебниками и учебными пособиями. Учебным планом предусмотрены установочные и обзорные занятия. Установочные занятия проводятся перед изучением учебного предмета с целью ознакомления учащихся с её содержанием и методикой его дальнейшего изучения. Обзорные занятия проводятся в период лабораторно-экзаменационной сессии после самостоятельного изучения учащимися учебного предмета, с целью помочь систематизировать знания, полученные в процессе изучения, и ответить на возникшие при этом вопросы. Кроме того, по основным разделам курса учащийся может получить консультацию по всем вопросам теории и практики решения задач.

Изучить каждую тему рекомендуется в такой последовательности. На первом этапе внимательно и вдумчиво прочитать в учебной литературе содержание всей темы, обратив особое внимание на общий подход к изучаемому вопросу. На втором этапе материал должен быть изучен во всех подробностях.

Программой предусмотрено выполнение учащимися практических работ.

3 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ

При оформлении контрольной работы следует придерживаться следующих требований:

1. Контрольная работа выполняется по варианту, соответствующему двум последним цифрам книжки успеваемости.

2. Контрольную работу нужно выполнять строго в соответствии с вариантом учащегося. В противном случае она не зачитывается и возвращается для переделки в соответствии с данным требованием.

3. Контрольную работу в соответствии со стандартом предприятия необходимо выполнять, на стандартных листах А4 (210х297 мм)

4. Титульный лист выполнять в соответствии с Приложением А.

5. На последней странице указывается полное наименование и год издания методического пособия, из которого взято задание.

6. Работу выполнять четко и аккуратно. Содержание вопросов задач указывать обязательно.

7. Текст печатается через один интервал, размер шрифта 14, при числе страниц более 500 допускается размер шрифта 12.

8. Наименование таблицы, при ее наличии, должно отражать ее содержание, быть точным, кратким. Слева над таблицей помещают слово «Таблица», после него приводят номер таблицы, не ставя точку после номера таблицы. При необходимости краткого пояснения и/или уточнения содержание таблицы приводят ее наименование, которое записывают с прописной буквы полужирным уменьшенным размером шрифта.

Пример – Таблица 4 – Исходные данные для расчета задачи № 1.

9. Графический материал, за исключением графического материала приложений, следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией.

Пример – Рисунок 5 – Эпюра крутящих моментов.

10. Выполненную контрольную работу необходимо своевременно (согласно учебному графику) выслать в колледж.

11. После получения зачетной работы учащийся должен внимательно изучить рецензию и все замечания преподавателя, обратить внимание на допущенные ошибки, доработать материал. Незачтенная работа или выполняется заново, или переделывается частично по указанию преподавателя. Для допуска к экзамену учащемуся необходимо выполнить контрольную работу, сделать все необходимые исправления, указанные преподавателем в рецензиях.

4. ВАРИАНТЫ ЗАДАНИЙ ДЛЯ ДОМАШНЕЙ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ № 2

Вариант	Номера задач						Вариант	Номера задач					
	1	2	3	4	5	6		1	2	3	4	5	6
0	1	15	21	24	36	43	50	5	12	25	27	38	42
1	4	18	22	28	33	46	51	8	15	27	28	32	45
2	6	11	23	30	38	40	52	1	13	23	29	37	41
3	9	13	24	31	32	47	53	3	17	26	30	35	44
4	2	19	25	29	37	42	54	9	20	24	31	39	40
5	5	16	26	22	35	45	55	6	18	22	27	34	43
6	3	20	27	25	39	41	56	10	11	27	30	32	45
7	7	17	28	27	34	44	57	7	14	24	21	37	42
8	10	12	29	23	32	40	58	2	16	30	22	35	47
9	8	14	30	26	37	43	59	4	19	21	29	39	41
10	2	11	31	24	35	45	60	1	15	26	28	34	44
11	5	14	24	21	39	42	61	4	18	31	23	36	42
12	3	16	28	22	34	47	62	6	11	29	25	33	46
13	7	19	30	23	36	41	63	9	13	23	24	38	40
14	10	12	31	24	33	44	64	2	19	28	26	34	44
15	8	15	29	25	38	42	65	5	16	25	28	32	41
16	1	13	22	26	34	46	66	3	20	21	24	39	47
17	4	17	25	27	32	40	67	7	17	22	28	36	43
18	6	20	27	28	39	44	68	10	12	23	30	33	45
19	9	18	23	29	36	41	69	8	14	24	31	38	43
20	5	12	26	30	33	47	70	2	11	25	29	35	46
21	8	15	24	31	38	43	71	5	14	26	22	37	40
22	1	13	22	27	35	45	72	3	16	27	25	36	47
23	3	17	27	30	37	43	73	7	19	28	27	33	42
24	9	20	24	21	36	46	74	10	12	29	23	38	45
25	6	18	30	22	33	40	75	8	15	30	26	32	41
26	10	11	21	29	38	47	76	1	13	31	24	37	44
27	7	14	26	28	32	42	77	4	17	24	21	35	40
28	2	16	31	23	37	45	78	6	20	28	22	39	43
29	4	19	29	25	35	41	79	9	18	30	23	34	45
30	1	15	23	24	39	44	80	5	12	31	24	32	42
31	4	18	28	26	34	40	81	8	15	29	25	37	47
32	6	11	25	28	32	43	82	1	13	22	26	35	41
33	9	13	21	24	37	45	83	3	17	25	27	39	44
34	2	19	22	28	35	42	84	9	20	27	28	34	42
35	5	16	23	30	39	47	85	6	18	23	29	36	46
36	3	20	24	31	34	41	86	10	11	26	30	33	40
37	7	17	25	29	36	44	87	7	14	24	31	38	44
38	10	12	26	22	33	42	88	2	16	22	27	34	41
39	8	14	27	25	38	46	89	4	19	27	30	32	47
40	2	11	28	27	34	40	90	1	15	24	21	39	43
41	5	14	29	23	32	44	91	4	18	30	22	36	45
42	3	16	30	26	39	41	92	6	11	21	29	33	43
43	7	19	31	24	36	47	93	9	13	26	28	38	46
44	10	12	24	21	33	43	94	2	19	31	23	35	40
45	8	15	28	22	38	45	95	5	16	29	25	37	46
46	1	13	30	23	35	43	96	3	20	23	24	36	42
47	4	17	31	24	37	46	97	7	17	28	26	33	45
48	6	20	29	25	36	40	98	10	12	25	28	38	41
49	9	18	22	26	33	47	99	8	14	21	24	32	44

Рекомендации по решению задач

К задаче 1. Литература: [1, § 3.5]; [2, с. 12...19]; [6, с. 50...54].

Рекомендуемый порядок решения:

1. По таблице 3.2 учебника [1] или таблицы 1.1 учебника [2] выбрать допускаемые напряжения растяжения $[\sigma]$ и среза $[\tau]$.

2. Из условия прочности на растяжение определить необходимую ширину полосы b , которую затем округлить до ближайшего большего значения нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636–69 (с. 229 учебника [2] или таблицы П.3 пособия [4] или П.9 данных методических указаний).

3. Из условия прочности углового шва на срез определить общую расчетную длину швов $l_{ш}$ сварного соединения.

4. Принять длину лобового шва $l_{л} = b$ и определить длину фланговых швов: $l_{ф} = (l_{ш} - l_{л})/2$.

К задаче 2. Литература: [1, § 3.5]; [2, с. 12...19, пример 1]; [6, с. 50...54].

Рекомендуемый порядок решения:

1. По таблице 3.2 учебника [1] или таблицы 1.1 учебника [2] выбрать допускаемое напряжение на срез $[\tau]$.

2. Из условия прочности углового шва на срез определить суммарную длину швов $l_{ф} = F/(0,7K [\tau])$. При этом $l_{ф} = l_{1фл} + l_{2фл}$.

3. Длина флангового шва у пера уголка $l_{2фл} = l_{ф}z_0/b$.

К задаче 3. Литература: [1, § 3.5]; [2, с. 27...32]

Рекомендуемый порядок решения:

1. Принять эффективный коэффициент концентрации напряжений K_{σ} .

2. Определить допускаемое напряжение среза для угловых швов при переменной нагрузке $[\tau]_{вр}$.

3. Определить окружные силы на внутреннем и наружном диаметре диска.

4. Определить длины фланговых швов $l_{фл} = \pi d$.

5. Определить высоту катета по внутреннему и наружному диаметру.

6. Проверить сварной шов на прочность.

К задаче 4. Литература: [1, § 3.7]; [2, с. 20...27, пример 2]; [4, с. 151...152, пример 8.1].

Рекомендуемый порядок решения:

1. Принять для стали модуль упругости $E_1 = E_2 = 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6$ Па и коэффициент Пуассона $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$.

2. Определить контактное давление p на посадочной поверхности при нагружении соединения одновременно осевой силой F_a вращающим моментом M :

$$p = K \sqrt{F_a^2 + (M/d)^2} / (\pi d l),$$

где p – Па; M – Н · м; F_a – в Н; d и l – в м.

3. Определить расчетный натяг δ_p :

$$\delta_p = pd \left(\frac{1}{E_1} + c_2 / E_2 \right),$$

где $c_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2} \nu_1$ и $c_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2} \nu_2$.

Величину δ_p выразить в микрометрах – мкм ($1 \text{ мкм} = 10^{-6} \text{ м} = 10^{-3} \text{ мм}$).

4. Принять среднее арифметическое отклонение профилей сопрягаемых поверхностей R_a : 2,5; 1,6; 0,8; 0,4 мкм (по СТ СЭВ 638–77) и определить требуемый натяг δ_T :

$$\delta_T = \delta_p + 5 (R_{a1} + R_{a2}).$$

5. По величине δ_T выбрать посадку по стандарту СТ СЭВ 144–75 или по таблице 8.16 [4] и определить наименьший натяг $\delta_{\min}$ и наибольший натяг $\delta_{\max}$. При выборе посадки надо стремиться, чтобы соблюдалось условие $\delta_m \geq \delta_{\min}$.

К задаче 5. Литература: [1, § 3.15]; [2, с. 240...247, пример 40]; [4, с. 149...150].

Рекомендуемый порядок решения:

1. По таблице 11.4 учебника [2] или по таблице 8.14 пособия [4], или по таблице 6.9 пособия [5] по заданному диаметру вала d выбрать размеры сечения шпонки b , h , а также глубину паза t_1 .

2. По таблице 11.6 учебника [2] или с.150 пособия [4] или с.102 пособия [5] в зависимости от материала зубчатого колеса выбрать допускаемое напряжение смятия ($\sigma_{см}$) при постоянной нагрузке.

3. Определить рабочую длину шпонки l_p исходя из условия прочности шпоночного соединения на смятие:

$$l_p = \frac{2M}{d \left(b - t_1 \right) \sigma_{см}}$$

4. Вычислить длину шпонки со скругленными торцами $l = l_p + b$ и округлить ее до ближайшего большего стандартного значения (см. примечание к таблице 11.4 учебника [2] или примечание 1 к таблице 8.14 пособия [4], или примечание 1 пособия [5]).

5. Определить требуемую длину ступицы $l_{ст}$ зубчатого колеса, которая должна быть больше шпонки на 5...10 мм, т.е. $l_{ст} = l + (5...10) \text{ мм}$.

К задаче 6. Литература: [1, § 5.2]; [2, с. 79...83].

Рекомендуемый порядок решения:

1. Принять тип шлицевого соединения и его центрирование.

2. Для заданного диаметра вала по (табл. 5.1 [2]) или (табл. 5.2, стр. 102 [1]) определить размеры шлицевого соединения.

3. Определить допускаемое напряжение на изнашивание $[\sigma_{изн}]$ и сравнить его с допускаемым напряжением на смятие $[\sigma_{см}]$.

4. Определить расчетную длину зубьев по формуле: $l_p = \frac{M}{S_F \cdot \sigma_{изн}}$

К задаче 7. Литература: [1, § 6.1...6.2]; [2, с. 85...90].

Рекомендуемый порядок решения:

1. Определить мощность на валу барабана.
2. Определить общий КПД привода.
3. Найти требуемую мощность электродвигателя.
4. Определить мощность на быстроходном и тихоходном валу редуктора.

К задаче 8. Литература: [1, § 6.1...6.2]; [2, с. 85...90].

Рекомендуемый порядок решения:

1. Определить угловую скорость барабана.
2. Определить общее передаточное число привода.
3. Определить угловые скорости и вращающие моменты на валах.

К задаче 9. Литература: [1, §3.61...3.66]; [2, с. 253...264, пример 43]; [5, § 7.6]; [6, с. 199...205].

Рекомендуемый порядок решения:

1. Принять длину шипа l из соотношения $l/d = 0,5...1,3$.
2. Выбрать материал вкладыша и шипа и принять допускаемые значения $[p]$ и $[pv]$ (§3.64 учебника [1] или таблица 12.1 учебника [2], или таблица 11.39 пособия [6]).
3. Определить наибольшую радиальную нагрузку на подшипник $R = dl[p]$ в Н.
4. Вычислить окружную скорость цапфы в м/с: $v = \omega d \cdot 10^{-3}/2$.
5. Проверить подшипник на нагрев и отсутствие заедания по условию $p v < [pv]$ (в данном случае $p = [p_c]$) и дать заключение.

К задаче 10. Литература: [1, §3.61...3.66]; [2, с. 253...264, пример 43]; [5, § 7.6]; [6, с. 199...205].

Последовательность решения задачи 10 аналогична последовательности решения задачи 9, различия в следующих пунктах.

В п.3 проверить среднее давление p между шипом и вкладышем и сравнить с допускаемым $[p]$.

В п.4 вычислить окружную скорость цапфы в м/с: $v = [pv]/p$.

В п.5 определить максимально допустимую угловую скорость вала ω .

К задаче 11. Литература: [1, § 3.8...3.12]; [2, с. 27...53].

Рекомендуемый порядок решения:

1. По таблице 3.3 учебника [1] или по таблице 3.3 учебника [2] для заданного класса прочности материала болта определить предел текучести σ_T .
2. По таблице 3.3 учебника [1] или таблицы 3.4 учебника [2] для заданного номинального диаметра резьбы принять значение требуемого коэффициента запаса прочности $[s_T]$, а затем определить допускаемое напряжение растяжения $[\sigma_p] = \sigma_T/[s_T]$, а затем определить допускаемое напряжение растяжения $[\sigma_p] = \sigma_T/[s_T]$.

3. Определить расчетный диаметр резьбы болта $d_p = d - 0,94p$, где p – шаг резьбы (таблица 3.1 учебника [2]).

4. Определить из условия прочности на растяжение с учетом скручивания болта расчетное усилие задержки одного болта:

$$F_{расч} = \pi d_p^2 [\sigma_p] / 4 \cdot 1,3$$

5. Определить требуемое число болтов $z = 2KM / (D_0 F_{расч})$. Величину z округлить до ближайшего большего четного числа.

К задаче 12. Литература: [1, § 3.8...3.12]; [2, с. 27...53].

Рекомендуемый порядок решения:

1. По таблице 3.3 учебника [1] или по таблице 3.3 учебника [2] для заданного класса прочности материала болта определить предел текучести σ_T .

2. По таблице 3.3 учебника [1] или таблицы 3.4 учебника [2] для заданного номинального диаметра резьбы принять значение требуемого коэффициента запаса прочности $[s_T]$, ориентировочно приняв диаметр резьбы болта в интервале 16...30 мм, а затем определить допускаемое напряжение растяжения $[\sigma_p] = \sigma_T / [s_T]$.

3. Определить с учетом скручивания расчетное усилие затяжки одного болта $F_{расч} = 1,3 \cdot 2 KM / (D_0 f z)$.

4. Определить из условия прочности на растяжение расчетный диаметр резьбы: $d_p = \sqrt{4 F_{расч} / \pi [\sigma_p]}$.

5. По таблице 3.1 учебника [2] принять резьбу. Например, принимаем резьбу М20 с шагом $p = 2,5$ мм, для которой $d_p \approx d - 0,94p = 20 - 0,94 \cdot p = 20 - 0,94 \cdot 2,5 = 17,65$ мм.

К задаче 13. Литература: [1, § 3.8...3.12]; [2, с. 27...53].

Для определения диаметра болтов, поставленных с зазором, последовательность решения задачи 13 аналогична последовательности решения задачи 12.

Для определения требуемого числа болтов z_2 , поставленных без зазора, необходимо:

Рекомендуемый порядок решения:

1. По таблице 3.3 учебника [1] или по таблице 3.3 учебника [2] для заданного класса прочности материала болта определить предел текучести σ_T .

2. Определить допускаемое напряжение на срез $[\tau_{ср}] = 0,25\sigma_T$.

3. Принять диаметр ненарезанной части стержня болта d_0 на 1 мм больше номинального диаметра резьбы болта, поставленного с зазором.

4. Из условия прочности на срез определить поперечную (сдвигающую) силу F_r , приходящуюся на один болт, поставленный без зазора: $F_r = \pi d_0^2 [\tau_{ср}] / 4$.

5. Определить требуемое число болтов $z = 2KM / (D_0 F_r)$. Величину z округлить до ближайшего большего четного числа.

К задаче 14. Литература: [1, § 3.8...3.12]; [2, с. 42...52]; [6, с. 82...93].

Рекомендуемый порядок решения:

1. Определить силу трения R_f между пилой и шайбой. Для надежной работы пилы необходимо, чтобы момент сил трения был больше момента сил резания на 25%, т.е. $M_f \geq 1,25M_0$ или $R_f 0,5D_1 \geq 1,25F \cdot 0,5D$.

2. Определить силу, которой должна быть зажата пила, т.е. силу, требуемую для расчета нарезанной части вала: $F_0 = R_f / f$.

3. По таблице 3.3 учебника [1] или по таблице 3.3 учебника [2] для заданного класса прочности материала вала определить предел текучести σ_T .

4. По таблице 3.3 учебника [1] или по таблице 3.4 учебника [2] принять значение требуемого коэффициента запаса прочности $[s_T]$ ориентировочно приняв диаметр резьбы болта в интервале 16...20 мм, а затем определить допускаемое напряжение растяжения $[\sigma_p] = \sigma_T / [s_T]$.

5. Определить из условия прочности на растяжение с учетом скручивания расчетный диаметр резьбы $d_p \geq \sqrt{4 \cdot 1,3 F_0 / [\sigma_p]} = 1,3 \sqrt{F_0 / [\sigma_p]}$.

6. По таблице 3.1 учебника [2] принять резьбу. Например, принимаем резьбу М24 с шагом $p = 3$ мм, для которой $d_p \approx d - 0,94p = 24 - 0,94 \cdot 3 = 21,18$ мм.

К задаче 15. Литература: [1, § 3.8...3.12]; [2, с. 27...53]; [6, с. 82...93].

Последовательность решения задачи 15 до п.5 аналогична последовательности решения задачи 11.

В п.5 определить требуемый момент сил трения $M_f = z F_{\text{расч}} f d$, а затем определить допускаемое значение силы $[F] = M_f (0,25l)$.

К задаче 16. Литература: [1, § 3.8...3.12]; [2, с. 27...53]; [6, с. 82...93].

Рекомендуемый порядок решения:

1. Определить предел текучести σ_T и допускаемое напряжение растяжения $[\sigma_p]$ (см. п.1 и 2 задачи 12).

2. Определить требуемый момент сил $M_f = 1,25Fl$.

3. Определить требуемое усилие затяжки одного болта: $F_0 = M_f / f (2a + d) z$.

4. С учетом скручивания болта определить расчетное усилие затяжки $F_{\text{расч}} = 1,3 F_0$.

5. Дальнейший порядок решения см. п.4 и 5 задачи 5.

К задаче 17. Литература: [1, §3.44 и §3.45]; [2, с. 145...152, пример 23]; [4, § 5.2, пример 5.1]; [6, задача 30].

Рекомендуемый порядок решения:

1. Выбрать допускаемое давление в резьбе (p) (§ 3.45 учебника [1], или с. 151 учебника [2] или с.87 пособия [4]).

2. Определить средний диаметр резьбы из условия износостойкости винтовой пары $d_2 \geq \sqrt{F / [\psi_H \psi_h p]}$.

По ГОСТ 9484–73 (таблица 3.2 учебника [2] или таблица 5.12 пособия [4]) принять размеры резьбы (d , d_2 , d_1 , ρ).

3. Проверить условие самоторможения винтовой пары $\gamma < \varphi$. Для этого надо определить угол подъема резьбы $\gamma = \rho / (\pi d_2)$ и приведенный угол трения $\varphi = \arctg f / \cos 15^\circ$, приняв $f = 0,1$.

4. Определить высоту гайки H и число витков резьбы z в гайке H : $H = \psi_H d_2$; $z = H/\rho$. Если по расчету получилось $z > 10$, то необходимо принять резьбу с другими размерами и повторить расчет.

К задаче 18. Литература: [1, § 4.1...4.6]; [2, с. 44...71].

Рекомендуемый порядок решения:

1. Для заданного болта определить основные параметры резьбы (табл. 3.1 [2] или табл. 4.1, 4.2 [1])
2. Определить угол подъема резьбы и приведенный угол трения.
3. Определить момент на ключе $M_{зав} = F_p 14 d$.
4. Определить силу затяжки болта по формуле:

$$F_0 = \frac{M_{зав}}{\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') + \frac{f \cdot (D_1 + d_0)}{4}}$$

5. По ГОСТ 9484–73 (таблица 3.2 учебника [2] или таблица 5.12 пособия [4]) принять размеры резьбы (d , d_2 , d_1 , ρ).

К задаче 19. Литература: [1, § 4.1...4.6]; [2, с. 44...71].

Рекомендуемый порядок решения:

1. По таблице 3.3 учебника [1] или по таблице 3.4 учебника [2] принять значение требуемого коэффициента запаса прочности $[s_T]$ ориентировочно приняв диаметр резьбы болта в интервале 16...20 мм, а затем определить допускаемое напряжение растяжения $[\sigma_p] = \sigma_T/[s_T]$.
2. Определить расчетную нагрузку $F_{расч} = 1,3 F$
3. Определить расчетный диаметр резьбы винтов по формуле:

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{расч}}{\pi \cdot [\sigma]_p}}$$

По ГОСТ 9484–73 (таблица 3.2 учебника [2] или таблица 5.12 пособия [4]) принять размеры резьбы (d , d_2 , d_1 , ρ).

К задаче 20. Литература: [1, § 4.1...4.6]; [2, с. 44...71].

Рекомендуемый порядок решения:

1. По таблице 3.3 учебника [1] или по таблице 3.4 учебника [2] принять значение требуемого коэффициента запаса прочности $[s_T]$ ориентировочно приняв диаметр резьбы болта в интервале 16...20 мм, а затем определить допускаемое напряжение растяжения $[\sigma_p] = \sigma_T/[s_T]$.
2. Определить необходимую силу затяжки болта по формуле:

$$F_0 = \frac{F \cdot K}{f \cdot i \cdot z}$$

4. Определить расчетную нагрузку $F_{расч} = 1,3 F$

5. Определить расчетный диаметр резьбы винтов по формуле:

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{расч}}{\pi \cdot [\sigma]_p}}$$

По ГОСТ 9484–73 (таблица 3.2 учебника [2] или таблица 5.12 пособия [4]) принять размеры резьбы (d , d_2 , d_1 , ρ).

К задаче 21. Литература: [1, § 3.29...3.39]; [2, с. 69...104, пример 15]; [5, § 3.3].

Рекомендуемый порядок решения:

1. Определить вращающий момент на валу шестерни $M_1 = P_1 \cdot 10^3 / \omega_1$, где P_1 – в кВт, M_1 – в Н · м, ω_1 – в рад/с.

Определить число зубьев колеса z_2 , предварительно задаться числом зубьев шестерни z_1 (рекомендуется $z_1 = 18 \div 22$).

3. По таблице 15 выбрать марку стали шестерни и колеса. Для выбранной стали принять твердость HB и предел прочности σ_B . Для прямозубых передач рекомендуется $HB_1 = HB_2 + 20...30$. (Так как по условию задачи габариты и масса передачи неограниченны, то следует выбрать твердость материала зубчатых колес меньше HB 350).

4. определить допускаемое напряжение изгиба для шестерни $[\sigma_F]_1$ и колеса $[\sigma_F]_2$. $[\sigma_F] = (\sigma_{F0} / [S_F]) K_{FL}$, где $\sigma_{F0} = 1,8$ HB МПа – предел выносливости зубьев по излому (таблица 3.11 учебника [1] или таблица 6.7 учебника [2], или таблица 4.3 пособия [4]); $[S_F]$ – коэффициент безопасности для зубчатых колес, изготовленных поковок и штамповок и K_{FL} – коэффициент долговечности при длительной работе передачи (§ 3.39 учебника [1], или с. 96 учебника [2], или с. 47 пособия [4]).

5. В зависимости от числа зубьев z_1 и z_2 выбрать коэффициент формы зуба шестерни Y_{F1} и колеса Y_{F2} (§ 3.39 учебника [1] или таблица 6.8 учебника [2], или таблицы 4.14 пособия [4]). Произвести сравнительную характеристику прочности зубьев на изгиб по отношениям $[\sigma_F]_1 / Y_{F2}$. Дальнейший расчет передачи выполнять по тому из колес пары, у которого меньше это отношение (зубья менее прочны).

6. Принять расчетные коэффициенты: коэффициент ширины венца колеса ψ_{bd} (§ 3.39 учебника [1] или таблица 6.9 учебника [2] для консольного расположения шестерни относительно опор при твердости менее HB 350); коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца зубчатого колеса $K_{F\beta} = 1$, так как вследствие повышенного износа зубьев открытые передачи считают прирабатывающимися при любой твердости зубьев и любом режиме нагрузки.

7. Определить модуль из условия прочности зубьев на изгиб

$$m \geq 1,43 \sqrt{Y_F M_1 K_{F\beta} / (\psi_{bd} z_1^2 [\sigma_F])},$$

где M_1 – в Н · м; $[\sigma_F]$ – в Па; m – в м.

Полученную величину m округлить до ближайшего большего стандартного значения (§ 3.31 учебника [1] или таблица 6.1 учебника [2] или таблица 4.8 пособия [4]).

8. Определить геометрические размеры передачи: d, d_a, a_w, b_2, b_1 .
9. Определить окружную силу F_t и радиальную F_r .
10. Определить окружную скорость зубчатых колес v и назначить степень точности передачи.

11. Принять коэффициент динамической нагрузки K_{Fv} (§ 3.39 учебника [1] или с.102 учебника [2], или таблица 4.13 пособия [4]).

12. Проверить зубья колеса на усталость при изгибе

$$\sigma_F = Y_{F2} M_2 K_{F\beta} K_{Fv} \sqrt{1 + K_{\alpha} b_2 m v} ,$$

где $M_2 = M_1 u \eta$ (принять КПД передачи $\eta = 0,94$).

Допускается перегрузка зубчатой передачи до 5%, а недогрузка – до 10%. В противном случае изменить b_2 или даже m и повторить проверочный расчет.

К задаче 22. Литература: [1, § 3.29...3.39]; [2, с. 69...117, пример 17]; [5, § 3.3].

Последовательность решения задачи 22 аналогична последовательности решения задачи 21, различия в следующих пунктах.

В п.3 для косозубых передач рекомендуется твердость материала шестерни и колеса принимать $HВ_1 = HВ_2 + 50 \dots 80$.

В п.5 необходимо задаться углом наклона линии зуба β (рекомендуется $\beta \approx 7 \dots 20^\circ$) и найти эквивалентное число зубьев шестерни $z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta$ и колеса $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta$. По величинам z_{v1} и z_{v2} выбрать коэффициент формы зуба шестерни Y_{F1} и колеса Y_{F2} (§ 3.39 учебника [1] или таблица 6.8 учебника [2], или таблицы 4.14 пособия [4]) и произвести сравнительную характеристику прочности зубьев на изгиб по отношениям $[\sigma_F]_1 / Y_{F1}$ и $[\sigma_F]_2 / Y_{F2}$. Расчет передачи выполнять по тому из колес, для которого меньше это отношение (зубья менее прочны).

В п.7 определить нормальный модуль:

$$m_n \geq 1,123 \sqrt{Y_F M_1 K_{F\beta} / (K_{bd} z_1^2 [\sigma_F])} ,$$

где M_1 – в Н · м; $[\sigma_F]$ – в Па; m_n – в м.

Полученную величину

Рекомендуемый порядок решения:

1. Определить вращающий момент на валу шестерни $M_1 = P_1 \cdot 10^3 / \omega_1$,
где P_1 – в кВт, M_1 – в Н · м, ω_1 – в рад/с.

Определить величину m_n округлить до ближайшего большего стандартного значения (§ 3.31 учебника [1] или таблица 6.1 учебника [2], или таблицы 4.8 пособия [4]).

В п.8 определить дополнительно угол β [$\cos \beta = m_n (z_1 + z_2) / (2a_w)$].

В п.9 определить дополнительно осевую силу $F_a (F_a = F_t \tan \beta)$.

В п.11 принять расчетные коэффициенты: динамической нагрузки K_{Fv} (§ 3.39 учебника [1] или с.102 учебника [2], или таблицы 4.13 пособия [4]); неравномерности распределения нагрузки между зубьями $K_{Fa} = 0,75$; коэффициент наклона линии зуба $Y_\beta = 1 - \beta^0 / 140^\circ$.

В п.12 проверку зубьев колеса на усталость при изгибе выполнить по условию $\sigma_F = \frac{Y_{F2} M_2 K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} Y_\beta \sqrt{Z_H + 1}}{a_o b_2 m_n u} \leq \sigma_{F2}$.

К задаче 23. Литература: [1, § 3.29...3.39]; [2, с. 69...122]; [4, с. 40...56].

Последовательность решения задачи 23 аналогична последовательности решения задачи 21, различие в следующих пунктах.

В п.3 рекомендуется твердость материала шестерни и колеса принимать $HB_1 = HB_2 + 50...80$.

В п.5 необходимо задаться углом наклона линии зуба β (рекомендуется $\beta \approx 28...40^\circ$) и найти эквивалентное число зубьев шестерни $z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta$ и колеса $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta$, затем по величинам z_{v1} и z_{v2} выбрать коэффициент формы зуба шестерни Y_{F1} и колеса Y_{F2} (§ 3.39 учебника [1] или таблица 6.8 учебника [2], или таблицы 4.14 пособия [4]) и произвести сравнительную характеристику прочности зубьев на изгиб по отношениям $[\sigma_F]_1 / Y_{F1}$ и $[\sigma_F]_2 / Y_{F2}$. Расчет передачи выполнять по тому из колес, для которого меньше это отношение (зубья менее прочны).

В п.6 выбор коэффициента ψ_{bd} выполнить в соответствии с учебником [1] или примечанием 2 к таблице 6.9 учебника [2].

В п.7 определить нормальный модуль m_n по формуле, приведенной для определения модуля в задаче 42.

В п.8 определить дополнительно угол β $[\cos \beta = m_n(z_1 + z_2) / (2a_o)]$

В п.11 принять расчетные коэффициенты: неравномерности распределения нагрузки между зубьями $K_{F\alpha} = 0,75$; динамической нагрузки K_{Fv} (§ 3.39 учебника [1] или с. 102 учебника [2], или таблицы 4.13 пособия [4]); коэффициент наклона линии зуба $Y_\beta = 1 - \beta^\circ / 140^\circ$.

В п.12 проверку зубьев колес на усталость при изгибе выполнить по условию, приведенному в п.12 к задаче 12.

К задаче 24. Литература: [1, § 3.29...3.40]; [2, с. 69...120, пример 20]; [4, § 4.5].

Последовательность решения задачи 14 аналогична последовательности решения задачи 21, различие в следующих пунктах.

В п.2 задаться числом зубьев шестерни z_1 (рекомендуется $z_1 = 18...28$) и определить число зубьев колеса z_2 .

В п.5 по заданному передаточному числу u определить углы при вершинах делительных конусов δ_1 и δ_2 , а затем вычислить эквивалентное число зубьев шестерни $z_{v1} = z_1 / \cos \delta_1$ и колеса $z_{v2} = z_2 / \cos \delta_2$ и по их значениям выбрать коэффициенты формы зуба шестерни Y_{F1} и колеса Y_{F2} (§ 3.39 учебника [1] или таблица 6.8 учебника [2], или таблицы 4.14 пособия [4]). Далее произвести сравнительную характеристику прочности зубьев на изгиб по отношениям $[\sigma_F]_1 / Y_{F1}$ и $[\sigma_F]_2 / Y_{F2}$. Расчет передачи выполнить по тому из колес, для которого меньше это отношение (зубья менее прочны).

В п.6 определить коэффициент ψ_{bd} зубчатого венца по отношению к среднему делительному диаметру шестерни: $\psi_{bd} = b/d_1 = 0,166\sqrt{u^2 + 1}$ и принять коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца $K_{F\beta} = 1$, как для прирабатывающихся колес.

В п.7 определить средний модуль из условия прочности зубьев на изгиб

$$m \geq 1,43 \sqrt{Y_F M_1 K_{F\beta} / (0,85 \psi_{bd} z_1^2 [\sigma_F])},$$

где M_1 – в Н · м; $[\sigma_F]$ – в Па; m – в м. Полученную величину m по стандарту не округлять.

В п.8 определить средний длительный диаметр шестерни $d_1 = m z_1$, ширину зубчатого колеса $b = \psi_{bd} d_1$, внешний окружной модуль $m_e = m + (b \sin \delta_1)/z_1$ (округлять m_e до стандартного значения для конических колес необязательно) и другие геометрические размеры передачи: d_{e1} , d_{e2} , d_{ae1} , d_{ae2} , R_e , R .

В п.9 определить силы, действующие в зацеплении: F_t , $F_{r1} = F_{a2}$; $F_{a1} = F_{r2}$.

В п.10 определить среднюю скорость зубчатых колес $v = \omega_1 d_1 / 2$ и назначить степень точности передачи.

П.11 и 12 разрешается не выполнять.

К задаче 25. Литература: [1, § 3.29...3.39]; [2, с. 69...110, пример 16]; [4, § 4.1...4.4].

Рекомендуемый порядок решения:

1. Определить вращающие моменты на валах редуктора: на ведомом валу – $M_1 = 10^3 P_1 / \omega_1$; на ведомом – $M_2 = M_1 \eta$, P_1 – в кВт, M – в Н·м (принять КПД передачи $\eta = 0,97$).

2. По таблице 21 или по таблице 3.9 учебника [1], или по таблицам 4.1 и 4.3 пособия [4] в соответствии с условием задачи выбрать марку стали для изготовления шестерни и колеса. Для выбранной стали принять твердость HB и предел прочности σ_b . Для прямозубых передач рекомендуется $HB_1 = HB_2 + 20...30$.

3. Определить допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$. При расчете прямозубых передач за величину $[\sigma_H]$ принимают $[\sigma_H]_2$ – допускаемое контактное напряжение для материала колеса как имеющего меньшую твердость, чем материал шестерни:

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_2 = ([\sigma_{H0} / S_H]) K_{HL},$$

где $\sigma_{H0} = 2 HB_2 + 70$ МПа – предел контактной выносливости зубьев (таблица 3.11 учебника [1] или таблица 6.5 учебника [2], или таблица 4.3 пособия [4]); принять значение коэффициентов: безопасности S_H для нормализованных и улучшенных сталей и долговечности K_{HL} при длительной работе редуктора (§ 3.39 учебника [1] или с. 94...95 учебника [2], или с. 45 пособия [4]).

4. Определить допускаемое напряжение изгиба для колеса

$$[\sigma_F]_2 = (\sigma_{F0} / S_F) K_{FL},$$

где $\sigma_{F0} = 1,8 HB_2$ МПа – предел выносливости зубьев по излому (таблица 3.11 учебника [1], или таблица 6.7 учебника [2], или таблица 4.3 пособия [4]; S_F – коэффициент безопасности для зубчатых колес, изготовленных из штамповок и

поковок и K_{FL} – коэффициент долговечности при длительной работе передачи (§ 3.39 учебника [1] или с. 96 учебника [2], или с.47 пособия [4]).

5. По таблице 6.9 учебника [2] или согласно § 3.39 учебника [1] для симметричного расположения колес относительно опор принять коэффициент ψ_{bd} и вычислить коэффициент ширины венца колеса $\psi_{ba} = 2\psi_{bd}/(u + 1)$, округлив его до стандартного значения (§ 3.39 учебника [1] или с. 108 учебника [2], или по таблице 4.6 пособия [4]). Принять коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца зубчатого колеса $K_{H\beta} = 1$, как для прирабатывающихся колес, твердость $H \leq HB \quad 350$, $v \leq 15$ м/с, нагрузка постоянная (§ 3.39 учебника [1] или с. 48 пособия [4]).

6. Определить межосевое расстояние a_w из условия сопротивления контактной усталости рабочих поверхностей зубьев по формуле

$$a_w = 4950 \sqrt[3]{\frac{M_2 K_{H\beta}}{\psi_{ba} u^2 [\sigma_H]^2}},$$

где M_2 – в Н · м; $[\sigma_H]$ – в Па; a_w – в м.

Полученную величину a_w округлить до стандартного значения (§ 3.36 учебника [1] или с. 108 учебника [2], или по таблице 4.7 пособия [4]).

7. Определить ширину венца зубчатого колеса $b_2 = \psi_{ba} a_w$ и назначить ширину венца шестерни $b_1 = b_2 + 2 \dots 5$ мм.

8. Определить значение модуля из условия сопротивления усталости при изгибе по формуле

$$m \geq 6,8 \frac{M_2 \sqrt[3]{\frac{1}{u a_w b_2 [\sigma_F]_2}}}{u a_w b_2 [\sigma_F]_2},$$

где M_2 – в Н · м; a_w и b_2 – в м; $[\sigma_F]$ – в Па; m – в м.

Полученную величину m принять по стандарту (§ 3.31 учебника [1] или таблице 6.1 учебника [2], или по таблице 4.8 пособия [4]). В силовых передачах не рекомендуется иметь модуль $m < 2$ мм.

9. Определить числа зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = 2a_w / [(u + 1) m]; z_2 = z_1 u.$$

При этом должно соблюдаться условие $z_1 \geq z_{1\min} = 17$.

10. Определить основные геометрические размеры передачи: d_1 ; d_2 (вычислять с точностью до 0,01 мм); проверить a_w ; d_{a1} ; d_{a2} .

11. Определить силы, действующие в зацеплении: окружную F_t и радиальную F_r .

12. Определить окружную скорость зубчатых колес $v = \omega_1 d_1 / 2$ и по таблице 3.8 учебника [1] или по таблице 6.2 учебника [2], или с. 49 пособия [4] назначить степень точности их изготовления.

К задаче 26. Литература: [1, § 3.29...3.39, пример 3.3]; [2, с. 69...118, пример 18]; [4, § 4.1...4.4].

Последовательность решения задачи 26 аналогична последовательности решения задачи 25 в следующих пунктах.

В п.2 для косозубых передач рекомендуется $HB_1 = HB_2 + 50 \dots 80$.

В п.3 определить допускаемое контактное напряжение для материала шестерни и колеса:

Рекомендуемый порядок решения:

1. Определить вращающие моменты на валах редуктора: на ведомом

$$[\sigma_H]_1 = ([\sigma_{H01}]/[S_H])K_{HL}; [\sigma_H]_2 = ([\sigma_{H02}]/[S_H])K_{HL}.$$

В качестве расчетного принять условное допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2)$.

В п.6 определить межосевое расстояние:

$$a_w = 4300 \sqrt[3]{(1 + \frac{M_2 K_{H\beta}}{u a_w^2 F_F})},$$

где M_2 – в Н · м; a_w – в м; $[\sigma_H]$ – в Па. Полученное значение a_w округлить по стандарту.

В п.8 определить значение нормального модуля из условия сопротивления изгибной усталости по формуле

$$m_n \geq 5,8 \sqrt[3]{\frac{M_2 (1 + \frac{1}{u a_w b_2 F_F})}{u a_w b_2 F_F}},$$

где M_2 – в Н · м; a_w и b – в м; $[\sigma_F]$ – в Па; m_n – в м. Полученное значение m_n округлить по стандарту. В силовых передачах не рекомендуется иметь модуль $m_n < 2$ мм.

В п.9 задаться предварительно углом наклона линии зуба β (рекомендуется $\beta \approx 7 \div 20^\circ$) и определить число зубьев шестерни $z_1 = 2a_w \cos \beta / [(u + 1)m_n]$ и колеса z_2 , а затем уточнить значение угла β по зависимости $\cos \beta = (z_1 + z_2)m_n / (2a_w)$. Значение $\cos \beta$ вычислять с точностью не ниже чем до четвертого знака после запятой.

В п.11 определить силы, действующие в зацеплении: окружную F_t ; радиальную F_r и осевую F_a .

К задаче 27. Литература: [1, § 3.29...3.39]; [2, с. 69...122]; [4, § 4.1...4.4].

Последовательность решения задачи 27 аналогична последовательности решения задачи 25 в следующих пунктах.

В п.2 в соответствии с условием задачи по таблице 21 или по таблице 3.9 учебника [1], или таблица 4.1 пособия [4] для шестерни и колеса принимаем одну и ту же марку стали – сталь 40 Х. Термообработка – поверхностная закалка (нагрев ТВЧ по контуру). По таблице 21 или по таблице 3.9 учебника [1], или по таблице 4.3 пособия [4] назначаем для шестерни и колеса одну и ту же твердость рабочих поверхностей зубьев HRC 50.

В п.3 определить допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma_H] = (\sigma_{H0}/[S_H])K_{HL},$$

где $\sigma_{H0} = 17 \text{ HRC} + 200 \text{ МПа}$ предел контактной выносливости поверхностей зубьев шестерни и колеса (таблица 3.11 учебника [1] или таблица 6.5 учебника [2], или таблица 4.3 пособия [4]).

В п.4 определить допускаемое напряжение изгиба при расчете на усталость зубьев

$$[\sigma_F] = (\sigma_{F0}/[S_F])K_{FL},$$

где $\sigma_{F0} = 650 \text{ МПа}$ – предел выносливости зубьев шестерни и колеса по излому (таблица 3.11 учебника [1] или таблица 4.3 пособия [4]).

В п.5 коэффициент ψ_{bd} принять как для симметричного расположения колес, увеличив его в 1,3 раза (в соответствии с учебником [1] или таблица 6.10 учебника [2], или таблица 4.4 пособия [4] выбрать коэффициент $K_{H\beta}$, как для неприрабатывающихся колес (твердость более HB 350). Вычислить коэффициент $\psi_{bd} = 2\psi_{bd} / (u + 1)$ и округлить его до стандартного значения.

В п.6 вычислить межосевое расстояние по формуле для задачи 136, п.6.

В п.8 определить значение нормального модуля из условия сопротивления усталости при изгибе по формуле

$$m_n \geq 5,2 \frac{M_2 (u+1)}{u a_w b_2 [\sigma_F]},$$

где M – в Н · м; a_w и b – в м; $[\sigma_F]$ – в Па; m_n – в м. Полученное значение m_n округлить по стандарту. В силовых передачах не рекомендуется модуль $m_n < 2$ мм.

В п.9 задаться предварительно углом наклона линии зуба β (рекомендуется $\beta \approx 28 \div 40^\circ$) и определить число зубьев шестерни $z_1 = 2a_w \cos \beta / [(u + 1)m_n]$ и колеса z_2 , а затем уточнить значение угла β по зависимости $\cos \beta = (z_1 + z_2) m_n / (2a_w)$. Значение $\cos \beta$ вычислить с точностью не ниже чем до четвертого знака после запятой.

В п.11 определить силы, действующие в зацеплении: окружную F_t и радиальную F_r (осевая сила $F_a = 0$).

К задаче 28. Литература: [1, § 3.40, пример 3.4]; [2, с. 122...134, пример 21]; [4, § 4.5].

Последовательность решения задачи 28 аналогична последовательности решения задачи 25, различие в следующих пунктах.

В п.4 не выполнять. В п.5 только принять коэффициент неравнополярности распределения нагрузки по ширине венца зубчатого колеса $K_{H\beta} = 1$, как для прирабатывающихся колес.

В п.6 определить внешний делительный диаметр колеса

$$d_{e2} = 16500 \sqrt[3]{M_2 u K_{H\beta} / [\sigma_H]},$$

где M_2 – в Н · м; $[\sigma_H]$ – в Па; d_{e2} – в м.

Полученную величину d_{e2} округлить до стандартного значения и принять ширину зубчатого венца b (таблица 3.12 учебника [1] или таблица 6.12 учебника [2], или таблица 4.15 пособия [4]).

В п.7 определить: число зубьев колеса $z_2 = c \sqrt[5]{u^2 \cdot \sqrt[6]{d_{e2}}}$, где $c = 18$ при твердости поверхностей зубьев обоих колес менее HB = 350, d_{e2} – в мм; $z_1 = z_2/u$ и фактическое значение $u' = z_2/z_1$, которое не должно отличаться от заданного более чем на $\pm 3\%$, в противном случае надо изменить z_2 или z_1 .

В п.8 внешний окружной модуль $m_e = d_{e2}/z_2$, который можно не округлять до стандартного значения. Точность вычислений m_e не ниже 0,001. Принимать $m_e < 2,5$ мм не рекомендуется.

В п.9 Определить основные геометрические размеры передачи: $\delta_1, \delta_2, d_{e1}, d_{e2}, R_e, R, m = m_e R / R_e, d_1, d_2, v$ и по таблице 3.8 учебника [1] или таблица 6.2 учебника [2] принять степень точности изготовления передачи.

В п.10 определить силы, действующие в зацеплении: $F_{t1} = F_{t2}; F_{r1} = F_{a2}; F_{a1} = F_{r2}$.

К задаче 29. Литература: [1, § 3.40]; [2, с. 122...134]; [4, § 4.5]; [2, с. 42...44].

Рекомендуемый порядок решения:

1. Определить вращающие моменты на валах редуктора: на $M_1 = 10^3 P_1 / \omega_1; M_2 = M_1 u \eta$, P_1 – в кВт, M – в Н·м (принять КПД передачи $\eta = 0,97$).

2. С соответствии с условиями задачи по таблице 21 или по таблице 4.1 пособия [4] для шестерни и колеса принимаем одну и ту же марку стали – сталь 40Х. Термообработка – поверхностная закалка (нагрев ТВЧ по контуру). По таблице 21 или по таблице 3.9 учебника [1], или по таблице 4.3 пособия [4] назначаем для шестерни и колеса одну и ту же твердость рабочих поверхностей HRC 48.

3. Допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H] = (\sigma_{H0} / [S_H]) K_{HL}$, где $\sigma_{H0} = 17 \text{ HRC} + 200 \text{ МПа}$ – предел контактной выносливости поверхностей зубьев шестерни и колеса (таблица 21 или по таблице 3.9 учебника [1], или по таблице 4.3 пособия [4]) назначаем для шестерни и колеса одну и ту же твердость рабочих поверхностей зубьев HRC 48.

4. Определить коэффициент ширины зубчатого венца $\psi_{bd} = 0,166 \sqrt{u^2 + 1}$ и коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца зубчатого колеса $K_{H\beta}$, как для неприрабатывающихся колес (твердость рабочих поверхностей зубьев больше HRC 45). $K_{H\beta} = \sqrt{K_{H\beta}^0}$, где $K_{H\beta}^0$ принимают по таблице 3 учебника [1], или по таблице 6.10 учебника [2], или по таблице 4.4 пособия [4] в зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев, схемы расположения колес и коэффициента ψ_{bd} .

5. Определить внешний делительный диаметр колеса

$$d_{e2} = 16500 \sqrt[3]{M_2 u K_{H\beta} / (5 [\sigma_H]^2)},$$

где M_2 – в Н·м; $[\sigma_H]$ – в Па; d_{e2} – в м.

Полученную величину d_{e2} округлить до стандартного значения и принять ширину зубчатого венца b (таблица 3.12 учебника [1] или по таблице 6.12 учебника [2], или по таблице 4.15 пособия [4]).

6. Определить число зубьев колеса $z_2 = c \sqrt[5]{u^2} \sqrt[6]{d_{e2}}$, где $c = 11,2$ при твердости поверхностей зубьев колес более HB 350, d_{e2} – в мм; $z_1 = z_2 / u$ и фактическое значение $u' = z_2 / z_1$, которое не должно отличаться от заданного более чем на $\pm 3\%$, в противном случае надо изменить z_2 или z_1 .

7. Определить внешний окружной модуль $m_{te} = d_{e2} / z_2$, который можно не округлять до стандартного значения. Точность вычислений m_{te} не ниже 0,001. Принимать $m_e < 2,5$ мм не рекомендуется.

8. Определить основные геометрические размеры передачи: $\delta_1, \delta_2, d_{e1}, d_{ae1}, d_{ae2}, R_e$ и R .

9. Определить: средний нормальный модуль $m_n = m_{te} R \cos \beta_n / R_e$, где $\beta_n = 35^\circ$ – угол наклона кругового зуба на окружности среднего диаметра колеса; средние делительные диаметры шестерни и колеса $d_1 = m_n z_1 / \cos \beta_n$, $d_2 = m_n z_2 / \cos \beta_n$; среднюю окружную скорость v и по таблице 3.8 учебника [1] или по таблице 6.2 учебника [2], или с. 49 пособия [4] принять степень точности изготовления передачи.

10. Определить силы, действующие в зацеплении:

$$\begin{aligned} F_t &= F_{t1} = F_{t2} = 2M_2/d_2; \\ F_{r1} &= F_{a2} = F_t (0,44 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1); \\ F_{a1} &= F_{r2} = F_t (0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1). \end{aligned}$$

К задаче 30. Литература: [1, § 3.46...3.53, пример 3.5]; [2, с. 155...173, пример 29]; [4, § 5.1].

Рекомендуемый порядок решения:

1. Определить вращающие моменты на валах редуктора: на $M_1 = 10^3 P_1 / \omega_1$; $M_2 = M_1 \eta$, P_1 – в кВт, M – в Н·м; η – КПД червячного редуктора. Ориентировочно $\eta = 0,95 (1 - u/200)$.

2. Определить (ожидаемое) ориентировочное значение скорости скольжения $v_s = 4,3 \cdot 10^3 \omega_1 \sqrt[3]{M_2}$.

3. Выбрать материал венца червячного колеса. При $v_s < 5$ м/с принять безоловянную бронзу, при $v_s > 5$ м/с – оловянную бронзу.

4. Для выбранного материала принять допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$. Для безоловянных бронз $[\sigma_H]$ принять по таблице 3.14 учебника [1] или по таблице 8.4 учебника [2], или по таблице 5.4 пособия [4]. Для оловянных бронз $[\sigma_H]$ принимать по таблице 3.15 учебника [1] или по рекомендациям: на с. 169 учебника [2], или с. 77...78 пособия [4].

5. Определить межосевое расстояние из условия сопротивления контактной усталости рабочих поверхностей зубьев червячного колеса

$$a_\omega = 6100 \sqrt[3]{M_2 [\sigma_H]^{-2}},$$

где M_2 – в Н·м; $[\sigma_H]$ – в Па; a_ω – в м.

6. Выбрать витков червяка z_1 таким (обычно $z_1 = 2$), чтобы $z_2 = z_1 u \geq 28$ и определить z_2 .

7. Предварительно определить коэффициент диаметра червяка $q = 0,25 z_2$ и округлить до стандартного значения q : 8; 10; 12,5; 16.

8. Определить модуль $m = 2a_\omega / (q + z_2)$ и принять его по стандарту (§ 3.47 учебника [1] или с. 160 учебника [2], или таблица 5.6 пособия [4]). Проверить сочетание выбранных m и q (§ 3.47 учебника [1] или таблица 5.7 пособия [4], или таблица 4.2 пособия [5]). При необходимости принять другие значения m и q .

9. Уточнить межосевое расстояние при окончательно принятых стандартных значениях m и q : $a_\omega = m(q + z_2)/2$.

10. Определить основные геометрические размеры червяка: d_{a1} , d_{f1} , b_1 и γ ($\operatorname{tg} \gamma = z_1/q$) и червячного колеса: d_2 , d_{a2} , d_{f2} , $\tan \alpha_2$ и b_2 .

11. Определить скорость скольжения $v_s = \omega_1 d_1 / (2 \cos \gamma)$ и по таблице 3.13 учебника [1] или по таблице 8.1 учебника [2], или по таблице 5.10 пособия [4] принять значение угла трения ϕ' .

12. Вычислить КПД передачи $\eta' = \operatorname{tg} \gamma / (\operatorname{tg} \phi' + \phi)$ и уточнить вращающий момент на валу колеса $M_2' = M_1 \eta'$.

13. Определить силы, действующие в зацеплении червячной передачи: $F_{t1} = F_{a2}$; $F_{r1} = F_{r2}$; $F_{a1} = F_{t2} = 2M_2'/d_2$.

К задаче 31. Литература: [1, § 3.29...3.39]; [2, с. 69...110, пример 16]; [4, § 4.1...4.4].

Рекомендуемый порядок решения:

1. По таблице 21 или по таблице 3.9 учебника [1], или по таблицам 4.1 и 4.3 пособия [4] в соответствии с условием задачи выбрать марку стали для изготовления колеса и для этой стали принять HV и σ_B .

2. Определить допускаемые напряжения. Допускаемое контактное напряжение для колеса $[\sigma_H]_2$, которое принять за расчетное $[\sigma_H]$, (см. п. 3 к задаче 15). Допускаемое напряжение изгиба для колеса $[\sigma_F]_2$ (см. п.4 к задаче 15).

3. Принять коэффициенты: ширины зубчатого колеса относительно межосевого расстояния, как для симметричного расположения колес относительно опор ψ_{ba} : 0,315; 0,4 или 0,5 и коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца зубчатого колеса $K_{H\beta} = 1$ (см. п.5 к задаче 15).

4. Определить вращающий момент на ведомом валу M_2 из формулы для определения межосевого расстояния a_w (см. п.6 к задаче 15).

5. Определить вращающий момент на ведомом валу $M_1 = M_2/(\eta\eta)$ (принять КПД редуктора $\eta = 0,97$) и мощность, которую может передать редуктор, $P_1 = M_1 \omega_1 / 10^3$ кВт.

6. Определить диаметры делительных окружностей шестерни $d_1 = 2a_w/(u + 1)$ и колеса d_2 и ширину венца колеса $b_2 = \psi_{ba} a_w$.
где M_2 – в Н · м; $[\sigma_H]$ – в Па; a_w – в м.

7. Определить значение модуля (см. п.8 к задаче 105).

8. Определить число зубьев $z_1 = d_1/m$ и $z_2 = d_2/m$, при этом $u = z_2/z_1$ должно отличаться от заданного не больше чем $\pm 2,5\%$, при $u \leq 4,5$ и не больше чем $\pm 4\%$, при $u > 4,5$. Если эти рекомендации не выполняются, необходимо принять другое стандартное значение модуля.

9. Определить силы, действующие в зацеплении: F_t и F_r .

К задаче 32. Литература: [1, §3.22...3.27, пример 3.1]; [2, с. 185...211, пример 33]; [4, § 6.1, пример 5.1]; [6, пример 6.1].

Рекомендуемый порядок решения:

1. Определить диаметр малого шкива $d_1 = (0,052 \dots 0,061) \times \sqrt[3]{P_1/\omega_1}$, где P_1 – в Вт; d_1 – в м. Выбранное значение d_1 должно соответствовать стандартной величине (см. § 3.23 учебника [1] или таблица 9.9 учебника [2], или с.90 пособия [4]).
2. Определить окружную скорость ремня v и сравнить с допускаемой ($v \leq 30$ м/с).
3. Определить диаметр болтового шкива ; d_2 без учета скольжения ($d_2 = d_{1u}$) и принять его величину по стандарту (см. п.1)
4. Принять межосевое расстояние a и определить расчетную длину ремня L_p .
5. Проверить долговечность ремня по числу пробегов в секунду $u = v/L_p < [u] = 5 \text{ с}^{-1}$. Если это условие не выполняется, то надо увеличить L_p и уточнить межосевое расстояние a .
6. Определить угол обхвата ремня малого шкива α_1 . Если по расчету получилось $\alpha_1 < 150^\circ$, то необходимо увеличить a .
7. Определить ориентировочно толщину ремня δ из выражения $\delta/d_1 \leq 1/40$ и по таблице 3.4 (примечание 1) учебника [1] или по таблице 9.1 (примечание 1) учебника [2] выбрать число прокладок с резиновыми прослойками и окончательно установить величину δ . При этом учитывать, что с уменьшением δ долговечность ремня увеличивается.
8. Вычислить допускаемую удельную окружную силу K_o (§ 3.27 учебника [1] или таблице 9.3 учебника [2]).
9. Определить поправочные коэффициенты: коэффициент угла обхвата C_α (таблица 3.27 учебника [1] или таблица 9.5 учебника [2], или с.89 пособия [4]); скоростной коэффициент $C_v = 1,04 - 0,0004v^2$; коэффициент расположения передачи C_0 (§ 3,27 учебника [1] или таблица 9.7 учебника [2]); коэффициент динамичности нагрузки и режима работы C_p (таблица 10 или §3.27 учебника [1]).
10. Определить допускаемую удельную окружную силу $[K] = K_o C_\alpha C_v C_0 / C_p$.
11. Определить допускаемую удельную окружную силу передачи $F_t = P_1/v$.
12. Определить ширину ремня $b = F_t/([K]\delta)$ и принять ее по стандарту (примечание 2 к таблице 3.4 учебника [1], таблица 9.1 учебника [2]).
13. Определить силу предварительного напряжения ремня при $\sigma_{F0} = 1,8 \text{ МПа}$, $F_0 = \delta b \sigma_0$.
14. Сила, действующая на вал, $F_B = 2F_0 \sin(\alpha_1/2)$.

К задаче 33. Литература: [1, §3.22...3.27, пример 3.1]; [2, с. 185...211, пример 33]; [4, § 6.1, пример 5.1]; [6, пример 6.1].

Последовательность решения задачи 33 аналогична последовательности решения задачи 32. Исключение: п.1.5 и 11 решать не следует. В п.4 определить только межосевое расстояние передачи a .

В п.12 определить окружную силу передачи $F_t = \delta b[K]$ в Н, а затем наибольшую мощность, которую может передать передача $P_1 = F_t v$ в Вт, а также F_0 и F_b .

К задаче 34. Литература: [1, §3.22...3.27, пример 3.2]; [2, с. 185...211]; [4, § 6.2].

Последовательность решения задачи 34 аналогична последовательности решения примера 1.

К задаче 35. Литература: [1, §3.22...3.27]; [2, с. 185...211]; [4, § 6.2].

Последовательность решения задачи 35 аналогична последовательности решения примера 1.

К задаче 36. Литература: [1, §3.22...3.27]; [2, с. 185...211]; [4, § 6.2 и с. 212, 213].

Последовательность решения задачи 36 аналогична последовательности решения примера 3.

К задаче 37. Литература: [1, §3.22...3.28]; [8, с. 288]; [10, с. 145].

Последовательность решения задачи 37 аналогична последовательности решения примера 4.

К задаче 38. Литература: [1, §3.53...3.57]; [2, с. 212...224, пример 36]; [4, § 6.3].

Рекомендуемый порядок решения:

1. Принять число зубьев малой звездочки z_1 (§3.55 учебника [1] или таблица 10.3 учебника [2], или с. 101 пособия [4]), которое предпочтительно иметь нечетным, и определить число зубьев большой звездочки z_2 . При этом должно соблюдаться условие $z_2 < 120$. В противном случае уменьшают z_1 .

2. Определить вращающий момент на валу барабана $M_2 = F D \cdot 10^{-3} / 2$ в Н · м и вращающий момент на валу малой звездочки $M_1 = M_2 / (u \eta)$, приняв КПД передачи $\eta = 0,93$.

3. Определить частоту вращения малой звездочки $n_1 = 60 u \omega / (\pi D 10^{-3})$ об/мин или угловую скорость $\omega_1 = \pi n_1 / 30$ рад/с и по полученным n_1 или ω_1 выбрать ориентировочно на меньшее значение (таблица 10.5 учебника [2] или таблица 6.13 пособия [4], или таблица 5.15 пособия [5]).

4. Согласно условиям работы передачи выбрать расчетные коэффициенты: $K_{дин}$, K_a , K_c , K_p , $K_{рег}$ (с.220 учебника [2] или с.86 пособия [5], или с.101 пособия [4]) и определить коэффициент эксплуатации K .

5. Определить шаг цепи из условия износостойкости шарниров $\rho = 2,83 \sqrt{M_1 K / \epsilon_1 p_{ц}}$, где M_1 – в Н · м; $[p_{ц}]$ – в Па; ρ – в м. Величину ρ округлить со стандартного значения (таблица 3.15 учебника [1] или таблица 10.1 учебника [2], или таблица 6.12 пособия [4]).

6. Определить среднюю скорость цепи в м/с; $v = p z_1 \omega_1 / \epsilon \pi$.

7. Определить мощность на валу малой звездочки $P_1 = M_1 \omega_1$ в Вт и вычислить окружную силу, передаваемую цепью, $F_t = P_1 / v$ в Н.

8. Определить расчетное давление в шарнирах цепи $p_{\text{ц}} = F_t K / A_{\text{оп}}$, где $A_{\text{оп}} = d_0 B$ – площадь проекции опорной поверхности шарнира однорядной цепи, мм^2 (таблица 3.15 учебника [1] или таблица 10.1 учебника [2], или таблица 6.12 пособия [4]).

Уточнить $[p_{\text{ц}}]$ при принятом шаге и проверить износостойкость цепи по условию $p_{\text{ц}} \leq [p_{\text{ц}}]$. Если это условие не выполняется, то надо увеличить шаг p .

10. Определить межосевое расстояние a и длину цепи в шкалах L_p .

11. Сила, действующая на вал, $F_B = 1,15 F_t$.

К задаче 39. Литература: [1, §3.53...3.57]; [2, с. 212...224, пример 36]; [4, § 6.3].

Рекомендуемый порядок решения:

1. Выбрать число зубьев малой (ведущей) звездочки z_1 (см. п.1 к задаче 38).

2. Для заданного шага цепи p и угловой скорости ω_1 , рад/с, или частоте вращения $n_1 = 30\omega_1/\pi$, об/мин, выбрать допускаемое среднее давление в шарнирах цепи $[p_{\text{ц}}]$ (см. п.3 к задаче 38).

3. Согласно условиям работы передачи выбрать расчетные коэффициенты: $K_{\text{дин}}$, K_a , K_c , K_p , $K_{\text{рег}}$ и определить коэффициент эксплуатации K (см. п. 4 к задаче 119).

4. Для заданного шага цепи p принять $A_{\text{оп}} = d_0 B$ – площадь проекции опорной поверхности шарнира однорядной цепи (см. п.8 к задаче 38) и определить окружную силу, передаваемую цепью, $F_t = p_{\text{ц}} A_{\text{оп}} / K$.

5. Определить среднюю скорость цепи в м/с: $v = pz_1\omega_1 / 2\pi$.

6. Определить наибольшую мощность, которую можно передать цепью, $P_1 = F_t v$, где F_t – в Н; v – в м/с; P_1 – в Вт.

К задаче 40. Литература: [1, §3.67...3.73, пример 3.6]; [2, с. 264...283, пример 46]; [4, § 7.2]; [5, § 7.1...7.3].

Рекомендуемый порядок решения:

1. Определить опорные реакции в вертикальной плоскости – $R_{1в}$ и $R_{2в}$ от силы F_r , предварительно вычислив ее, и в горизонтальной – $R_{1г}$ и $R_{2г}$ от силы F_t .

2. Определить суммарные радиальные опорные реакции $R_{r1} = \sqrt{R_{1в}^2 + R_{1г}^2} = R_{r2} = \sqrt{R_{2в}^2 + R_{2г}^2}$ (конструкция симметрична).

3. По заданному диаметру цапфы вала d принять шарикоподшипник радиальной однорядной легкой серии из каталога выписать его динамическую грузоподъемность C , кН (таблица 11.4 пособия [4], или таблица 11.18 пособия [5], или таблица 11.40 пособия [6]).

4. Принять расчетные коэффициенты: $K_k = 1$ (вращается внутренне кольцо); $K_6 = 1,3...1,5$; $K_t = 1$ ($t < 100^\circ\text{C}$).

5. Определить эквивалентную нагрузку $R_3 = K_k R_r K_6 K_t$.

6. Определить расчетную долговечность подшипников в часах:

$$L_h = \frac{10^6}{60n_1} \left(\frac{C}{R_3} \right)^3.$$

Полученное значение L_h больше требуемого по условию задачи, в противном случае принять подшипник средней серии и повторить расчет.

К задаче 41. Литература: [1, §3.67...3.73, пример 3.6]; [2, с. 264...283, пример 46]; [4, § 7.2]; [5, § 7.1...7.3].

Последовательность решения задачи 41 аналогична последовательности решения задачи 40, за исключением: п.1 и 2 не выполнять; в п.3 для заданного подшипника принять динамическую грузоподъемность C , кН, а затем выполнить пункты 4, 5 и 6.

К задаче 42. Литература: [1, §3.67...3.73, пример 3.6]; [2, с. 264...283, пример 46]; [4, § 7.2]; [5, § 7.1...7.3].

Рекомендуемый порядок решения:

1. Вычислить силу F_r и определить опорные реакции в вертикальной плоскости – $R_{1в}$ и $R_{2в}$ от силы F_r , в горизонтальной – $R_{1г}$ и $R_{2г}$ от силы F_t .

2. Вычислить радиальную силу от муфты $F_m = 23\sqrt[3]{M_1^2}$ и определить опорные реакции от ее действия $R_{1м}$ и $R_{2м}$.

3. Определить суммарные радиальные опорные реакции R_{r1} и R_{r2} . Так как направление действия силы муфты F_m неизвестно, то при определении реакций R_{r1} и R_{r2} принимают, что реакции от ее действия на опорах ($R_{1м}$ и $R_{2м}$) в худшем случае совпадают по направлению с реакциями R_{r1} и R_{r2} , найденными от действия сил в зацеплении:

$$R_{r1} = \sqrt{R_{1в}^2 + R_{1г}^2} + R_{1м}, \quad R_{r2} = \sqrt{R_{2в}^2 + R_{2г}^2} + R_{2м}.$$

4. Дальнейший порядок решения задачи аналогичен последовательности решения задачи 40, начиная с п.3, только в п.5 эквивалентную нагрузку R надо определять более нагруженного подшипника (по большому значению R_r).

К задаче 43. Литература: [1, §3.67...3.73]; [2, с. 264...283, пример 47]; [4, § 4.2, с. 216...221]; [5, § 7.1...7.3, с.194...197, пример 5].

Рекомендуемый порядок решения:

1. Определить опорные реакции в вертикальной плоскости – $R_{1в}$ и $R_{2в}$ от сил F_r и F_a и в горизонтальной плоскости – $R_{1г} = R_{2г}$ от силы F_t .

2. Определить суммарные радиальные опорные реакции подшипников:

$$R_{r1} = \sqrt{R_{1в}^2 + R_{1г}^2} \quad \text{и} \quad R_{r2} = \sqrt{R_{2в}^2 + R_{2г}^2}.$$

3. Так как осевая сила F_a действует на подшипник 2, то тип подшипника надо выбирать по отношению F_a/R_{r2} . Если $F_a/R_{r2} < 0,35$, то по заданному диаметру цапфы необходимо принять шарикоподшипник радиальной однорядный, предварительно легкой серии, с указанием его условного обозначения и их каталога выписать: C_0 – статическую грузоподъемность, кН, и C – динамическую грузоподъемность кН, (таблица п.4 пособия [4], или таблица п.8 пособия [5]). В этом случае последовательность решения задачи такова:

1) принять расчетные коэффициенты: K_K, K_6, K_T (см.п.4 к задаче 40).

2) определить отношение R_d/C_0 (в этом примере $R_d = F_a$) и по таблице 15 (см. пример 5) принять коэффициент влияния осевого нагружения e , коэффициент радиальной нагрузки X и коэффициент осевой нагрузки Y .

Если отношение $R_d/(K_k R_{r2}) > e$, то $X = 0,56$, а Y выбрать по значению e ;

3) определить эквивалентную нагрузку на более нагруженный подшипник 2, воспринимающий осевую силу F_a : $R_3 = (XK_k R_{r2} + YF_a)K_6 K_T$;

4) если отношение $F_a/(K_k R_{r2}) < e$, то $X = 1$, $Y = 0$ – осевая нагрузка не учитывается, а эквивалентная нагрузка определяется по формуле $R_3 = K_k R_{r2} K_6 K_T$;

5) определить расчетную долговечность подшипников (см. п.6 к задаче 33). Если получим L_h меньше требуемого значения, то необходимо принять подшипник радиальной однорядной средней серии и повторить расчет.

4. Если отношение $F_d/R_{r2} > 0,35$, то необходимо принять роликоподшипники конические однорядные. В этом случае последовательность решения такова:

1) по заданному диаметру цапфы вала принять подшипник легкой серии с указанием его условного обозначения и из каталога выписать динамическую грузоподъемность C и коэффициенты e и Y .

Чтобы не повторять определения опорных реакций, смещения точек их приложения относительно середины подшипника можно не учитывать, т.е. принимать ранее вычисленное значение R_{r1} и R_{r2} ;

2) определить осевые составляющие радиальной нагрузки $R_{\alpha 1} = 0,83eR_{r2}$ и результирующие осевые нагрузки подшипников по следующим формулам:

Вариант	Соотношение сил	Результирующая осевая нагрузка
1	$R_{\alpha 1} > R_{\alpha 2}; F_a > 0$	$R_{a1} = R_{a2}$
2	$R_{\alpha 1} < R_{\alpha 2}; F_a \geq R_{\alpha 2} - R_{\alpha 1}$	$R_{a2} = R_{\alpha 1} + F_a$
3	$R_{\alpha 1} < R_{\alpha 2}; F_a \leq R_{\alpha 2} - R_{\alpha 1}$	$R_{a1} = R_{a2} - F_a; R_{a2} = R_{\alpha 2}$

(см. также таблицу на с.275 [2] или таблица 7.6 пособия [5]);

3) принять расчетные коэффициенты K_k , K_6 , K_T , X и Y и определить эквивалентную нагрузку на подшипники. Если отношение $R_{a1}/(K_k R_{r1}) < e$, то $X = 0,4$, а Y принять из каталога. В этом случае эквивалентная нагрузка $R_3 = (XK_k R_{r2} + YF_{a2})K_6 K_T$;

4) определить расчетную долговечность более нагруженного подшипника:

$$L_h = \frac{10^6}{60n_1} \left(\frac{C}{R_3} \right)^{3,33} \text{ ч.}$$

К задаче 44. Литература: [1, §3.67...3.73]; [2, с. 264...283]; [4, § 4.2, пример 7.1]; [5, § 7.1...7.3].

Рекомендуемый порядок решения:

1. Для заданного подшипника по каталогу выбрать статическую грузоподъемность C_0 , динамическую грузоподъемность C и размеры подшипника $d \times D \times B$, приняв угол контакта $\alpha = 12^\circ$ (таблица п.7 пособия [4] или таблица п.11 пособия [5]).

2. Определить расстояние от торцов подшипников до точек приложения опорных реакций $a = 0,5 \cdot [B + 0,5 (D + d) \operatorname{tg} \alpha]$.
3. Определить суммарные радиальные опорные реакции подшипников R_{r1} и R_{r2} (см. п.1 и 2 к задаче 43).
4. Определить отношение R_a/C_0 ($R_a = F_a$) и по таблице 15 (см. пример 5) принять коэффициент влияния осевого нагружения e .
5. Определить осевые составляющие радиальной нагрузки $R_{\alpha 1} = eR_{r1}$, $R_{\alpha 2} = eR_{r2}$ и результирующие осевые нагрузки подшипников R_{a1} и R_{a2} (см. таблицу к п.4 задачи 43).
6. Принять коэффициенты K_k , K_b , K_T (см. п.4 к задаче 33).
7. Выбрать коэффициенты X и Y радиальной и осевой нагрузки и определить эквивалентную нагрузку на подшипники. Если $R_{a1}/(K_k R_{r1}) < e$, то по таблице 15 (см. пример 5) $X = 1$, $Y = 0$, а эквивалентная нагрузка $R_{\Sigma 1} = K_k R_{r1} K_b K_T$. Если $R_{a2}/(K_k R_{r1}) > e$, то по той же таблице $X = 0,45$, а Y определяют по величине e . В этом случае $R_{\Sigma 2} = (X R_{r2} + Y R_{a2}) K_b K_T$.
8. Определить расчетную долговечность более нагруженного подшипника (см. п.6 к задаче 40).

К задаче 45. Литература: [1, §3.67...3.73]; [2, с. 264...285]; [4, § 4.2]; [5, § 7.1...7.3].

Задачу 45 рекомендуется решать в такой же последовательности, как и задачу 40, за исключением в п.3, по заданному диаметру цапфы вала d принять указанный в условии задачи подшипник легкой узкой серии с указанием его условного обозначения и из каталога выписать динамическую грузоподъемность C (таблица п.6 пособия [4] или таблица п.41 пособия [6]); в п.6 определить расчетную долговечность подшипников

$$L_h = \frac{10^6}{60n_1} \left(\frac{C}{R_{\Sigma}} \right)^{3,33} \text{ ч.}$$

Полученное значение L_h должно быть больше требуемого, в противном случае принять подшипник средней узкой серии и повторить расчет.

К задаче 46. Литература: [1, §3.67...3.73, пример 3.7]; [2, с. 264...283]; [4, § 7.2]; [8, с. 322...330, пример 34.3].

Рекомендуемый порядок решения:

1. Определить радиальную R_{r1} и осевую F_{a1} силы.
2. По заданному диаметру цапфы вала d выбрать роликоподшипник конической однорядный легкой серии размеры подшипника $d \times D \times T$, коэффициенты e и Y и динамическую грузоподъемность C (таблица п.8 пособия [4] или таблица п.12 пособия [5], или п.43 пособия [6]).
3. Определить расстояние от торцов подшипников до точки приложения опорных реакций $a = 0,5T + (d + D)e/6$.
4. Определить суммарные радиальные опорные реакции подшипников R_{r1} , R_{r2} с учетом расстояния a (см. п.1 и 2 к задаче 43).

Дальнейшая последовательность решения задачи 46 аналогична последовательности решения задачи 43, начиная с п.4.2. Если расчетная

долговечность L_h получилась меньше требуемой, то принять роликподшипники конические средней серии и повторить расчет.

К задаче 47. Литература: [1, §3.67...3.73, пример 3.7]; [2, с. 264...283]; [4, § 7.2]; [5, § 7.1...7.3, с. 246...247].

Последовательность решения задачи 47 аналогична последовательности решения задачи 46, за исключением: п.1 не выполнять.

Образцы решения задач

Пример1. Рассчитать ременную передачу клиновыми ремнями нормальных сечений от электродвигателя к редуктору привода ленточного конвейера (рисунок 1). Исходные данные для расчета: передаваемая мощность $P_1 = 5,38$ кВт; частота вращения малого шкива $n_1 = 965$ об/мин; передаточное число $u = 2,68$; работа двухсменная; нагрузка спокойная; передачу выполнить с возможно меньшими габаритами.

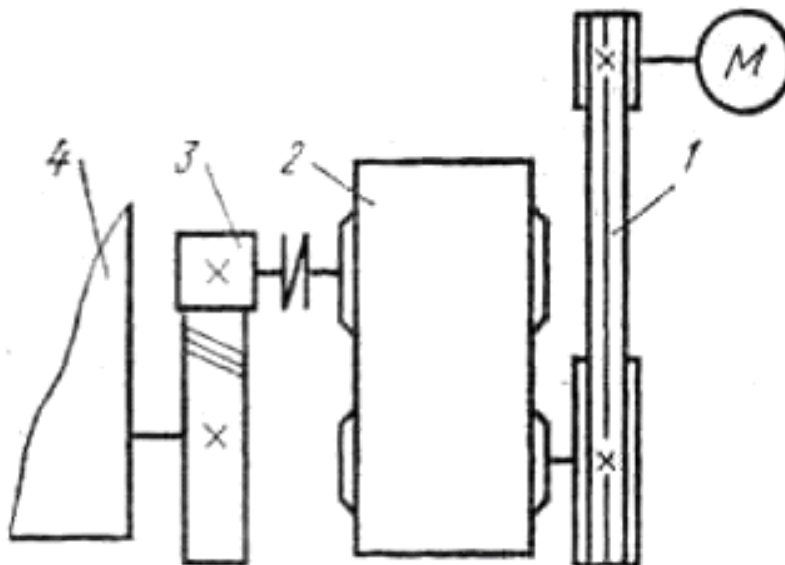


Рисунок 1 – Ременная передача клиновыми ремнями нормальных сечений от электродвигателя к редуктору привода ленточного конвейера: 1 – клиноременная передача; 2 – редуктор; 3 – открытая косозубая передача; 4 – конвейер

Решение.

1.Выбираем сечение ремня (рисунок 2). Сечение ремней О следует применять для передаваемой мощности до 2 кВт, сечение ремней Е – при мощности свыше 200 кВт.

По передаваемой мощности $P_1 = 5,38$ кВт и частоте вращения малого шкива $n_1 = 965$ об/мин принимаем ремень сечения Б.

2. Выбираем диаметр малого шкива. Если позволяют габариты, диаметр шкива следует брать возможно большим. По условию задача должна иметь минимальные габариты, но даже в этом случае не рекомендуется выбирать минимально допускаемые диаметры, так как при этом существенно снижается долговечность, КПД и тяговая способность передачи (ремень делает много пробегов на малом шкиве); надо принимать d_1 на 1...2 номера больше

минимального стандартного значения для данного сечения ремня. По таблице 1 принимаем $d_1 = 140$ мм.

3. Скорость ремня

$$v = \frac{\omega_1 \cdot d_1 \cdot 10^3}{2} = \frac{101 \cdot 140 \cdot 10^3}{2} = 7,1 \text{ м/с},$$

что меньше максимально допускаемой ($v_{\max} \leq 30$ м/с).

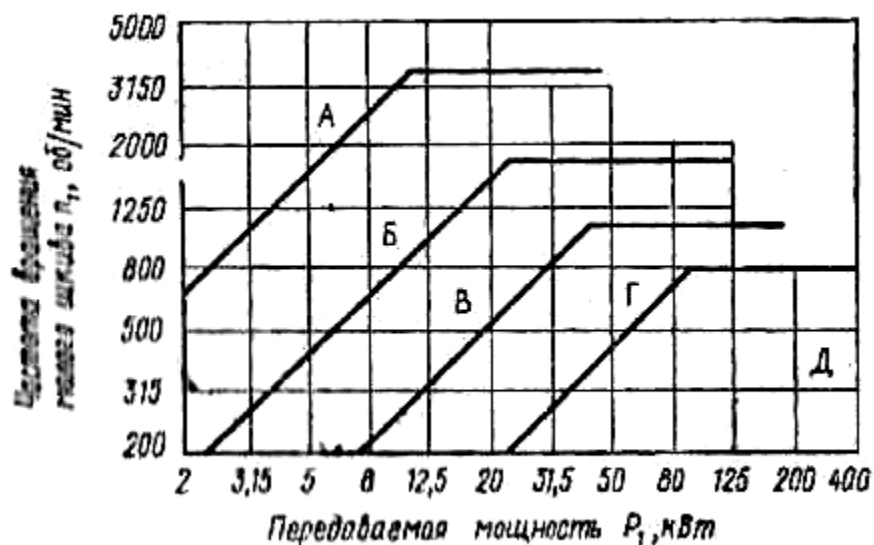


Рисунок 2 – К выбору клиновых ремней нормальных сечений

4. Диаметр большого шкива $d_2 = d_{1u} = 140 \cdot 2,68 = 375,2$ мм. По ГОСТ 20898–75 (см. примечание 2 к таблице 2) принимаем $d_2 = 355$ мм.

5. Фактическое передаточное число $u = d_2/d_1 = 355/140 = 2,55$. Отклонение от заданного составляет 4,9%. Допускается $\pm 5\%$.

6. Ориентировочное значение межосевого расстояния $a_{\min} = 0,55 (d_1 + d_2) + h = 0,55 (140 + 355) + 10,5 = 283$ мм. Здесь размер высоты сечения ремня h принят из таблицы 2. Для увеличения долговечности ремня принимают $a > a_{\min}$ и руководствуются следующими данными:

$u \dots\dots$	1	2	3	4	5	6...9
$a/d_2 \dots\dots$	1,5	1,2	1,0	0,95	0,9	0,85

При $u = 2,55$ $a = 1,09$ $d_2 = 1,09 \cdot 355 = 387$ мм.

7. Расчетная длина ремня

$$L_p = 2a + 0,5\pi (d_1 + d_2) + 0,25(d_2 - d_1)^2/a$$

$$L_p = 2 \cdot 387 + 0,5\pi (140 + 355) + 0,25(355 - 140)^2/387 = 1581 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 1284.1 – 80 (см. примечание 1 к таблице 2) принимаем $L_p = 1600$ мм.

8. Окончательное значение межосевого расстояния

$$a' = 0,25 \left(\Delta_1 + \sqrt{\Delta_1^2 + 8\Delta_2} \right),$$

где $\Delta_1 = L_p - 0,5\pi (d_1 + d_2) = 1600 - 0,5\pi (140 + 355) = 823$ мм;

$$\Delta_2 = 0,25(d_2 - d_1)^2 = 0,25(355 - 140)^2 = 11556 \text{ мм}^2;$$

$$a' = 0,25 \left(823 + \sqrt{823^2 + 8 \cdot 11556} \right) = 397 \text{ мм}.$$

9. Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a'} = 180^\circ - 57^\circ \frac{55 - 140}{397} = 149,1^\circ > \alpha_{1\text{н}} = 120^\circ.$$

10. Согласно условиям работы принимаем поправочные коэффициенты: C_α – коэффициент, учитывающий влияние на тяговую способность угла обхвата. По таблице 3 принимаем $C_\alpha = 0,92$; C_p – коэффициент динамичности нагрузки и режима работы. При двухсменной работе и спокойной нагрузке по таблице 4 принимаем $C_p = 1,1$ $C_1 = 1,1 \cdot 1 = 1,1$; C_L – коэффициент учитывающий влияние на долговечность длины ремня, зависящий от отношения расчетной длины ремня L_p к исходной L_0 . Исходная длина ремня $L_0 = 2240$ мм (таблица 1). Относительная длина ремня $L_p / L_0 = 1600 / 2240 = 0,71$. По таблице 5 принимаем $C_L = 0,92$.

11. По таблице 1 для ремня сечения Б при $d_1 = 140$ мм и $n_1 = 965$ об/мин принимаем номинальную мощность, передаваемую одним ремнем, $P_0 = 2,4$ кВт.

12. Мощность, передаваемая одним ремнем данного сечения в условиях эксплуатации,

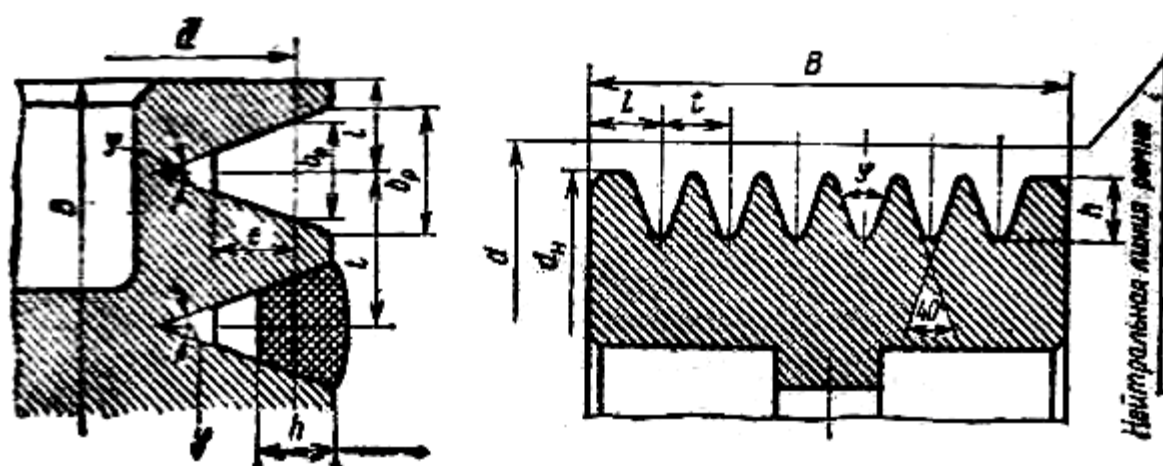
$$P_p = P_0 \frac{C_\alpha C_L}{C_p} = 2,4 \frac{0,92 \cdot 0,92}{1,1} = 1,85 \text{ кВт.}$$

Таблица 1 – Номинальная мощность P_0 , кВт, передаваемая одним ремнем нормального сечения по ГОСТ 1284.3 – 80 (выборка)

Сечение ремня (длина L_0 , мм)	Диаметр малого шкива d_1 , мм	Частота вращения малого шкива n_1 , об/мин										
		700	950	1200	1450	1600	1800	2000	2200	2400	2600	3000
О (Z) ($L_0 = 1320$)	71	0,37	0,48	0,58	0,68	0,73	0,80	0,87	0,81	1,0	1,05	1,16
	80	0,45	0,58	0,71	0,82	0,89	0,97	1,06	1,14	1,22	1,29	1,43
	90	0,54	0,69	0,84	0,99	1,07	1,17	1,27	1,36	1,46	1,54	1,70
	100	0,62	0,80	0,98	1,14	1,24	1,36	1,48	1,58	1,69	1,79	1,97
А (A) ($L_0 = 1700$)	100	0,84	1,08	1,30	1,50	1,62	1,76	1,89	2,02	2,14	2,24	2,49
	112	1,02	1,31	1,59	1,84	1,89	2,16	2,33	2,48	2,62	2,75	2,96
	125	1,22	1,57	1,89	2,19	2,36	2,58	2,78	2,96	3,12	3,27	3,50
	140	1,43	1,85	2,24	2,59	2,79	3,04	3,27	3,48	3,67	3,83	4,06
	160	1,72	2,22	2,69	3,11	3,35	3,64	3,90	4,13	4,33	4,50	4,70
Б (B) ($L_0 = 2240$)	125	1,48	1,86	2,20	2,50	2,66	2,85	3,01	3,15	3,25	3,33	—
	140	1,87	2,37	2,82	3,21	3,42	3,68	3,90	4,08	4,22	4,33	—
	160	2,38	3,03	3,61	4,13	4,40	4,73	5,01	5,24	5,41	5,52	—
	180	2,88	3,67	4,38	5,01	5,34	5,73	6,05	6,29	6,47	6,56	—
	200	3,37	4,30	5,13	5,85	6,22	6,65	6,99	7,24	7,42	7,46	—
В (C) ($L_0 = 3750$)	200	4,21	5,22	6,06	6,66	6,93	7,16	7,23	—	—	—	—
	224	5,29	6,58	7,69	8,48	8,83	9,12	9,19	—	—	—	—

Примечания: 1. Для промежуточных значений частоты вращения P_0 рассчитывают линейной интерполяцией. 2. Обозначения сечений, указанных в скобках, соответствуют рекомендации СЭВ.

Таблица 2 – Размеры клиновых и поликлиновых ремней и размеры профиля канавок шкивов для этих ремней, мм



Основные размеры	Обозначение сечения ремня						
	Нормальное сечение по ГОСТ 1284.1 – 80 (выборка)				Узкое сечение по ТУ 38–40534–75 (выборка)		
	О	А	Б	В	УО	УА	УБ
b_p	8,5	11	14	19	8,5	11	14
h	6	8	10,5	13,5	8	10	13
Длина ремня L_p	400... 2500	560... 4000	800... 6300	1800... 10600	630... 3550	800... 4500	1250... 8000
Наименьший диаметр d_1	63	90	125	200	63	90	140
t	12	15	19	25,5	12	15	19
l	8	10	12,5	17	8	10	12,5

Поликлиновые ремни по ТУ 38–40533–71

	К	Л	М
Длина ремня L_p	400...2000	1250...4000	2000...4000
Наименьший диаметр d_1	40	80	180
Число ребер z	2...36	4...20	4...20
t	2,4	4,8	9,5
l	3,5	5,5	10,0
h	2,53	5,06	10,37

Примечания: 1. Стандартный ряд длин ремня (ГОСТ 1784.1–80) L_p , мм: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000...1800. 2. Стандартный ряд диаметров шкивов (ГОСТ 20898–75) d , мм: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800...4000.

Таблица 3 – Значения коэффициента C_α

Угол обхвата α_1^0 , град	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90
C_α	1,0	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,78	0,73	0,68

Примечания: Промежуточные значения C_α определяют линейной интерполяцией.

Таблица 4 – Значения коэффициента C_p при односменной работе

Характер нагрузки	Спокойная	Умеренные колебания	Значительные колебания
Тип машин	Токарные, сверлильные и шлифовальные станки. Ленточные конвейеры	Станки фрезерные, зубофрезерные и револьверные.	Станки строгальные, долбежные, зубодолбежные и деревообрабатывающие. Конвейеры винтовые и скребковые
C_{p1}	1,0	1,1	1,2

При двух- и трехсменной работе коэффициент C_p соответственно принимают: $C_{p2} = 1,1 C_{p1}$; $C_{p3} = 1,4 C_{p1}$.

Таблица 5 – Значения коэффициента C_L

L_p / L_0	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	2,0	2,4
Тип ремня клиновой нормального сечения	0,82	0,86	0,89	0,95	1,0	1,04	1,07	1,1	1,15	1,2
Тип ремня клиновой узкий и поликлиновой	0,85	0,89	0,91	0,96	1,0	1,03	1,06	1,08	1,12	1,15

Примечания: Промежуточное значение C_L рассчитывают линейной интерполяцией.

13. Определяем C_z – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ремням. Он зависит от числа ремней z в комплекте и вводится в расчет при $z \geq 2$: $C_z = 0,95$ при $z = 2 - 3$; $C_z = 0,90$ при $z = 2 - 3$, тогда $C_z = 0,95$.

14. Требуемое число ремней

$$z = \frac{P_1}{P_p C_z} = \frac{5,38}{1,85 \cdot 0,95} = 3,06.$$

Принимаем $z = 3$.

15. Сила предварительного натяжения одного ремня без учета влияния центробежных сил (ГОСТ 1284.2–80)

$$F_0 = \frac{850 P_1 C_p C_L}{z \nu C_\alpha} = \frac{850 \cdot 5,38 \cdot 1,0 \cdot 0,92}{3 \cdot 7,1 \cdot 0,92} = 236 \text{ Н}.$$

(При расчете F_0 коэффициент C_p принимают для односменной работы).

16. Сила, действующая на вал

$$F_g = 2 F_0 z \sin \left(\frac{\alpha_1^0}{2} \right) = 2 \cdot 236 \cdot 3 \cdot \sin \left(\frac{49,1^\circ}{2} \right) = 1365 \text{ Н}.$$

17. Ширина шкивов (см. таблицу 8)

$$B_1 = B_2 = \phi - 1\bar{t} + 2l = 3 \cdot (3-1) \cdot 19 + 2 \cdot 12,5 = 63 \text{ мм},$$

что соответствует стандартному значению (см. таблицу П.3 [4] или с.126 [6]).

Пример 2. Рассчитать ременную передачу узкими клиновыми ремнями от электродвигателя к редуктору привода ленточного конвейера (см. рисунок 1). Исходные данные для расчета: передаваемая мощность $P_1 = 11,1$ кВт; частота вращения малого шкива $n_1 = 2900$ об/мин; передаточное число $u = 4,83$; нагрузка спокойная, работа двухсменная; габариты передачи неограниченны.

Решение.

1. Выбираем сечение ремня (рисунок 3). По передаваемой мощности $P_1 = 11,1$ кВт и частоте вращения малого шкива $n_1 = 2900$ об/мин принимаем ремень сечения УО.

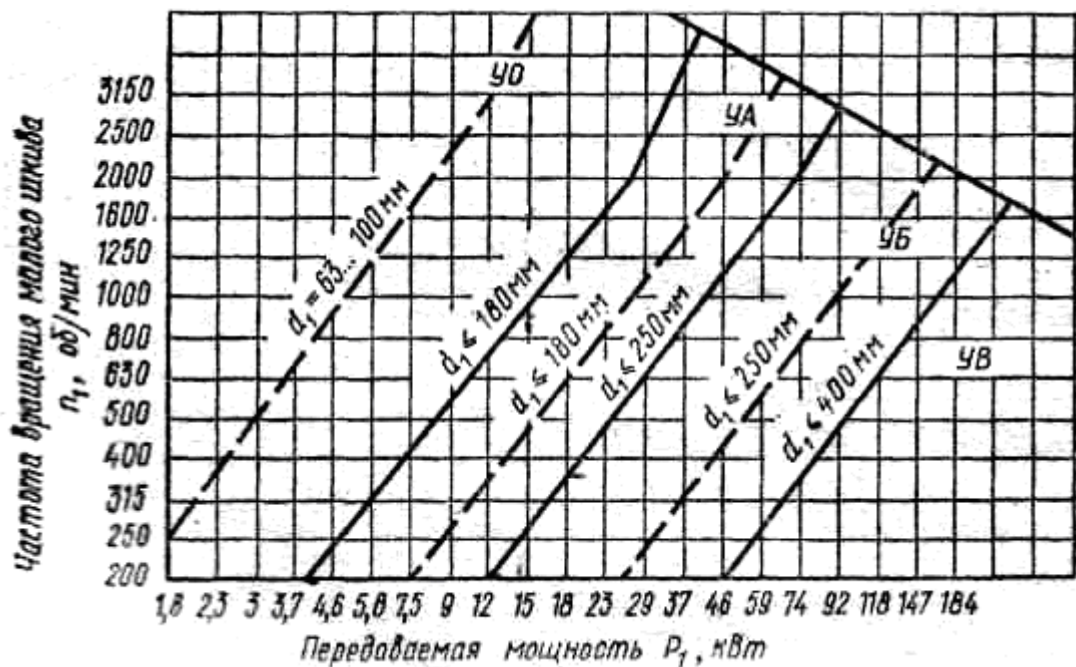


Рисунок 3 – К выбору клиновых ремней узких сечений

2. Выбор диаметра малого шкива d_1 . Так как габариты передачи неограниченны, d_1 следует брать возможно большим: с увеличением d_1 повышается КПД передачи, возрастает долговечность и тяговая способность ремней и уменьшается число ремней для передачи заданных мощностей. Наименьшие значения d_1 даны в таблице 2. По таблице 6 принимаем $d_1 = 125$ мм. (Выбор значения d_1 при ограниченных габаритах передачи см. п. 2, пример 1).

3. Скорость ремня, что меньше максимально допустимой

4. Диаметр большого шкива $d_2 = d_1 \cdot u = 125 \cdot 4,83 = 603,75$ мм. По ГОСТ 20898–75 (см. примечание 2 к таблице 2) принимаем $d_2 = 630$ мм.

5. Фактическое передаточное число $u = d_2/d_1 = 630/125 = 5,04$. Отклонение от заданного составляет 4,3%. Допускается $\pm 5\%$.

6. Ориентировочное значение межосевого расстояния

$$a_{\min} = 0,55 (d_1 + d_2) + h = 0,55 (125 + 630) + 8 = 423 \text{ мм.}$$

Здесь размер высоты сечения ремня h принят по таблице 2. Для увеличения долговечности ремня принимают $a > a_{\min}$ и руководствуются следующими данными и:

u	1	2	3	4	5	6...9
d/d ₂	1,5	1,2	1,0	0,95	0,9	0,85

При $u = 5,04$ $a = 0,9$ $d_2 = 0,9 \cdot 630 = 567 \text{ мм.}$

7. Расчетная длина ремня

$$L_p = 2a + 0,5\pi(d_1 + d_2) + 0,25(d_2 - d_1)^2/a$$

$$L_p = 2 \cdot 567 + 0,5\pi(125 + 630) + 0,25(630 - 125)^2/567 = 2431 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 1284.1 – 80 (см. примечание 1 к таблице 8) принимаем $L_p = 2500 \text{ мм.}$

8. Окончательное решение межосевого расстояния

$$a' = 0,25 \left(\Delta_1 + \sqrt{\Delta_1^2 - 8\Delta_2} \right),$$

где $\Delta_1 = L_p - 0,5\pi(d_1 + d_2) = 2500 - 0,5\pi(125 + 630) = 1315 \text{ мм;}$

$$\Delta_2 = 0,25(d_2 - d_1)^2 = 0,25(630 - 125)^2 = 63756 \text{ мм}^2.$$

$$a' = 0,25 \left(1315 + \sqrt{1315^2 - 8 \cdot 63756} \right) = 605 \text{ мм.}$$

9. Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a'} = 180^\circ - 57^\circ \frac{630 - 125}{605} = 132,4^\circ.$$

10. Согласно условиям работы принимаем поправочные коэффициенты: C_α – коэффициент, учитывающий влияние на тяговую способность угла обхвата. По таблице 1 принимаем $C_\alpha = 0,87$; C_p – коэффициент динамичности нагрузки и режима работы. При двухсменной работе и спокойной нагрузке по таблице 1 принимаем $C_p = 1,1$, $C_{p1} = 1,1 \cdot 1 = 1,1$; C_L – коэффициент, учитывающий влияние на долговечность длины ремня L_p к исходной L_0 . $L_0 = 1600 \text{ мм}$ (см. таблицу 6). Относительная длина ремня $L_p/L_0 = 2500/1600 = 1,56$. По таблице 5 принимаем $C_L = 1,08$.

Таблица 6 – Номинальная мощность P_0 , кВт, передаваемая одним узким клиновым ремнем

Сечение ремня (длина L_0 , мм)	Диаметр малого шкива d_1 , мм	Скорость ремня м/с								
		3	5	10	15	20	25	30	35	40
УО ($L_0 = 1600$)	63	0,68	0,95	1,5	1,8	1,85	–	–	–	–
	71	0,78	1,18	1,95	2,46	2,73	2,65	–	–	–
	80	0,90	1,38	2,34	3,06	3,5	3,66	–	–	–
	100	0,92	1,55	2,65	3,57	4,2	4,5	4,55	–	–
	100	1,07	1,66	2,92	3,95	4,72	5,2	5,35	–	–
	112	1,15	1,8	3,2	4,35	5,25	5,85	6,15	6,05	–

	125	1,22	1,9	3,4	4,7	5,7	6,42	6,85	6,90	6,5
УА ($L_0 = 2500$)	90	1,08	1,56	2,57	–	–	–	–	–	–
	100	1,26	1,89	3,15	4,04	4,46	–	–	–	–
	112	1,41	2,17	3,72	4,88	5,61	5,84	–	–	–
	125	1,53	2,41	4,23	5,67	6,6	7,12	7,10	–	–
	140	1,72	2,64	4,70	6,3	7,56	8,25	8,43	7,94	–
	160	1,84	2,88	5,17	7,03	8,54	9,51	9,94	9,66	8,8
УБ ($L_0 = 3550$)	140	1,96	2,95	5,0	6,37	–	–	–	–	–
	160	2,24	3,45	5,98	7,88	9,1	9,49	–	–	–
	180	2,46	3,8	6,7	9,05	10,6	11,4	11,5	–	–
	200	2,64	4,12	7,3	10,0	11,9	13,1	13,3	12,6	–
	224	2,81	4,26	7,88	10,7	13,0	14,6	15,1	14,7	13,2
УВ ($L_0 = 5600$)	224	3,55	5,45	9,4	12,3	14,1	–	–	–	–
	250	3,93	6,05	10,6	14,2	16,6	17,6	17,1	–	–

Примечания: Для промежуточных значений скорости P_0 рассчитывают линейной интерполяцией.

11. По таблице 6 для ремня сечения УО при $d_1 = 125$ м и $v = 19$ м/с принимаем номинальную мощность, передаваемую одним ремнем $P_0 = 5,5$ кВт.

12. Мощность, передаваемая одним ремнем данного сечения в условиях эксплуатации

$$P_p = P_0 \frac{C_\alpha C_L}{C_p} = 5,5 \frac{0,87 \cdot 1,08}{1,1} = 4,7 \text{ кВт.}$$

13. Определяем C_z – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ремням, зависящий от числа ремней z в комплекте. Вводится в расчет при $z \geq 2$: $C_z = 0,95$ при $z = 2-3$; $C_z = 0,90$ при $z = 4-6$; $C_z = 0,85$ при $z > 6$.

Предполагаем, что число ремней будет $z = 2 \dots 3$, тогда $C_z = 0,95$.

14. Требуемое число ремней

$$z = \frac{P_1}{P_p C_z} = \frac{11,1}{4,7 \cdot 0,95} = 2,49.$$

Принимаем $z = 3$.

15. Сила предварительного натяжения одного ремня без учета влияния центробежных сил (ГОСТ 1284.2 – 80)

$$F_0 = \frac{850 P_1 C_p C_L}{z v C_\alpha} = \frac{850 \cdot 11,1 \cdot 1,0 \cdot 1,08}{3 \cdot 19 \cdot 0,87} = 226 \text{ Н.}$$

(При расчете F_0 коэффициент C_p принимают для односменной работы).

16. Сила, действующая на вал

$$F_g = 2 F_0 z \sin(\alpha_1 / 2) = 2 \cdot 226 \cdot 3 \sin(32,4^\circ / 2) = 1241 \text{ Н.}$$

17. Ширина шкивов (см. таблица 2)

$$B_1 = B_2 = (z - 1)t + 2l = (3 - 1)12 + 2 \cdot 8 = 40 \text{ мм,}$$

это соответствует стандартному значению (см. таблицу П.3 [4] или с.121 [6]).

Пример 3. Рассчитать ременную передачу поликлиновым ремнем от электродвигателя к редуктору привода автоматической линии (рисунок 4). Исходные данные для расчета: передаваемая мощность $P_1 = 5,6$ кВт; частота вращения малого шкива $n_1 = 1455$ об/мин; передаточное число $u = 4,55$; вращающий момент на малом шкиве $M_1 = 36,7$ Н·м; нагрузка спокойная, работа двухсменная.

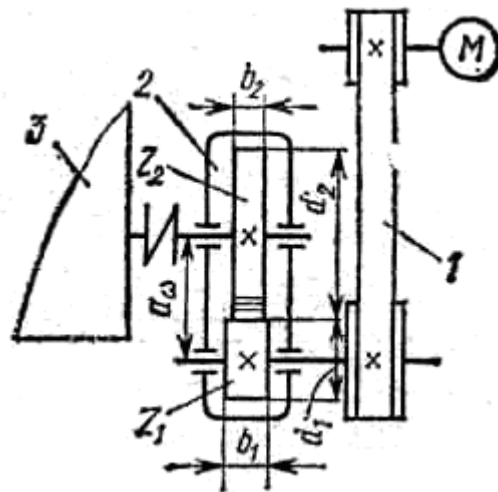


Рисунок 4 – Ременная передача поликлиновым ремнем от электродвигателя к редуктору привода автоматической линии: 1 – ременная передача поликлиновым ремнем; 2 – редуктор; 3 – автоматическая линия

Решение.

1. Диаметр малого шкива при $M_1 \leq 250$ Н·м

$$d_1 = 0,03\sqrt[3]{M_1} = 0,03\sqrt[3]{36,7} = 0,099 \text{ м.}$$

По ГОСТ 20898–75 (см. примечание 2 к таблице 2) для получения более компактной передачи принимаем $d_1 = 90$ мм.

2. Диаметр большого шкива $d_2 = d_1 \cdot u = 90 \cdot 4,55 = 409$ мм. По ГОСТ принимаем $d_2 = 400$ мм.

3. Фактическое передаточное число $u = d_2/d_1 = 400/90 = 4,45$. Отклонение от заданного составляет 2,2%. Допускается $\pm 5\%$.

4. Выбираем сечение ремня (рисунок 5). По передаваемой мощности $P_1 = 5,6$ кВт, частоте вращения $n_1 = 1455$ об/мин и диаметру $d_1 = 90$ мм принимаем ремень сечения К как имеющий меньшие размеры, но если по расчету получилось число ребер $z > 36$, то надо принять ремень сечения Л.

5. Ориентировочное значение межосевого расстояния a устанавливают, руководствуясь следующими рекомендациями:

u	1...2	Св. 2 до 3	Св. 3 до 6
a/d_2	2...1,5	1,5...1	1...0,85

При $u = 4,45$ принимаем $a/d_2 = 0,93$, тогда $a = 0,93 \cdot d_2 = 0,93 \cdot 400 = 372$ мм.

6. Расчетная длина ремня

$$L_p = 2a + 0,5\pi(d_1 + d_2) + 0,25(d_2 - d_1)^2/a$$

$$L_p = 2 \cdot 372 + 0,5\pi(90 + 400) + 0,25(400 - 90)^2/372 = 1578 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение $L_p = 1600$ мм (см. примечание 1 к таблице 2).

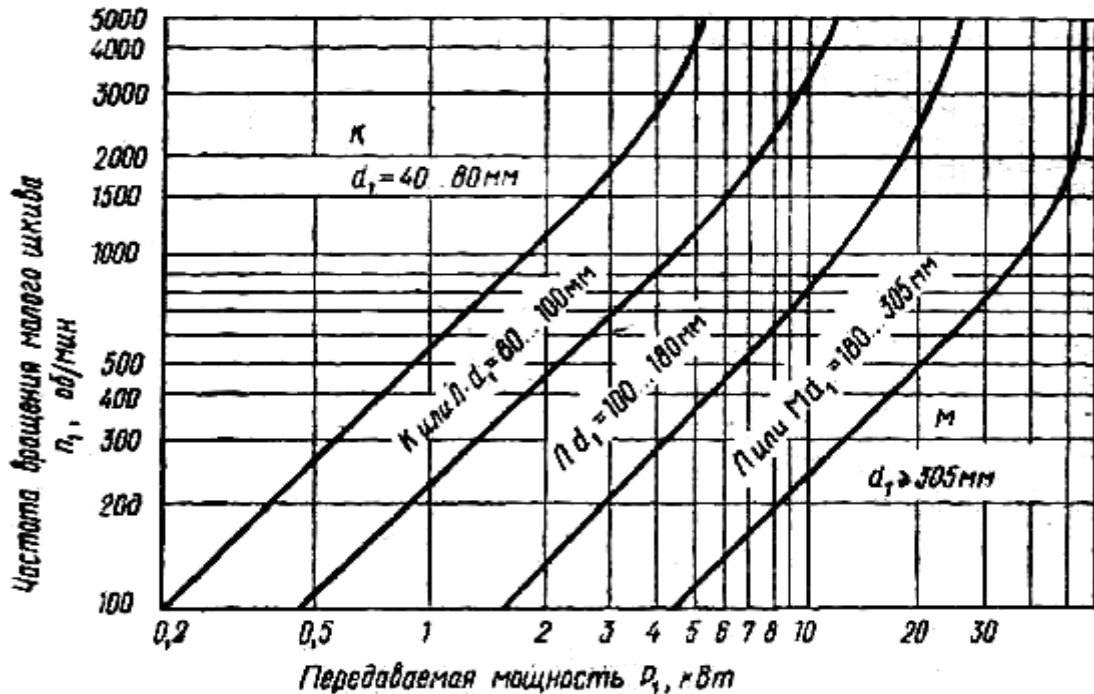


Рисунок 5 – К выбору сечения поликлинового ремня

7. Окончательное значение межосевого расстояния

$$a' = 0,25 \left(\Delta_1 + \sqrt{\Delta_1^2 - 8\Delta_2} \right) = 0,25 \left(831 + \sqrt{831^2 - 8 \cdot 24025} \right) = 384 \text{ мм.}$$

Здесь $\Delta_1 = L_p - 0,5\pi(d_1 + d_2) = 1600 - 0,5\pi(90 + 400) = 831$ мм;

$$\Delta_2 = 0,25(d_2 - d_1)^2 = 0,25(400 - 90)^2 = 24025 \text{ мм}^2.$$

8. Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ(d_2 - d_1)/a' = 180^\circ - 57^\circ(400 - 90)/384 = 134^\circ,$$

9. Скорость ремня

$$v = \omega_1 d_1 / 2 = 152,3 \cdot 90 \cdot 10^{-3} / 2 = 6,86 \text{ м/с.}$$

10. Согласно условиям работы принимаем коэффициенты $C_\alpha = 0,87$ (см. таблицу 3); $C_p = C_{p2} = 1,1$ $C_{p1} = 1,1 \cdot 1 = 1,1$ (см. таблицу 4).

11. Исходная длина ремня $L_0 = 710$ мм (см. таблицу 7). Относительная длина ремня $L_p/L_0 = 1600/710 = 2,25$. По таблице 5 принимаем коэффициент $C_L = 1,13$.

12. По таблице 7 для ремня сечения К при $d_1 = 90$ мм и $v = 6,86$ м/с принимаем номинальную мощность, передаваемую поликлиновым ремнем с десятью ребрами $P_0 = 2,8$ кВт.

13. Мощность, передаваемая поликлиновым ремнем сечения К в условиях эксплуатации

$$P_p = P_0 \frac{C_\alpha C_L}{C_p} = 2,8 \frac{0,87 \cdot 1,13}{1,1} = 2,5 \text{ кВт.}$$

14. Требуемое число ребер $z = 10P_1/P_p = 10 \cdot 5,6/2,5 = 22,3$. Принимаем $z = 22$. Число ребер поликлиновых ремней рекомендуется принимать четным. Если число ребер получилось больше рекомендуемого ($z = 36$, таблица 2), то следует принять большее сечение ремня или увеличить диаметры шкивов, повысив тем самым скорость ремня и соответственно номинальную мощность P_0 , передаваемую ремнем.

15. Сила предварительного натяжения ремня (без учета влияния центробежных сил)

$$F_0 = \frac{850P_1C_pC_L}{vC_\alpha} = \frac{850 \cdot 5,59 \cdot 1,1 \cdot 1,13}{6,86 \cdot 0,87} = 990 \text{ Н.}$$

(При расчете F_0 коэффициент C_p принимают для односменной работы).

16. Сила, действующая на вал

$$F_b = 2F_0 \sin(\alpha_1/2) = 2 \cdot 990 \sin(34^\circ/2) = 1820 \text{ Н.}$$

17. Ширина шкивов (см. таблицу 2)

$$B_1 = B_2 = t(z - 1) + 2l = 2,4(22 - 1) + 2 \cdot 3,5 = 57,4 \text{ мм.}$$

Округляя до стандартного ряда, принимаем $B = 60$ мм (см. таблицу П.3 [4] или с.121 [6]).

Таблица 7 – Номинальная мощность P_0 , кВт, передаваемая поликлиновым ремнем с десятью ребрами

Сечение ремня (длина L_0 , мм)	Диаметр малого шкива d_1 , мм	Скорость ремня v , м/с							
		2	5	10	15	20	25	30	35
К ($L_0 = 710$)	40	0,65	1,4	2,4	3,2	3,7	–	–	–
	45	0,7	1,55	2,7	3,6	4,3	4,9	–	–
	50	0,76	1,65	2,9	4,0	4,8	5,3	–	–
	63	0,85	1,4	3,4	4,6	5,7	6,4	6,8	–
	71	0,88	2,0	3,6	4,9	6,0	6,9	7,4	7,6
	80	0,92	2,05	3,7	5,2	6,4	7,3	7,9	8,2
	90	0,95	2,15	3,9	3,4	6,7	8,0	8,7	–
	100	0,97	2,2	4,0	5,6	6,9	8,2	9,1	–
Л ($L_0 = 1600$)	80	1,9	3,9	6,4	7,9	8,3	–	–	–
	90	2,2	4,5	7,6	9,7	10,8	–	–	–
	100	2,3	5,0	8,6	11,2	12,7	13,0	–	–
	112	2,54	5,5	9,6	12,7	14,7	15,3	–	–
	125	2,7	5,9	10,4	13,9	16,3	17,4	17,0	–
	140	2,9	6,3	11,0	15,0	17,8	19,2	19,0	17,2
М ($L_0 = 2240$)	180	7,1	14,5	24,0	30,2	32,8	31,8	24,2	–
	200	7,7	16,3	27,7	35,8	30,3	40,4	35,4	–
	224	8,5	18,0	31,3	41,2	47,5	49,5	46,3	37

Примечания: Для промежуточных значений скорости P_0 рассчитывают линейной интерполяцией.

Пример 4. Рассчитать ременную передачу зубчатым ремнем от электродвигателя к редуктору привода конвейера. Исходные данные для расчета: передаваемая мощность $P_1 = 3,96$ кВт; частота вращения малого шкива $n_1 = 1430$ об/мин ($\omega_1 = 150$ рад/с); передаточное число $u = 4,1$; нагрузка спокойная; работа трехсменная.

Решение.

1. Модуль зубчатого ремня определяем по эмпирической формуле

$$m = 35\sqrt[3]{P_1/n_1} = 35\sqrt[3]{3,96/1430} = 4,91 \text{ мм.}$$

По ОСТ 38.05114–76 (таблица 8) принимаем $m = 5$ мм (округлять можно в большую или меньшую сторону).

2. Число зубьев z_1 малого шкива принимаем по таблице 8 в зависимости от модуля. Принимаем $z_1 = 18$. Число зубьев большого шкива $z_2 = uz_1 = 4,1 \cdot 18 = 73,8$. Принимаем $z_2 = 74$.

3. Диаметры делительных окружностей шкивов – диаметры окружностей расположения нейтральной линии ремня (по центру маталлотроса) $d_1 = mz_1 = 5 \cdot 18 = 90$ мм; $d_2 = mz_2 = 5 \cdot 74 = 370$ мм.

4. Ориентировочное значение межосевого расстояния $a = (0,5...2,0) (d_1 + d_2) = (0,5...2,0) (90+370) = (230+920)$ мм.

Принимаем примерно среднее значение $a = 570$ мм.

5. Ориентировочное значение длины ремня $L_p = 2a + 0,5\pi (d_1 + d_2) + 0,25 (d_2 - d_1)^2/a = 2 \cdot 570 + 0,5\pi (90 + 370) + 0,25(370 - 90)^2/570 = 1896$ мм.

6. Число зубьев ремня $z_p = L_p/(\pi m) = 1896/(\pi \cdot 5) = 120,8$. Принимаем стандартное значение $z_p = 125$ (см. примечание к таблице 8).

7. Окончательное значение межосевого расстояния

$$L'_p = \pi m z_p = \pi \cdot 5 \cdot 125 = 1962 \text{ мм.}$$

8. Окончательное значение межосевого расстояния

$$a' = 0,25 \left(\Delta_1 + \sqrt{\Delta_1^2 - 8\Delta_2} \right) = 0,25 \left(1260 + \sqrt{1260^2 - 8 \cdot 19600} \right) = 614,1 \text{ мм.}$$

Здесь $\Delta_1 = L'_p - 0,5\pi (d_1 + d_2) = 1962 - 0,5\pi (90 + 370) = 1260$ мм,

$$\Delta_2 = 0,25 (d_2 - d_1)^2 = 0,25 (370 - 90)^2 = 19600 \text{ мм,}$$

Значение a' следует вычислить с точностью до 0,1 мм.

9. Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a'} = 180^\circ - 57^\circ \frac{370 - 90}{614,1} = 154^\circ.$$

10. Число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с малым шкивом

$$z_{po} = z_1 \alpha_1^\circ / 360 = 18 \cdot 154^\circ / 360^\circ = 7,7.$$

Рекомендуется $z_{po} > 6$. При $z_{po} < 6$ необходимо увеличить межосевое расстояние.

11. Допускаемая удельная окружная сила, передаваемая ремнем, $[K] = K_0 C_F / C_p$, где $K_0 = 35$ Н/мм – допускаемая номинальная удельная окружная сила, которая выбирается в зависимости от модуля m по таблице 8, C_F – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между проволоками

металлотроса вследствие технологических особенностей изготовления. При расчете принимают $C_F = 0,85$; C_p – коэффициент динамичности нагрузки и режима работы. При трехсменной работе и спокойной нагрузке по таблице 4 принимаем $C_p = 1,4$, $C_{p1} = 1,4 \cdot 1 = 1,4$.

$$[K] = 35 \cdot 0,85 / 1,4 = 21,2 \text{ Н/мм.}$$

12. Скорость ремня $v = \omega_1 d_1 / 2 = 150 \cdot 90 \cdot 10^{-3} / 2 = 6,75 \text{ м/с.}$

13. Окружная сила, передаваемая ремнем

$$F_t = P_1 / v = 3,96 \cdot 10^3 / 6,75 = 587 \text{ Н.}$$

14. Необходимая ширина ремня без учета влияния центробежных сил $b = F_t / [K] = 587 / 21,2 = 27,8 \text{ мм.}$

По ОСТ 38.05114 – 76 (см. таблицу 8) принимаем $b = 32 \text{ мм.}$ (Округлять значение b нужно в большую сторону).

15. Сила, действующая на вал, $F_v = 1,1 F_t = 1,1 \cdot 587 = 646 \text{ Н.}$

16. Ширина шкива $B = b + m = 32 + 5 = 37 \text{ мм.}$

Принимаем стандартное значение $B = 38 \text{ мм}$ (см. таблицу ПЗ [4] или с.121 [6]).

Таблица 8 – Параметры зубчатых ремней по ОСТ 38.05114 – 76 (выборка)

Параметр	Модуль m , мм					
	2	3	4	5	7	10
Число зубьев на малом шкиве z_1	10; 12; 14; 16; 18	10; 12; 14; 16; 18	14; 16; 18; 20;	14; 16; 18; 20; 22	17; 20; 22; 24; 26	17; 20; 22; 24; 26; 28
Число зубьев на малом шкиве z_p	40...160	40...160	48...250	48...200	56...140	56...100
Ширина зубчатого ремня b , мм	8; 10; 12,5; 16; 20	12,5; 16; 20; 25; 32	20; 25; 32; 40; 50	25; 32; 40; 50; 63	50; 63; 80; 100	50; 63; 80; 100
Допускаемая номинальная удельная окружная сила K_0 , Н/мм	5	10	25	35	45	60

Примечания: Стандартные значения z_p : 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 250.

Пример 5. Подобрать подшипник качения для ведомого вала цилиндрического редуктора общего назначения (рисунок 6) по следующим данным: частота вращения вала $n_2 = 80 \text{ об/мин}$; вращающий момент на валу $M_2 = 622 \text{ Н} \cdot \text{м}$; силы, действующие в зацеплении: $F_{t2} = 6277 \text{ Н}$, $F_{r2} = 2322 \text{ Н}$; $F_{a2} = 1137 \text{ Н}$; диаметр делительной окружности $d_2 = 198,17 \text{ мм}$; диаметр вала под подшипник $d_{2п} = 50 \text{ мм}$; расстояние от точки приложения опорных реакций до точки приложения сил в зацеплении (до полюса зацепления) $a_2 = 61 \text{ мм}$.

Решение.

1. Определяем консольную нагрузку F_k , действующую на вал.

Так как редуктор общего назначения и не указано его конкретное назначение, то согласно ГОСТ 16162 – 78 на «Редукторы общего назначения» к выходному концу ведомого вала прикладывают консольную нагрузку F_k , которую для одноступенчатых зубчатых редукторов (цилиндрических и конических) определяют по зависимости $F_k = 125\sqrt{M_2} = 125\sqrt{622} = 3117 \text{ Н}$.

(Для червячных редукторов $F_k = 250\sqrt{M_2}$).

Направление силы F_k неизвестно. Оно может быть любым по отношению к силам, действующим в зацеплении. Поэтому реакции от силы F_k не совпадают с направлением реакций опор от сил в зацеплении зубчатой передачи и их определяют отдельно.

Расстояние l_k от точки приложения силы F_k до ближайшей опоры (точнее, до точки приложения реакции опоры) приближенно находят по зависимости $l_k = 0,7d_{2в} + 50 \text{ мм}$, где $d_{2в} = 48 \text{ мм}$ – диаметр выходного конца ведомого вала, который получили при проектировочном расчете, тогда $l_k = 0,7 \cdot 48 + 50 = 85 \text{ мм}$.

2. Вычерчиваем расчетную силу нагружения вала (рисунок 6, а).

3. Определяем реакции опор в вертикальной плоскости $xу$ от сил F_{r2} и F_{a2} (рисунок 6, б):

$$\begin{aligned}\sum M_D &= 0; R_{H_B} 2a_2 - F_{r2}a_2 - F_{a2}d_2/2 = 0, \\ R_{H_B} &= \frac{F_{r2}a_2 + F_{a2}d_2/2}{2a_2} = \frac{2322 \cdot 61 + 1137 \cdot 198,17/2}{2 \cdot 61} = 2084 \text{ Н.} \\ \sum M_H &= 0; -R_{D_B} 2a_2 + F_{r2}a_2 - F_{a2}d_2/2 = 0, \\ R_{D_B} &= \frac{F_{r2}a_2 - F_{a2}d_2/2}{2a_2} = \frac{2322 \cdot 61 - 1137 \cdot 198,17/2}{2 \cdot 61} = 238 \text{ Н.}\end{aligned}$$

Проверим правильность определения реакций $\sum Y = 0$;
 $-R_{D_B} + F_{r2} - R_{H_B} = 0$; $-238 + 2322 - 2084 = 0$.

Реакции определены правильно.

4. Строим эпюру изгибающих моментов M_b (M_y) в вертикальной плоскости (рисунок 6, в). Заметим, что эпюры изгибающих и крутящих моментов необходимы для проверочного расчета вала на усталость, а не для подбора подшипников, но рекомендуется их строить сразу после определения реакций опор.

5. Определяем реакции опор в горизонтальной плоскости xz от силы F_{t2} (рисунок 6, з): $R_{D_r} = R_{H_r} = F_{t2}/2 = 6277/2 = 3139 \text{ Н}$.

6. Строим эпюру изгибающих моментов M_r (M_z) в горизонтальной плоскости (рисунок 6, д).

7. Определяем реакции опор от консольной силы F_k (рисунок 6, е).

$$\begin{aligned}\sum M_H &= 0; -F_k l_k / (2a_2) = 3117 \cdot 85 / (2 \cdot 61) = 2120 \text{ Н.} \\ R_{H_k} &= F_k l_k / (2a_2) = 3117 \cdot 85 / (2 \cdot 61) = 2120 \text{ Н.} \\ \sum M_H &= 0; -F_k (l_k + 2a_2) / (2a_2) + R_{D_k} 2a_2 = 0,\end{aligned}$$

$$R_{D_k} = F_k (a_1 + 2a_2) = 3117 \cdot 5 + 2 \cdot 61 \cdot 61 = 5237 \text{ Н.}$$

Проверим правильность определения реакций $\sum Y = 0$;

$$-F_k + R_{D_B} - R_{H_k} = 0; -3117 + 5237 - 2120 = 0.$$

Реакции определены правильно.

8. Строим эпюру изгибающих моментов M_{F_k} от сил F_k (рисунок 6, ж).

9. Строим эпюру крутящего момента (рисунок 6, и). Передача вращающего момента происходит вдоль оси вала от середины ступицы колеса до точки приложения консольной нагрузки. При этом крутящий момент равен вращающему моменту $M_{k2} = M_2 = 622 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

10. Суммарные радиальные опорные реакции. Так как направление действия силы F_k может быть любым, то при определении суммарных опорных реакций принимают, что реакции от ее действия на опорах в худшем случае совпадают по направлению с суммарными реакциями опор, найденными от действия сил в зацеплении зубчатой передачи:

$$R_{rD} = \sqrt{R_{D_B}^2 + R_{D_c}^2} + R_{D_k} = \sqrt{238^2 + 3139^2} + 5237 = 8384 \text{ Н,}$$

$$R_{rH} = \sqrt{R_{H_B}^2 + R_{H_c}^2} + R_{H_k} = \sqrt{2084^2 + 3139^2} + 2120 = 5886 \text{ Н.}$$

11. Выбираем тип подшипника. Осевая нагрузка действует на опору Н, поэтому для этой опоры определяем отношение

$$R_a / (K_k R_{rH}) = F_{a2} / (K_k R_{rH}) = 1137 / 5886 = 0,193.$$

При отношении $R_a / (K_k R_{rH}) \geq 0,35$ необходимо выбирать шариковые радиальные однородные подшипники (при отношении $R_a / (K_k R_{rH}) > 0,35$ – роликоподшипники конические однородные при низких и средних частотах вращения или шарикоподшипники радиально-упорные однорядные при высоких и средних частотах вращения).

Подбор подшипников нужно начинать с легкой серии. Однако в данном примере вследствие большого значения силы F_k проверим долговечность подшипника средней серии 310.

12. Намечаем минимальную долговечность (срок службы) подшипника $L_h = 10000 \text{ ч}$.

Укажем, что для зубчатых редукторов установлен срок службы 36000 ч, а червячных – 20000 ч (ГОСТ 16162 – 78). Желательно предусмотреть такую же долговечность и подшипников.

13. Определяем эквивалентную, действующую на подшипник Н, который воспринимает осевую силу $R_{эН} = (XK_k R_{rH} + YR_a)K_\delta K_T$, где K_k – коэффициент вращения, при вращении внутреннего кольца $K_k = 1$; K_δ – коэффициент безопасности, учитывающий влияние характера нагрузки на долговечность подшипника. Для редукторов всех конструкций $K_\delta = 1,3 \dots 1,5$, принимают $K_\delta = 1,3$; K_T – коэффициент, учитывающий влияние температуры на долговечность подшипника.

Вводится в расчет только при повышении рабочей температуры более 100°C , принимаем $K_T = 1$, X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузки соответственно. Для определения X и Y необходимо найти отношение $R_a / C_0 =$

$1137/35,6 \cdot 10^3 = 0,032$. Здесь $C_0 = 35,6$ кН – статическая грузоподъемность подшипника 310 (принимается по каталогу, см. [4] и [5]).

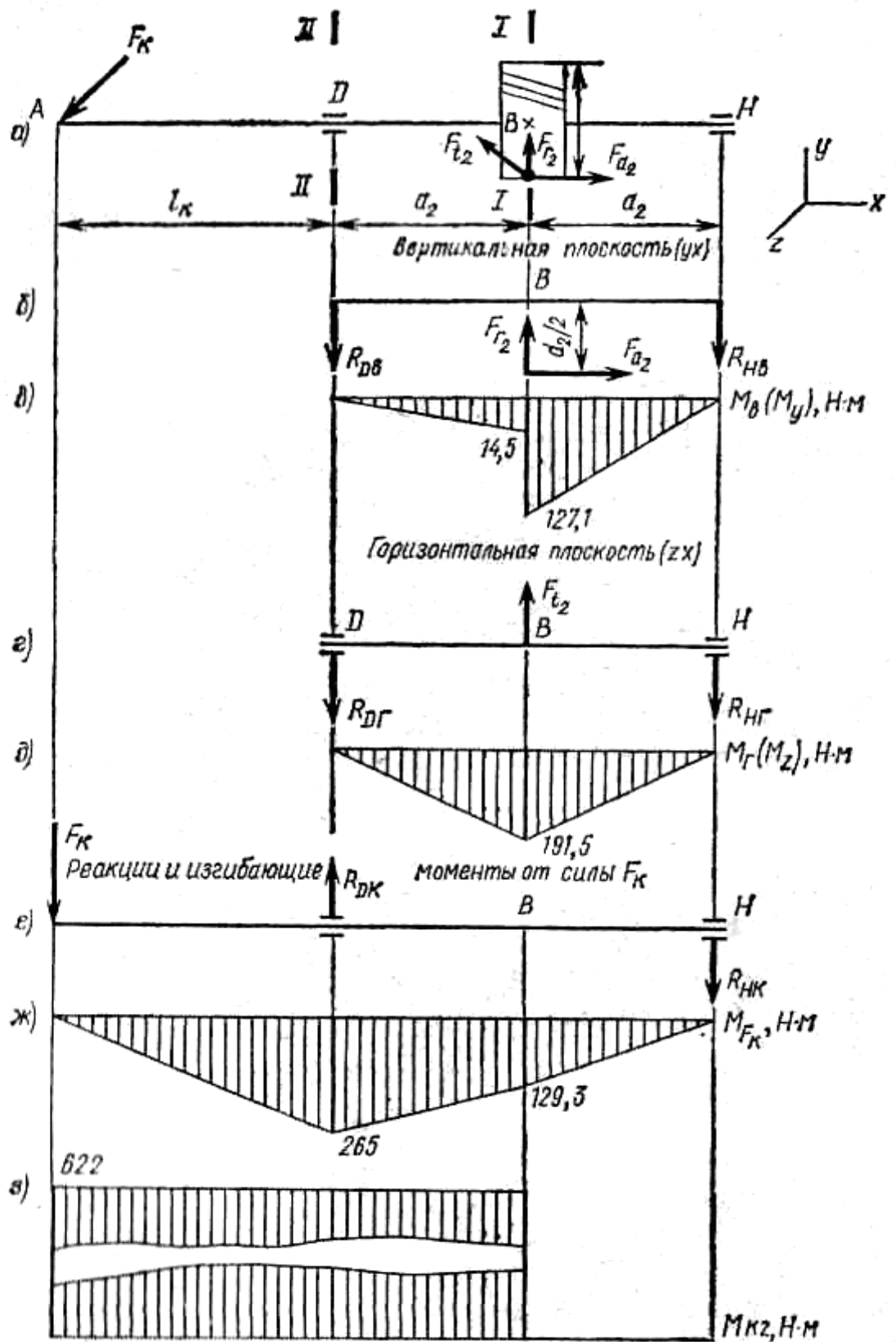


Рисунок 6 – Схема нагружения ведомого вала. Эпюры изгибающих и крутящего моментов

По таблице 9 линейной интерполяцией находим коэффициент влияния осевого нагружения $e = 0,225$. Так как $R_a/(K_k R_{rH}) = 0,193 < e = 0,225$, то из той же таблицы $X = 1$, $Y = 0$.

Эквивалентная нагрузка на подшипник Н

$$R_{эH} = 1 \cdot 1,5886 + 0 \cdot 1,137 \cdot 1,3 \cdot 1 = 1,5886 \text{ кН} = 1,59 \text{ кН}.$$

Эквивалентная нагрузка на подшипник D, который не воспринимает осевой силы,

$$R_{эD} = K_k R_{rD} K_\sigma K_T = 1 \cdot 8384 \cdot 1,3 \cdot 1 = 10900 \text{ Н} = 10,9 \text{ кН}.$$

14. Определяем расчетную долговечность более нагруженного подшипника D в часах:

$$L_h = \frac{10^6}{60 n_2} \left(\frac{C}{R_{эD}} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 80} \left(\frac{47,6}{10,9} \right)^3 = 17000 \text{ ч}.$$

Требуемая долговечность подшипника ($L_h = 10000 \text{ ч}$) обеспечивается. (Здесь $C = 47,6 \text{ кН}$ – динамическая грузоподъемность подшипника 310).

Таблица 9 – Коэффициенты X и Y радикальной и осевой нагрузки

Подшипники шариковые радиальные и радиально-упорные однорядные						
α°	R_a/C_0	e	$R_a/(K_k R_r) \dots e$		$R_a/(K_k R_r) > e$	
			X	Y	X	Y
0	0,014	0,19	1	0	0,56	2,30
	0,028	0,22				1,99
	0,056	0,26				1,71
	0,084	0,28				1,55
	0,11	0,30				1,45
	0,17	0,34				1,31
	0,28	0,38				1,15
	0,42	0,42				1,04
	0,56	0,44				1,00
12	0,014	0,30	1	0	0,45	1,81
	0,029	0,34				1,62
	0,057	0,37				1,46
	0,086	0,41				1,34
	0,11	0,45				1,22
	0,17	0,48				1,13
	0,29	0,52				1,14
	0,43	0,54				1,01
	0,57	0,54				1,00
26	—	0,68	1	0	0,41	0,87
36	—	0,95	1	0	0,37	0,66
Подшипники роликовые конические однорядные						
	—	1,5 tg α или по каталогу	1	0	0,4	0,4 ctg α или по каталогу

Пример 6. По данным, полученным при решении примера 5, выполнить проверочный расчет ведомого вала редуктора, приняв диаметр вала под ступицу зубчатого колеса $d_{2к} = 53$ мм.

Решение.

1. Выбираем материал вала (таблица 10). Ввиду больших нагрузок, действующих на вал от консольной силы F_k , принимаем сталь 40Х. Диаметр заготовки неограничен. Твердость не менее НВ 200; $\sigma_b = 730$ МПа – предел прочности; $\sigma_{-1} = 320$ МПа и $\tau_{-1} = 200$ МПа – пределы выносливости при симметричном цикле изгиба и кручения.

2. В соответствии с эпюрами изгибающих и крутящего моментов (см. рисунок 6) предположительно устанавливаем опасные сечения вала, которые подлежат расчету. Таких сечений два: I – I – под подшипником D.

3. Сечение I – I.

Суммарный изгибающий момент $M_{из}$ в сечении. При определении $M_{из}$ принимают, что момент $M_{Fк}$ от силы F_k в худшем случае совпадает по направлению с суммарным моментом, найденным от действия сил в зацеплении зубчатой передачи:

$$M_u = \sqrt{M_B^2 + M_c^2} + M_{Fк} = \sqrt{127,1^2 + 191,5^2} + 129,3 = 359 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Крутящий момент в сечении вала $M_{к2} = 622 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Осевой момент сопротивления сечения с учетом шпоночного паза

$$W_{oc} \approx 0,1d_{2к}^3 - \frac{bt_1}{2d_{2к}} \left(d_{2к}^3 - t_1^3 \right).$$

Для вала диаметром $d_{2к} = 53$ мм по СТ СЭВ 189-75 ([4], таблица ...; [5], таблица ...) ширина паза $b = 16$ мм, глубина паза $t_1 = 6$ мм.

$$W_{oc} \approx 0,1 \left(5,3 \cdot 10^{-2} \right)^3 - \frac{1,6 \cdot 10^{-2} \cdot 0,6 \cdot 10^{-2}}{2 \cdot 5,3 \cdot 10^{-2}} \left(5,3 \cdot 10^{-2}^3 - 0,6 \cdot 10^{-2}^3 \right) = 12,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Полярный момент сопротивления сечения с учетом шпоночного паза

$$W_p \approx 0,2d_{2к}^3 - \frac{bt_1}{2d_{2к}} \left(d_{2к}^3 - t_1^3 \right)$$

$$W_p = 0,2 \left(5,3 \cdot 10^{-2} \right)^3 - \frac{1,6 \cdot 10^{-2} \cdot 0,6 \cdot 10^{-2}}{2 \cdot 5,3 \cdot 10^{-2}} \left(5,3 \cdot 10^{-2}^3 - 0,6 \cdot 10^{-2}^3 \right) = 27,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Амплитуда нормальных напряжений цикла

$$\sigma_a = \frac{M_u}{W_{oc}} = \frac{359}{12,9 \cdot 10^{-6}} = 27,83 \cdot 10^6 \text{ Па} = 27,83 \text{ МПа}.$$

Амплитуда касательных напряжений цикла

$$\tau_a = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{к2}}{W_p} = \frac{1}{2} \cdot \frac{622}{27,8 \cdot 10^{-6}} = 11,2 \cdot 10^6 \text{ Па} = 11,2 \text{ МПа}.$$

Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночного паза и установкой колеса на валу с натягом. При наличии на валу двух концентраторов напряжений находят каждый из них и за расчетный принимают тот, который имеет большее значение.

Коэффициенты снижения пределов выносливости от шпоночного паза $K_{\sigma D} = K_{\sigma} / K_d + K_F - 1$; $K_{\tau D} = K_{\tau} / K_d + K_F - 1$, где K_{σ} и K_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов со шпоночным пазом (таблица 11), $K_{\sigma} = 1,83$, $K_{\tau} = 1,56$ (находим линейной интерполяцией); K_d – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения (таблица 12), $K_d = 0,69$; $K_F = 1,1$. $K_{\sigma D} = 1,83/0,69 + 1,11 - 1 = 2,76$; $K_{\tau D} = 1,56/0,69 + 1,11 - 1 = 2,37$.

Коэффициенты снижения пределов выносливости от установки колеса на валу с натягом $K_{\sigma D} = K_{\sigma} / K_d + K_F - 1$; $K_{\tau D} = K_{\tau} / K_d + K_F - 1$, где K_{σ} / K_d и K_{τ} / K_d – эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов в местах напрессовки деталей (таблица 14). Приняв поле допуска $k6$ при $d > 50$ мм, линейной интерполяцией находим: $K_{\sigma} / K_d = 2,82$; $K_{\tau} / K_d = 2,19$, тогда $K_{\sigma D} = 2,82 + 1,11 - 1 = 2,93$, $K_{\tau D} = 2,19 + 1,11 - 1 = 2,3$.

В дальнейших расчетах принимаем $K_{\tau D} = 2,37$ от шпоночного паза.

Коэффициенты запаса прочности по нормальным s_{σ} и касательным s_{τ} напряжениям:

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a} = \frac{320}{2,93 \cdot 27,83} = 3,9;$$

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a} = \frac{200}{2,37 \cdot 11,2} = 7,5.$$

Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения I – I

$$s = \frac{s_{\sigma} s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{3,9 \cdot 7,5}{\sqrt{3,9^2 + 7,5^2}} = 3,4 > [s] = 1,5 \dots 2,5.$$

Примечание: Учащимся при расчете вала разрешается учитывать один концентратор напряжений по своему усмотрению.

Таблица 10 – Механические характеристики основных материалов валов

Марка стали	Диаметр заготовки, мм, не более	Твердость HB, не менее	σ_B	σ_T	σ_{-1}	τ_{-1}
			МПа			
45	Не ограничен	200	560	280	250	150
	80	270	900	650	380	230
40X	Не ограничен	200	730	500	320	200
	120	270	900	750	410	240
40XH	Не ограничен	240	—	—	—	—
	200	270	920	750	420	250

Таблица 11 – Значения коэффициентов K_σ и K_τ для валов со шпоночными пазами

σ_B , МПа	K_σ	K_τ
600	1,6	1,4
700	1,75	1,5
800	2	1,7
900	2,2	2,1
1000	2,3	2,2
1200	2,5	2,4

Примечание: Для промежуточных значений σ_B коэффициенты K_σ и K_τ рассчитывают линейной интерполяцией.

Таблица 12 – Значения коэффициента K_d

Материал вала	Диаметр вала d , мм						
	20	30	40	50	70	80	100
Углеродистая сталь	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,73	0,7
Легированная сталь	0,83	0,77	0,73	0,70	0,66	0,64	0,62

Примечание: Для промежуточных значений диаметра K_d рассчитывают линейной интерполяцией.

Таблица 13 – Значения коэффициента K_F

Обозначения шероховатости на чертежах	σ_B , МПа			
	500	700	900	1200
$\sqrt{R_a}12,5$, $\sqrt{R_a}6,3$, $\sqrt{R_a}3,2$	1,2	1,25	1,35	1,50
$\sqrt{R_a}1,6$, $\sqrt{R_a}0,8$... $\sqrt{R_a}0,1$	1,05	1,1	1,15	1,25
	1,0	1,0	1,0	1,0

Примечание: Для промежуточных значений σ_B коэффициенты K_F рассчитывают линейной интерполяцией.

Таблица 14 – Значения K_σ/K_d для валов в местах напрессовки деталей

Номинальный диаметр вала d , мм	Условное обозначение поля допуска вала по СТ СЭВ 145–75	σ_B , МПа			
		600	700	800	1000
$\leq 30...50$	s 6	3,36/2,52	3,66/2,60	3,92/2,78	4,60/3,26
	r 6	2,75/2,05	3,0/2,2	3,25/2,35	3,75/2,65
	k 6	2,06/1,64	2,25/1,75	2,44/1,86	2,82/2,09
	h 6	1,79/1,47	1,95/1,57	2,11/1,67	2,44/1,86
>50...100 и более	s 6	3,6/2,56	3,94/2,76	4,25/2,95	4,9/3,34
	k 6	2,52/2,03	2,75/2,15	2,97/2,28	3,45/2,57
	h 6	2,18/1,75	2,38/1,83	2,57/1,95	3,0/2,2

Примечания: 1. В числителе даны значения K_σ/K_d , в знаменателе K_τ/K_d .
2. Значения K_σ/K и K_τ/K_d для посадки колец подшипников качения выбирают по строке, соответствующей прессовой посадке (например, H7/s6).

4. Сечение II – II.

Суммарный изгибающий момент $M_{\text{и}}$ в сечении (см. рисунок 6, ж) равен моменту $M_{\text{Фк}}$ от силы $F_{\text{к}}$, т.е. $M_{\text{и}} = M_{\text{Фк}} = 265 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Крутящий момент в сечении $M_{\text{к2}} = 622 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Осевой момент сопротивления сечения

$$W_{oc} \approx 0,1d_{2n}^3 = 0,1(0 \cdot 10^{-2})^3 = 12,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Полярный момент сопротивления сечения

$$W_p = 2W_{oc} = 2 \cdot 12,5 \cdot 10^{-6} = 25 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Амплитуда нормальных напряжений цикла

$$\sigma_a = M_{\text{и}} / W_{oc} = 265 / (2,5 \cdot 10^{-6}) = 21,2 \cdot 10^6 \text{ Па} = 12,4 \text{ МПа}..$$

Концентрация напряжений обусловлена посадкой внутреннего кольца подшипника на валу с натягом. При этом коэффициенты снижения пределов выносливости $K_{\sigma D} = K_{\sigma} / K_d + K_F - 1$, $K_{\tau D} = K_{\tau} / K_d + K_F - 1$, где K_{σ} / K_d и K_{τ} / K_d – эффективные коэффициенты концентрации напряжений для вала в местах напрессовки деталей (см. таблицу 17). Для поля допуска вала s6 (см. примечание 2 к таблице 14) и $\sigma_b = 730 \text{ МПа}$ линейной интерполяцией находим $K_{\sigma} / K_d = 3,75$ и $K_{\tau} / K_d = 2,84$. K_F – коэффициент влияния шероховатости поверхности (см. таблицу 13), $K_F = 1,11$. $K_{\sigma D} = 3,75 + 1,11 - 1 = 3,86$, $K_{\tau D} = 2,84 + 1,11 - 1 = 2,95$.

Коэффициенты запаса прочности по нормальным s_{σ} и касательным s_{τ} напряжениям:

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a} = \frac{320}{3,86 \cdot 21,2} = 3,9;$$

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a} = \frac{200}{2,95 \cdot 12,4} = 5,47.$$

Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения II – II

$$s = \frac{s_{\sigma} s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{3,9 \cdot 5,47}{\sqrt{3,9^2 + 5,47^2}} = 3,2 > [s] = 1,5 \dots 2,5.$$

Так как расчетные значения s в проверяемых (опасных) сечениях незначительно превышают $[s]$, то размеры вала (посадочные диаметры) и выбранный материал оставляем без изменения.

5. ЗАДАЧИ ДЛЯ ДОМАШНЕЙ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ №2

Задача 1. Полоса толщиной s приварена к косынке лобовым и двумя фланговыми швами. Высота катета швов K равна толщине полосы s (рисунок 7). На сварное соединение действует растягивающая постоянная нагрузка F . Материал полосы – сталь Ст3, допускаемое напряжение на растяжение $[\sigma_p] = 160$ МПа. Определить ширину полосы b и длину фланговых швов $l_{фл}$. Сварка электродуговая ручная.

Данные своего варианта принять по таблице 16.

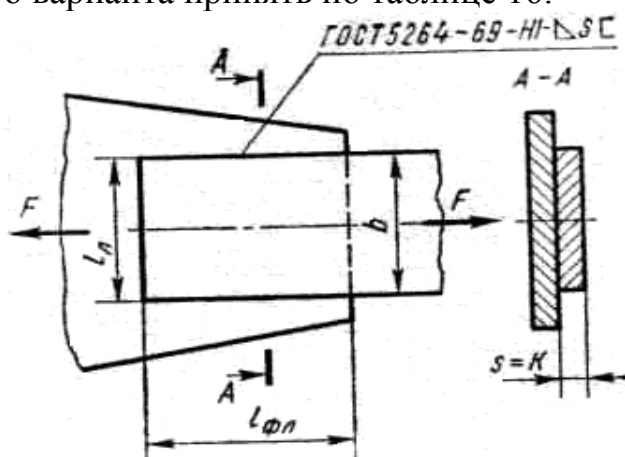


Рисунок 7

Таблица 16

Данные для расчета	Варианты									
	00	16	22	30	46	52	60	76	82	90
F , кН	80	100	115	120	130	145	90	95	70	140
s , мм	7	10	9	10	11	12	8	8	6	10
Электроды	Э50А	Э50	Э42	Э50А	Э42А	Э50	Э42	Э42А	Э50	Э50А

Задача 2. Равнобокий уголок $75 \times 75 \times 7$ мм, $z_0 = 21$ мм (ГОСТ 8509–72) приварен к косынке фланговыми швами (рисунок 8). Высота катета шва K равна толщине полки уголка. На сварное соединение действует растягивающая постоянная нагрузка F . Материал уголка и косынки – сталь Ст3, допускаемое напряжение на растяжение $[\sigma_p] = 160$ МПа. Определить длину фланговых швов $l_{1фл}$ и $l_{2фл}$. Сварка электродуговая ручная.

Данные своего варианта принять по таблице 17.

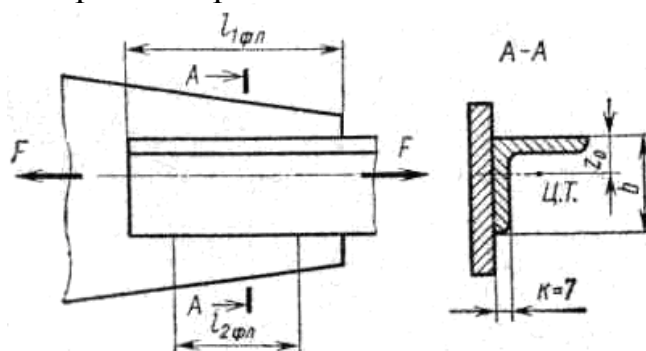


Рисунок 8

Таблица 17

Данные для расчета	Варианты									
	4	10	28	34	40	58	64	70	88	94
Р, кН	75	70	80	100	90	110	55	95	105	110
Электроды	Э50	Э42	Э50А	Э42А	Э42А	Э50А	Э50	Э42	Э42	Э42

Задача 3 Рассчитать сварные соединения однодискового зубчатого колеса, передающего вращающий момент M (рисунок 9). Внутренний диаметр диска d_1 , наружный d_2 . Материал обода, ступицы и диска — сталь Ст3. Распределение нагрузки по сварному шву неравномерное — циклическое, с коэффициентом асимметрии цикла $R = 0,3$. Сварка ручная, дуговая электродом Э50А. Шов двусторонний ($i = 2$). Данные своего варианта принять по таблице 18.

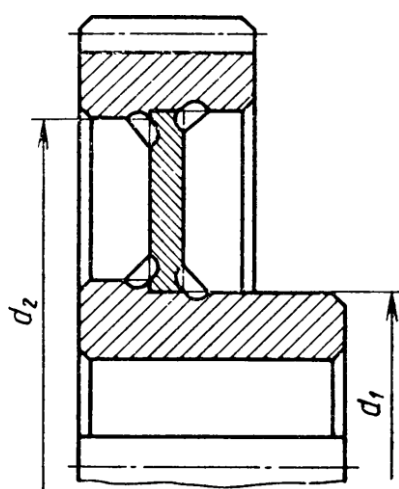


Рисунок 9

Таблица 18

Данные для расчета	Варианты									
	6	12	23	36	42	53	66	72	83	96
M , кН · м	30	25	55	70	15	20	45	50	55	60
d_1 , мм	210	170	200	340	120	180	200	220	300	290
d_2 , мм	500	300	450	560	300	280	480	520	560	480

Задача 4. Подобрать прессовую посадку, обеспечивающую соединение зубчатого колеса с валом (рисунок 10), шпонку не учитывать). Соединение нагружено вращающим моментом M и осевой силой F_a . Диаметр d_i и длина l посадочной поверхности, условный наружный диаметр ступицы d_2 , вал сплошной ($d_1 = 0$). Материя зубчатого колеса и вала — сталь 45. Сборка прессованием. Коэффициент запаса сцепления $K = 1,5$, коэффициент трения $f = 0,01$. Данные своего варианта принять по таблице 19.

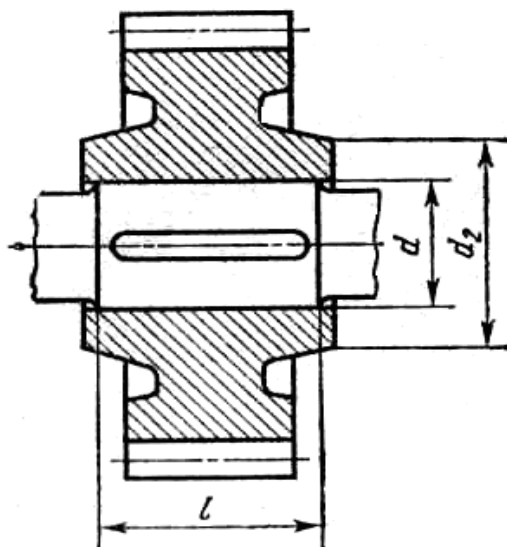


Рисунок 10

Таблица 19

Данные для расчета	Варианты									
	1	17	29	31	47	59	61	77	89	91
$M, Н \cdot м$	300	260	150	170	180	200	250	170	270	200
$F_a, Н$	1300	1250	1100	1200	1200	1300	1300	1100	1300	1200
$d, мм$	80	75	50	60	65	70	80	65	70	65
$d_2, мм$	120	115	80	90	100	105	110	90	110	95
$l, мм$	120	110	75	80	85	90	100	80	90	85

Задача 5. Подобрать призматическую шпонку со скругленными торцами, с помощью которой зубчатое колесо передает вращающий момент M валу диаметром d (рисунок 11), и определить длину ступицы $l_{ст}$ колеса из условия прочности шпоночного соединения на смятие. Соединение неподвижное. Нагрузка постоянная. Данные своего варианта принять по таблице 20.

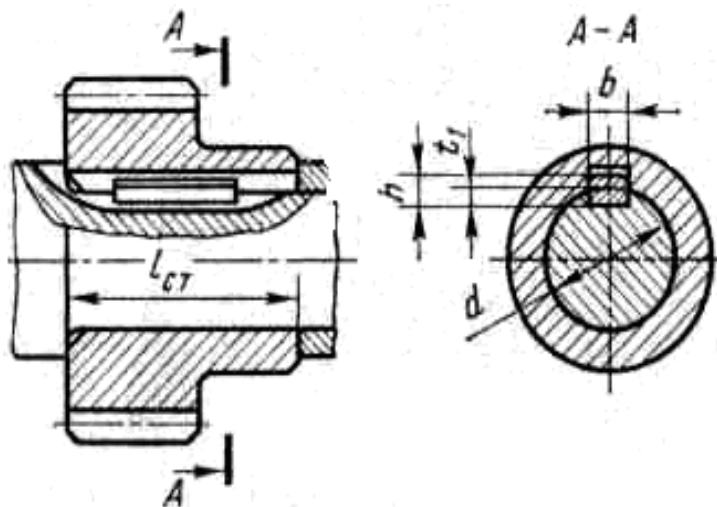


Рисунок 11

Таблица 20

Данные для расчета	Варианты									
	5	11	20	35	41	50	65	71	80	95
$M, \text{Н} \cdot \text{м}$	60	65	65	70	70	75	75	80	80	50
$d, \text{мм}$	40	45	50	50	75	55	50	60	55	35
Материал ступицы	Сталь					Чугун				

Задача 6. Подобрать шлицевое неподвижное соединение зубчатого колеса с валом (рисунок 12). Соединение передает момент M при спокойной (средней, тяжелой) нагрузке. Диаметр вала d , материал — сталь 45 с термообработкой — улучшение 290 НВ. Данные своего варианта принять по таблице 21.

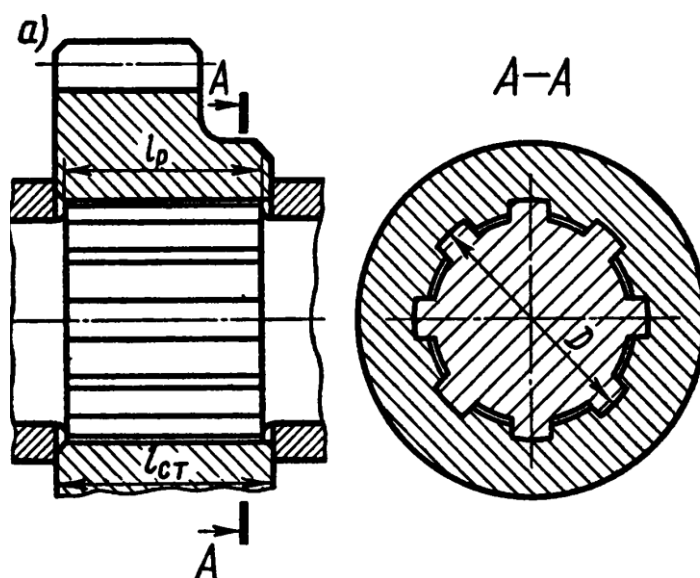


Рисунок 12

Таблица 21

Данные для расчета	Варианты									
	2	18	25	32	48	55	62	78	85	92
$M, \text{Н} \cdot \text{м}$	190	175	205	210	240	215	195	255	240	305
$d, \text{мм}$	30	35	40	45	35	40	45	40	45	35
Серия	легкая				средняя			тяжелая		

Задача 7. Лента транспортера (рисунок 13), имеющая максимальную тяговую силу $F_t, \text{кН}$, перемещается со скоростью $v_d, \text{м/с}$. Определить требуемую мощность электродвигателя и мощности на валах редуктора, если к.п.д. ременной передачи 0,95, зубчатой 0,97, цепной 0,95, одной пары подшипников качения 0,99 (редуктор имеет две пары подшипников качения, барабан конвейера — одну пару). Данные своего варианта принять по таблице 22.

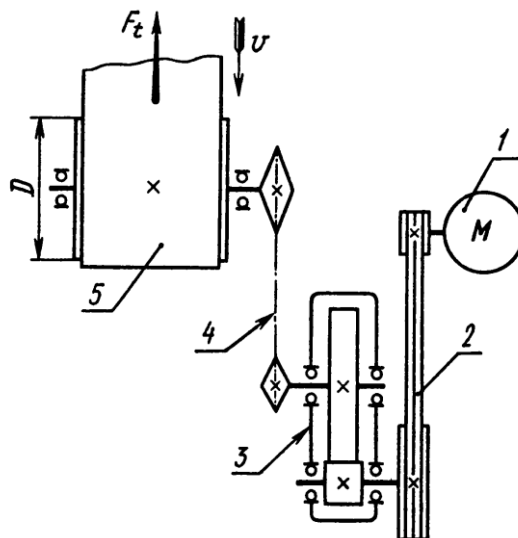


Рисунок 13 - Схема привода транспортера: 1 - электродвигатель; 2 - ременная передача; 3 - редуктор цилиндрический одно ступенчатый; 4 - цепная передача; 5 - ленточный транспортер

Таблица 22

Данные для расчета	Варианты									
	7	13	27	37	43	57	67	73	87	97
F_t , кН	3,55	2,4	4,05	3,3	2,7	4,0	3,2	2,9	3,5	3,8
$v_{л}$, м/с	1,24	1,2	1,35	1,6	0,98	1,88	1,1	1,35	1,8	1,55

Задача 8. Определить передаточное число ременной передачи привода ленточного транспортера, угловые скорости валов редуктора и вращающие моменты на них (рисунок 14). Скорость ленты $v_{л}$, м/с, диаметр барабана D , мм. Угловая скорость вала электродвигателя $\omega_{дв}=300$ рад/с. Передаточные числа редуктора $U_{ред}$ и цепной передачи $U_{ц}$ принять самостоятельно. Мощности на быстроходном валу редуктора P_1 , кВт, на тихоходном валу P_2 , кВт. Данные своего варианта принять по таблице 23.

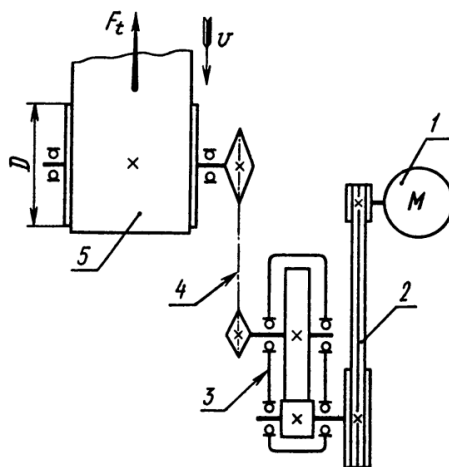


Рисунок 14 - Схема привода транспортера: 1 - электродвигатель; 2 - ременная передача; 3 - редуктор цилиндрический одно ступенчатый; 4 - цепная передача; 5 - ленточный транспортер

Таблица 23

Данные для расчета	Варианты									
	9	15	21	39	45	51	69	75	81	99
P_1 , кВт	4,9	3,0	2,5	3,3	4,0	2,0	2,5	2,8	4,1	5,0
P_2 , кВт	4,7	2,9	2,3	3,2	3,8	1,8	2,2	2,3	3,8	4,8
$v_{л}$, м/с	1,24	1,1	1,6	1,7	1,55	1,0	1,5	2,0	1,4	2,1
D , мм	500	340	270	330	400	250	310	360	480	450

Задача 9. Определить наибольшую радиальную нагрузку на подшипник скольжения (рисунок 15) и проверить его на нагрев и отсутствие задания. Диаметр шипа d , угловая скорость вала ω . Данные своего варианта принять по таблице 24.

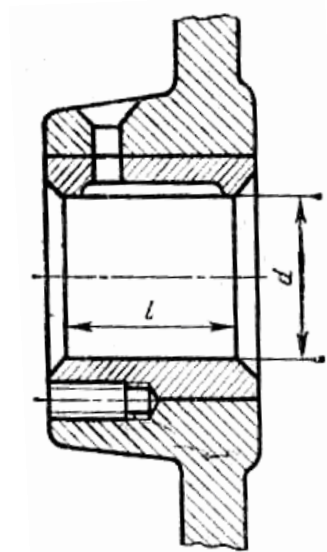


Рисунок 15

Таблица 24

Данные для расчета	Варианты									
	3	19	24	33	49	54	63	79	84	93
d , мм	50	45	40	35	55	60	30	30	25	40
ω , рад/с	45	40	40	45	30	25	35	42	40	50

Задача 10. Определить максимальную допустимую угловую скорость ω из условия нагрева и отсутствия задания подшипника скольжения (рисунок 16). Диаметр шипа d . На подшипник действует радиальная нагрузка R . Данные своего варианта принять по таблице 25.

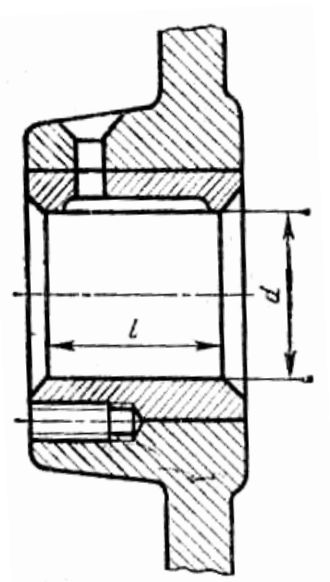


Рисунок 16

Таблица 25

Данные для расчета	Варианты									
	8	14	26	38	44	56	68	74	86	98
d, мм	60	55	50	45	40	35	30	25	30	40
R, кН	20	20	18	15	15	12	12	10	10	14

Задача 11. Зубчатое колесо привода ручной лебедки прикреплено к фланцу барабана болтами с резьбой M_d , поставленными в отверстия с зазором (рисунок 17). Диаметр окружности, на которой расположены болты, D_0 . Передаваемый вращающий момент M . Коэффициент трения на стыке колеса с барабаном $f = 0,2$. Коэффициент запаса по сдвигу деталей $K = 2$. Материал болтов класса точности 5.6. Затяжка болтов неконтролируемая. Нагрузка постоянная. Определить требуемое число болтов. Данные своего варианта принять по таблице 26.

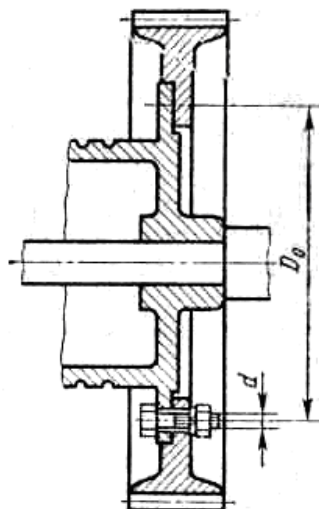


Рисунок 17

Таблица 26

Данные для расчета	Варианты									
	2	10	26	32	40	56	62	70	86	92
$M, Н \cdot м$	450	680	700	780	700	500	400	360	320	710
$D_0, мм$	280	360	350	400	350	280	260	240	230	340
Резьба	M16	M30	M24	M36	M30	M20	M16	M12	M10	M24

Задача 12. Фланцевая муфта (рисунок 18) передает вращающий момент M . Число болтов, соединяющих стальные фланцы муфт, z . Диаметр окружности, на которой расположены болты, D_0 . Коэффициент трения на стыке полумуфт $f = 0,18$. Коэффициент запаса по сдвигу полумуфт $K = 2$. Материал болтов класса прочности 4,6. Затяжка болтов неконтролируемая. Нагрузка постоянная. Определить диаметр болтов, поставленных с зазором. Данные своего варианта принять по таблице 27.

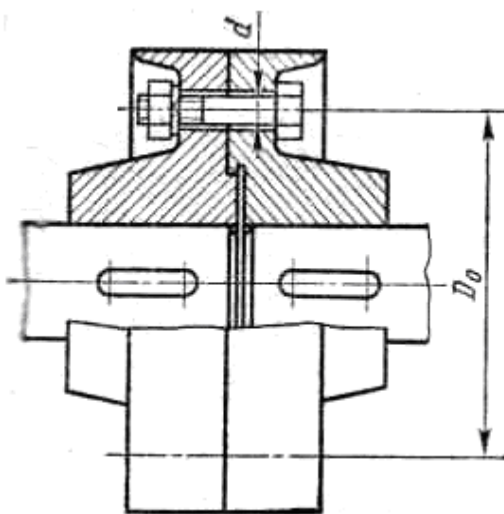


Рисунок 18

Таблица 27

Данные для расчета	Варианты									
	8	14	20	38	44	50	68	74	80	98
$M, Н \cdot м$	1050	1000	1100	1200	1400	950	900	1300	1000	1250
$D_0, мм$	180	170	190	200	220	180	170	210	180	200
z	6	4	6	6	8	4	4	6	4	6

Задача 13. Две зубчатые полумуфты (рисунок 19) соединяются болтами, установленными с зазором. Число болтов z_1 . Передаваемый вращающий момент M . Диаметр окружности расположения болтов D_0 . Коэффициент запаса по сдвигу полумуфт $K = 1,8$. Материал болтов класса прочности 3,6. Затяжка болтов неконтролируемая. Нагрузка постоянная. Определить: 1. Диаметр болтов, поставленных с зазором. 2. Требуемое число болтов z_2 , установленных без зазора, при неизменном диаметре отверстий под болты. Данные своего варианта принять по таблице 28.

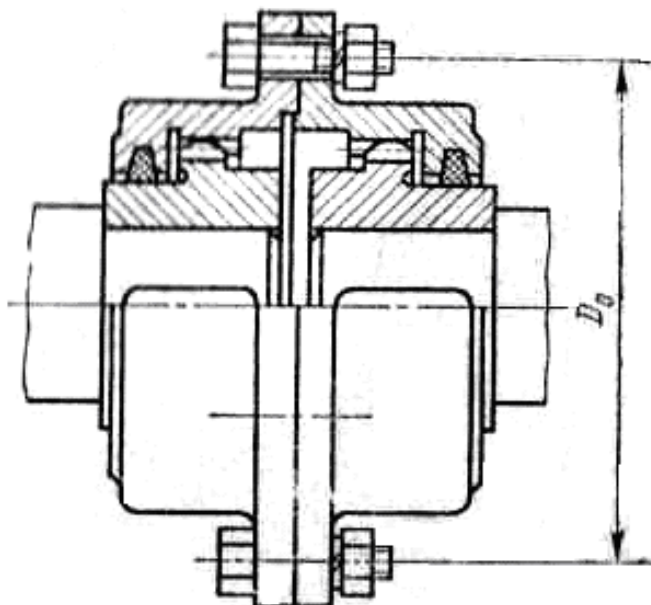


Рисунок 19

Таблица 28

Данные для расчета	Варианты									
	3	16	22	33	46	52	63	76	82	93
$M, Н \cdot м$	1000	1200	2800	3000	3200	2000	1900	1800	3500	3100
$D_0, мм$	120	140	240	280	250	200	160	150	240	220
z	8	8	12	12	12	10	10	10	12	10

Задача 14. Дисковая пила диаметром D закреплена на валу двумя шайбами и удерживается от поворачивания силами трения, создаваемыми затяжкой гайки на конце вала (рисунок 20). Затяжка неконтролируемая. Определить диаметр нарезанной части вала, материал которого класса прочности 4.6. Коэффициент трения между пилой и шайбами $f = 0,1$. Средний диаметр шайб D_1 . Пила преодолевает сопротивление резанию F . Данные своего варианта принять по таблице 29.

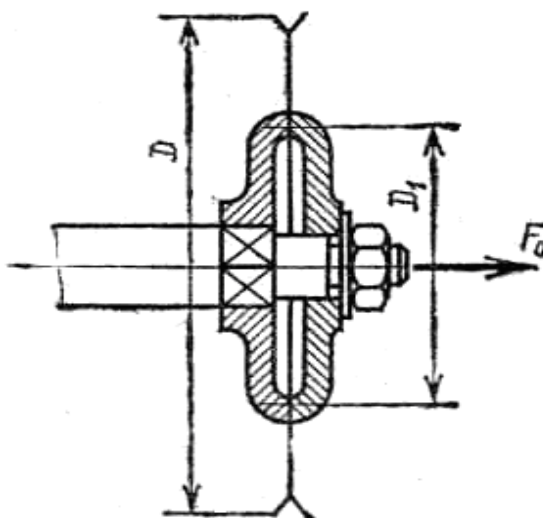


Рисунок 20

Таблица 29

Данные для расчета	Варианты									
	9	11	27	39	41	57	69	71	87	99
F, Н	600	650	700	750	750	800	850	900	550	600
D, мм	600	600	700	650	600	600	550	500	500	480
D ₁ , мм	250	260	300	250	260	200	175	180	130	140

Задача 15. Для клеммового соединения с разъемной ступицей (рисунок 21) определить допускаемое значение силы $[F]$, приложенной к рычагу, по следующим данным: диаметр вала d , плечо рычага l , коэффициент трения между ступицей рычага и валом $f = 0,17$, число болтов $z = 2$, резьба М. Материал болтов класса прочности 5.6. Затяжка болтов неконтролируемая. Нагрузка постоянная. Момент сил трения, вызванный затяжкой болтов, принять на 25% больше момента, вызванного силой $[F]$, приложенной к рычагу. Данные своего варианта принять по таблице 30.

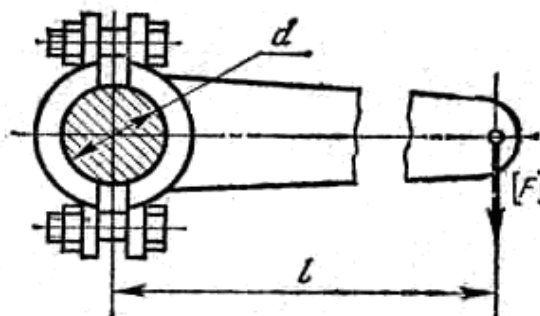


Рисунок 21

Таблица 30

Данные для расчета	Варианты									
	00	15	21	30	45	51	60	75	81	90
d, мм	45	50	50	40	55	45	38	40	60	45
l, мм	450	480	500	350	550	420	320	500	580	320
Резьба	M16	M16	M20	M10	M24	M12	M10	M20	M24	M12

Задача 16. Для клеммового соединения с разъемной ступицей (рисунок 22) определить необходимый диаметр болтов по следующим данным: диаметр вала d , плечо рычага l , принять размер $a = d$, коэффициент трения между ступицей рычага и валом $f = 0,17$, число болтов $z = 2$. Материал болтов класса прочности 4.6. Затяжка болтов неконтролируемая. Нагрузка постоянная. Момент сил трения, вызванный затяжкой болтов, принять на 25% больше момента, вызванного силой F , приложенной к рычагу. Данные своего варианта принять по таблице 31.

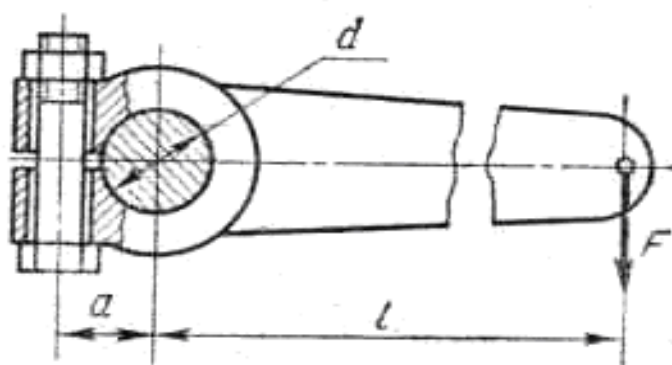


Рисунок 22

Таблица 31

Данные для расчета	Варианты									
	5	12	28	35	42	58	65	72	88	95
d, мм	40	45	50	55	50	45	35	40	60	50
l, мм	600	550	650	650	630	550	500	630	800	600
F, Н	600	700	700	750	600	550	600	650	700	650

Задача 17. Определить основные размеры винта и гайки домкрата (рисунок 23) грузоподъемностью F . Винт изготовлен из закаленной стали 45, гайки – из бронзы. Резьба трапецеидальная, однозаходная с коэффициентом рабочей высоты профиля $\psi_h = 0,5$. Гайка цельная с коэффициентом высоты $\psi_H = 1,8$. Данные своего варианта принять по таблице 32.

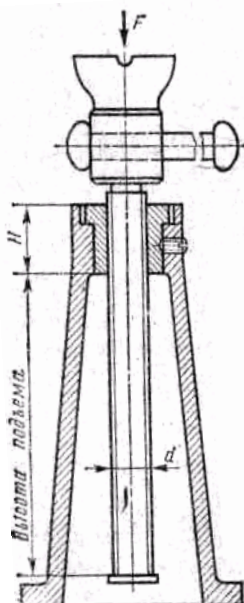


Рисунок 23

Таблица 32

Данные для расчета	Варианты									
	7	17	23	37	47	53	67	77	83	97
F, кН	52	55	50	60	75	80	72	48	85	66

Задача 18. Болт затягивают гаечным ключом, длина которого $l=14d$. Сила рабочего на конце ключа F_p (рисунок 24). Определить силу затяжки болта F_o , если коэффициент трения в резьбе и на торце гайки $f = 0,15$. Данные своего варианта принять по таблице 33.

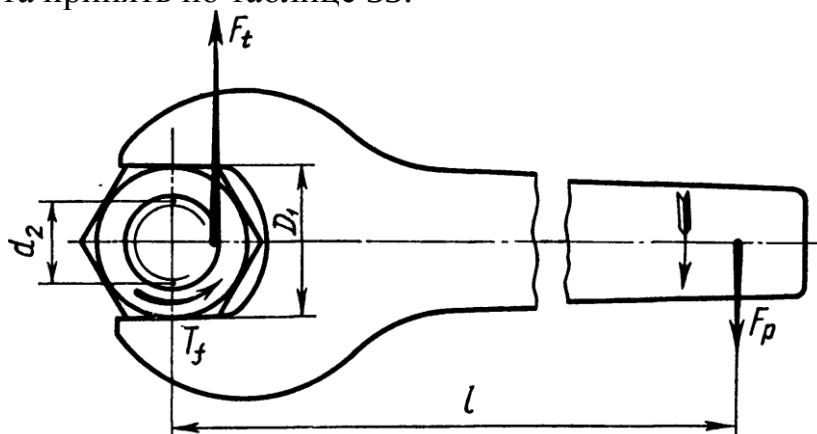


Рисунок 24

Таблица 33

Данные для расчета	Варианты									
	01	19	25	31	49	55	61	79	85	91
Болт	M20	M10	M24	M16	M12	M20	M16	M24	M10	M16
F_p , Н	160	120	170	150	90	180	155	200	80	130

Задача 19. Винтовая стяжка имеет правую и левую метрическую резьбу с крупным шагом (рисунок 25). Определить диаметр резьбы, если максимальная осевая нагрузка F . Материал винтов класса прочности 4.6. Нагрузка постоянная. Данные своего варианта принять по таблице 34.

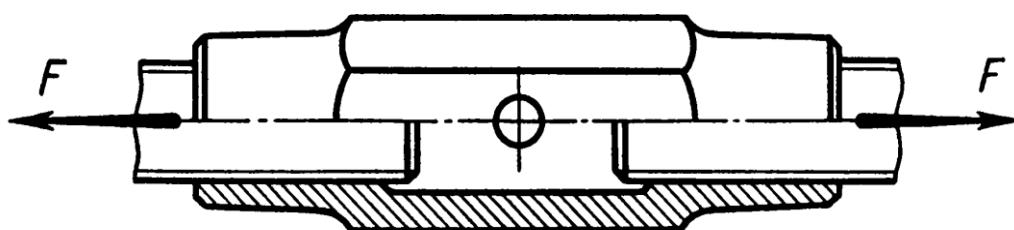


Рисунок 25

Таблица 34

Данные для расчета	Варианты									
	04	13	29	34	43	59	64	73	89	94
F , кН	20	25	30	15	18	22	28	26	19	14

Задача 20. Стальные полосы, растянутые силой F , крепятся с помощью двух болтов, выполненных из стали класса прочности 4.6 (рисунок 26). Определить диаметр болтов. Нагрузка постоянная. Данные своего варианта принять по таблице 35.

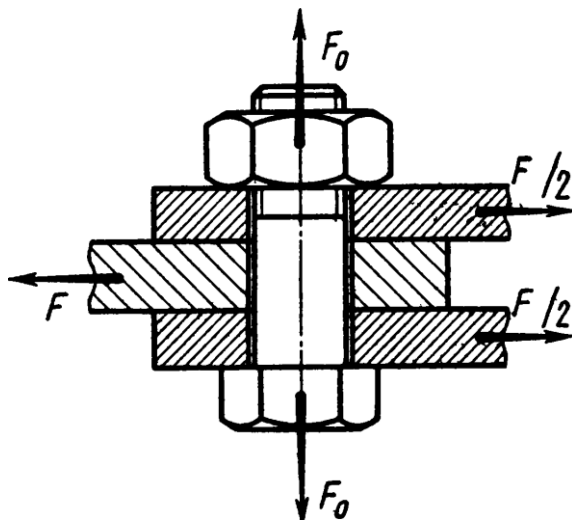


Рисунок 26

Таблица 35

Данные для расчета	Варианты									
	06	18	24	36	48	54	66	78	84	96
F , кН	2,8	1,9	2,0	2,5	1,6	2,2	2,7	3,0	3,2	3,5

Задача 21. Определить основные размеры открытой цилиндрической прямозубой передачи привода конвейера (рисунок 27), если мощность на валу шестерни P_1 и угловая скорость ω_1 . Передаточное число передачи u . Срок службы и габариты передачи неограниченны. Нагрузка постоянная. Данные своего варианта принять по таблице 36.

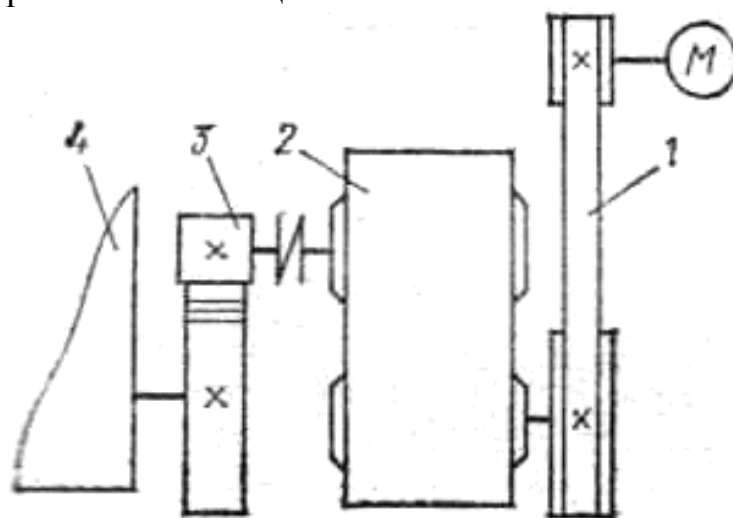


Рисунок 27: 1 – плоскоременная передача резинотканевым ремнем;
2 – редуктор; 3 – открытая прямозубая передача;
4 – конвейер

Таблица 36

Данные для расчета	Варианты												
	00	11	24	26	33	44	57	59	66	77	90	92	99
P_1 , кВт	4,5	5,0	5,5	5,0	4,0	4,7	6,0	5,6	4,5	5,8	4,1	4,2	5,3
ω_1 , рад/с	25	25	30	30	22	25	35	32	20	35	27	33	29
u	2,5	2,0	2,5	3,15	4,0	4,0	2,5	5,0	2,0	3,15	2,5	4,0	2,0

Задача 22. Определить основные размеры открытой цилиндрической прямозубой передачи привода конвейера (рисунок 28), если мощность на валу шестерни P_1 и угловая скорость вала шестерни ω_1 . Передаточное число передачи u . Передача нереверсивная. Нагрузка постоянная. Данные своего варианта принять по таблице 37.

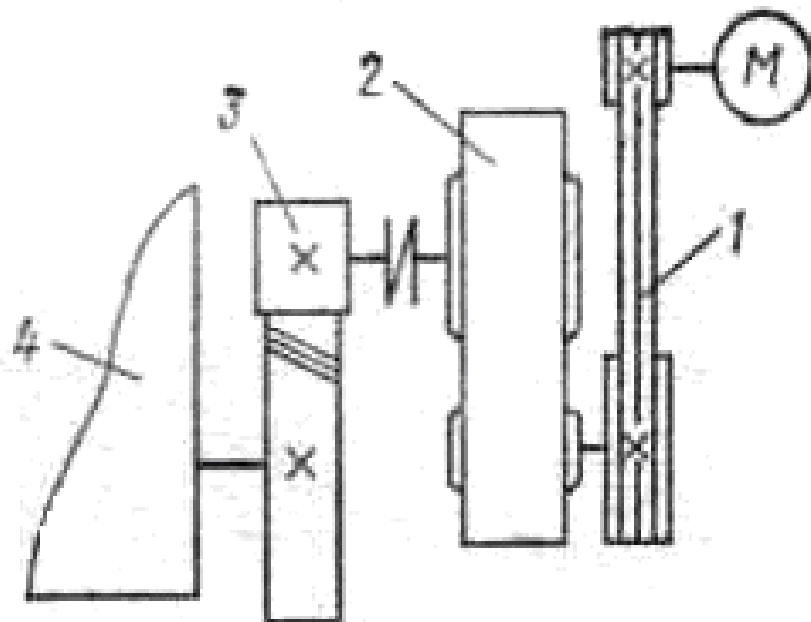


Рисунок 28: 1 – клиноременная передача ремнями нормальных сечений;
2 – редуктор; 3 – открытая прямозубая передача;
4 – конвейер

Таблица 37

Данные для расчета	Варианты																	
	01	05	12	16	22	25	34	38	45	49	55	58	67	71	78	82	88	91
P ₁ , кВт	5,0	4,6	5,6	6,0	4,7	4,0	5,0	5,5	5,3	6,0	5,1	4,7	5,8	6,1	4,0	4,5	5,0	5,5
ω ₁ , рад/с	35	20	35	32	28	25	30	30	30	30	27	31	25	20	35	28	30	26
и	3,15	2,0	5,0	2,5	4,0	4,0	3,15	2,5	2,0	3,15	2,5	2,0	3,15	5,0	4,0	2,5	2,5	2,0

Задача 23. Определить основные размеры открытой цилиндрической шевронной передачи привода ленточного транспортера (рисунок 29), если мощность на валу шестерни P_1 и угловая скорость вала шестерни ω_1 . Передаточное число передачи u . Передача неревверсивная. Срок службы и габариты передачи неограниченны. Нагрузка постоянная. Данные своего варианта принять по таблице 38.

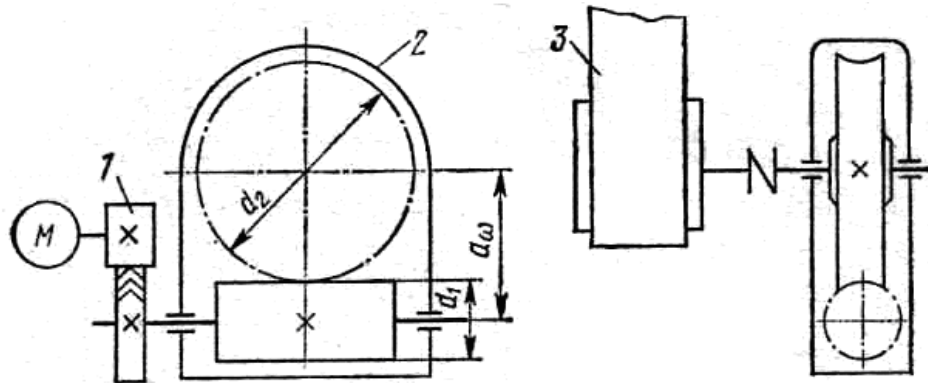


Рисунок 29: 1 – открытая шевронная передача;
2 – редуктор; 3 – ленточный транспортер

Таблица 38

Данные для расчета	Варианты																	
	02	08	13	19	28	30	35	41	46	52	61	63	68	74	79	85	94	96
P ₁ , кВт	7,0	8,0	7,5	6,5	6,0	4,5	5,0	7,5	8,0	5,5	6,0	7,0	6,5	7,5	4,5	5,0	8,0	5,5
ω ₁ , рад/с	40	45	45	35	30	25	20	40	40	20	25	30	40	35	30	25	40	30
и	2,5	2,0	2,5	1,6	3,15	2,0	2,5	4,0	3,15	2,0	1,6	2,5	3,15	4,0	2,0	2,5	3,15	2,5

Задача 24. Определить основные размеры открытой конической прямозубой передачи винтового транспортера (рисунок 30), если мощность на валу шестерни P_1 и угловая скорость вала шестерни ω_1 . Передаточное число передачи u . Передача неревверсивная. Срок службы и габариты передачи неограниченны. Нагрузка постоянная. Данные своего варианта принять по таблице 39.

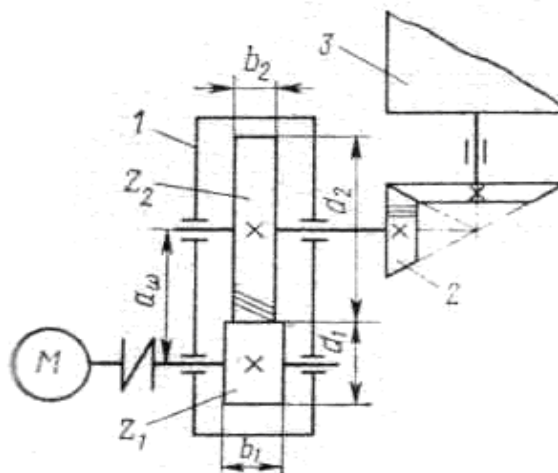


Рисунок 30: 1 – редуктор; 2 – открытая коническая передача;
3 – винтовой транспортер

Таблица 39

Данные для расчета	Варианты												
	00	03	10	11	14	21	24	30	33	36	43	44	47
P_1 , кВт	7,0	8,0	7,4	6,4	5,3	4,5	5,0	4,3	4,0	3,8	3,2	4,4	5,7
ω_1 , рад/с	50	55	45	35	40	28	25	35	30	25	30	42	38
u	2,0	2,5	2,0	2,5	1,6	2,0	2,5	2,0	2,5	1,6	1,6	2,0	2,5

Данные для расчета	Варианты											
	54	57	63	66	69	76	77	80	87	90	96	99
P_1 , кВт	6,2	5,5	7,5	7,8	4,6	3,9	4,0	4,8	5,2	5,6	6,0	6,5
ω_1 , рад/с	45	50	52	38	40	35	29	30	34	56	42	55
u	3,15	2,0	2,5	1,6	2,0	2,5	2,5	3,15	1,6	2,0	2,5	1,6

Задача 25. Определить основные размеры прямозубой передачи одноступенчатого цилиндрического редуктора привода конвейера (рисунок 31), если мощность на ведущем валу редуктора P_1 и угловая скорость вала ω_1 . Передаточное число редуктора u . Редуктор предназначен для длительной работы. Передача неревверсивная. Нагрузка постоянная. Материал зубчатых колес с твердостью не менее HB 350. Данные своего варианта принять по таблице 40.

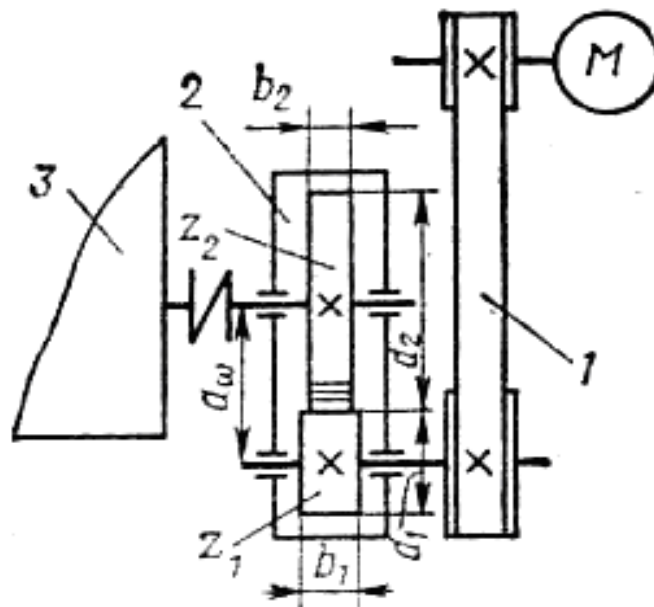


Рисунок 31: 1 – плоскоременная передача резиноканевым ремнем;
2 – редуктор; 3 – конвейер

Таблица 40

Данные для расчета	Варианты									
	04	06	15	17	29	32	37	39	48	50
P_1 , кВт	6,2	5,5	5,4	6,0	5,0	5,0	6,5	7,0	7,5	7,0
ω_1 , рад/с	90	100	90	80	80	90	100	110	120	100
u	5,0	2,5	2,0	3,15	4,0	2,5	4,0	3,15	5,0	2,0

Данные для расчета	Варианты							
	62	65	70	72	81	83	95	98
P_1 , кВт	6,0	5,6	4,8	5,8	6,0	6,5	7,0	7,5
ω_1 , рад/с	80	105	90	100	110	120	90	95
u	2,5	3,15	4,0	5,0	2,5	3,15	2,0	5,0

Задача 26. Определить основные размеры косозубой передачи цилиндрического редуктора привода винтового транспортера (рисунок 32), если мощность на ведущем валу редуктора P_1 и угловая скорость вала ω_1 . Передаточное число редуктора u . Редуктор предназначен для длительной работы. Передача неревверсивная. Нагрузка постоянная. Материал зубчатых колес имеет твердость не менее HB 350. Данные своего варианта принять по таблице 41.

Таблица 41

Данные для расчета	Варианты									
	05	09	16	20	27	31	38	42	49	53
P_1 , кВт	8,0	8,5	9,0	10,0	11,0	12,0	10,5	8,0	8,6	9,0
ω_1 , рад/с	120	130	130	135	150	170	120	100	120	120
u	4,0	5,0	3,15	4,0	5,0	4,0	2,5	2,5	4,0	5,0

Данные для расчета	Варианты							
	60	64	71	75	82	86	93	97
P_1 , кВт	10,0	10,5	8,5	9,0	9,5	11,0	11,5	10,0
ω_1 , рад/с	155	135	140	160	125	135	170	150
u	5,0	4,0	2,5	4,0	3,15	5,0	2,5	4,0

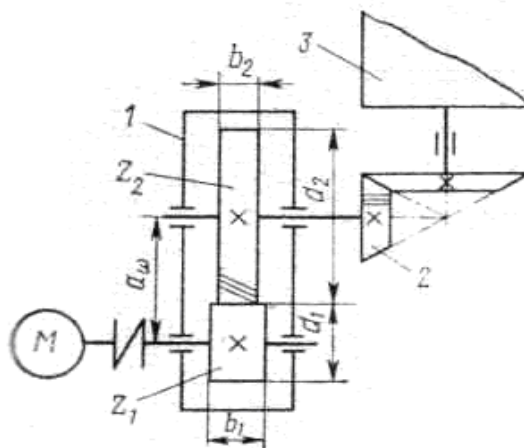


Рисунок 32: 1 – редуктор; 2 – открытая коническая передача;
3 – винтовой транспортер

Задача 27. Определить основные размеры шевронной передачи одноступенчатого цилиндрического редуктора привода конвейера (рисунок 33), если мощность на ведущем валу редуктора P_1 и угловая скорость вала ω_1 . Передаточное число редуктора u . Редуктор предназначен для длительной работы. Передача неревверсивная, высоконагруженная. Материал зубчатых колес имеет твердость на поверхности более HRC 45. Данные своего варианта принять по таблице 42.

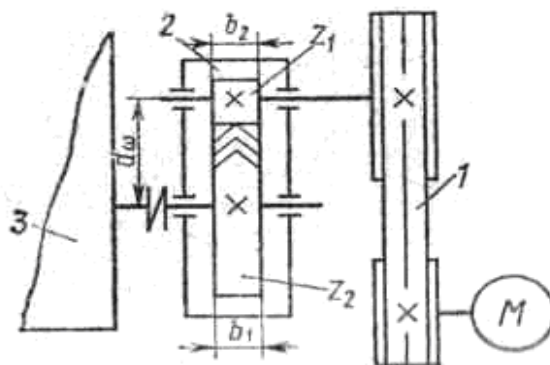


Рисунок 33: 1 – ременная передача узкими клиновыми ремнями; 2 – редуктор; 3 – конвейер

Таблица 42

Данные для расчета	Варианты									
	06	07	17	18	22	23	39	40	50	51
P_1 , кВт	12	16	17	18	14	18	20	22	20	15
ω_1 , рад/с	120	180	170	180	150	200	160	250	200	180
u	3,15	4,0	5,0	4,0	3,15	2,5	2,0	3,15	4,0	2,5

Данные для расчета	Варианты							
	55	56	72	73	83	84	88	89
P_1 , кВт	14	18	16	14	20	15	13	17
ω_1 , рад/с	170	160	170	200	150	180	130	140
u	2,0	5,0	4,0	2,5	2,0	3,15	4,0	2,5

Задача 28. Определить основные размеры конической прямозубой передачи одноступенчатого редуктора привода ленточного транспортера (рисунок 34), если мощность на ведущем валу редуктора P_1 и угловая скорость вала ω_1 . Передаточное число редуктора u . Редуктор предназначен для длительной работы. Передача неревверсивная. Нагрузка постоянная. Материал зубчатых колес с твердостью не менее HB 350. Данные своего варианта принять по таблице 43.

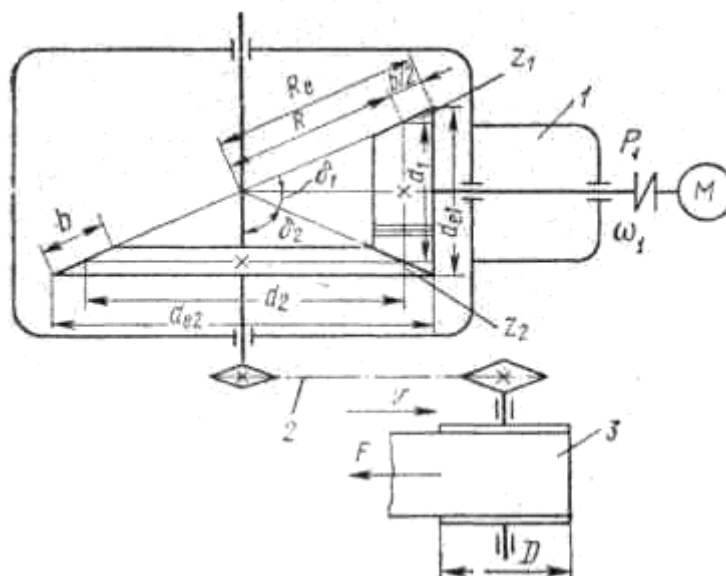


Рисунок 34: 1 – редуктор; 2 – цепная передача;
3 – ленточный транспортер

Таблица 43

Данные для расчета	Варианты									
	01	07	12	18	27	31	32	34	40	45
P_1 , кВт	5,0	5,5	6,0	4,8	4,5	5,5	4,2	5,4	5,8	6,5
ω_1 , рад/с	100	110	115	90	75	120	69	100	120	130
u	2,0	2,5	1,6	1,6	2,5	2,0	2,5	1,6	2,5	1,6

Данные для расчета	Варианты										
	51	60	64	65	67	73	78	84	93	97	98
P_1 , кВт	5,5	4,2	5,4	5,8	6,5	6,0	5,6	4,4	4,8	5,5	6,2
ω_1 , рад/с	110	90	80	115	120	125	105	100	90	85	110
u	1,6	2,5	2,0	2,5	1,6	2,5	1,6	2,0	2,0	2,5	1,6

Задача 29. Определить основные размеры конической передачи с круговыми зубьями одноступенчатого редуктора общего назначения (рисунок 35), если мощность на ведущем валу редуктора P_1 и угловая скорость вала ω_1 . Передаточное число редуктора u . Редуктор предназначен для длительной работы. Передача нереверсивная, высоконагруженная. Материал зубчатых колес с твердостью на поверхности более HRC 45. Данные своего варианта принять по таблице 44.

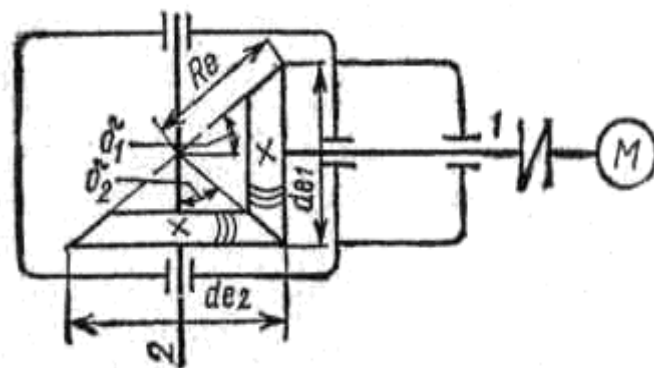


Рисунок 35

Таблица 44

Данные для расчета	Варианты									
	04	08	15	19	26	29	37	41	48	52
P_1 , кВт	8,3	8,5	9,0	8,5	10,0	10,0	12,0	9,5	8,0	7,0
ω_1 , рад/с	100	110	70	60	80	70	78	90	75	65
u	2,0	2,5	2,0	2,5	2,0	2,5	1,6	2,0	2,5	2,5

Данные для расчета	Варианты							
	59	62	70	74	81	85	92	95
P_1 , кВт	7,5	8,5	9,5	9,0	7,0	10,0	8,0	8,5
ω_1 , рад/с	80	85	110	105	70	75	80	90
u	2,5	1,6	2,0	2,5	2,5	2,5	1,6	2,0

Задача 30. Определить основные размеры червяка и червячного колеса одноступенчатого редуктора привода ленточного транспортера (рисунок 36), если мощность на валу червяка P_1 и угловая скорость вала ω_1 . Передаточное число редуктора u . Червяк изготовлен из закаленной стали 38ХГН с твердостью рабочих поверхностей более HRC 45. Редуктор предназначен для длительной работы. Передача неревверсивная. Нагрузка постоянная. Данные своего варианта принять по таблице 45.

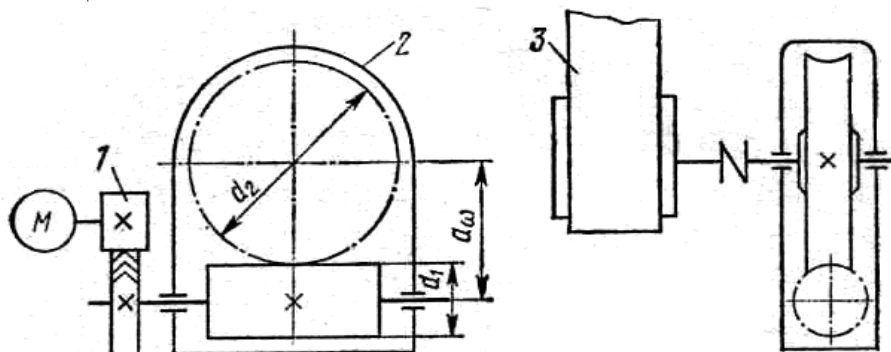


Рисунок 36: 1 – открытая шевронная передача;
2 – редуктор; 3 – ленточный транспортер

Таблица 45

Данные для расчета	Варианты									
	02	09	13	20	23	25	35	42	46	53
P_1 , кВт	3,5	3,2	3,0	2,2	2,5	2,5	4,0	3,5	2,8	3,7
ω_1 , рад/с	120	100	130	150	115	120	140	130	120	150
u	20	25	16	25	16	20	16	16	20	20

Данные для расчета	Варианты							
	56	58	68	75	79	86	89	91
P_1 , кВт	3,1	2,8	2,5	3,6	3,9	4,1	3,3	3,6
ω_1 , рад/с	100	105	120	135	125	120	110	115
u	25	16	20	16	16	20	20	16

Задача 31. Определить из расчета на сопротивление контактной усталости рабочих поверхностей зубьев мощность P_1 , которую может передать косозубая передача одноступенчатого цилиндрического редуктора привода конвейера (рисунок 37), а также основные размеры передачи, если известно межосевое расстояние передачи a_w , передаточное число u и угловая скорость ведущего вала редуктора ω_1 . Редуктор предназначен для длительной работы. Передача неревверсивная. Нагрузка постоянная. Материал колеса с твердостью $\leq$ HB 350. Данные своего варианта принять по таблице 46.

Таблица 46

Данные для расчета	Варианты									
	03	10	14	21	28	36	43	47	54	61
a_w , кВт	200	315	250	200	180	160	125	100	400	250
u	5,0	5,0	4,0	3,15	2,5	2,0	2,5	2,0	4,0	2,5
ω_1 , рад/с	100	80	110	90	100	120	80	80	130	95

Данные для расчета	Варианты				
	69	76	80	87	94
a_w , кВт	160	125	100	200	315
u	4,0	3,15	2,5	2,0	4,0
ω_1 , рад/с	105	85	90	110	120

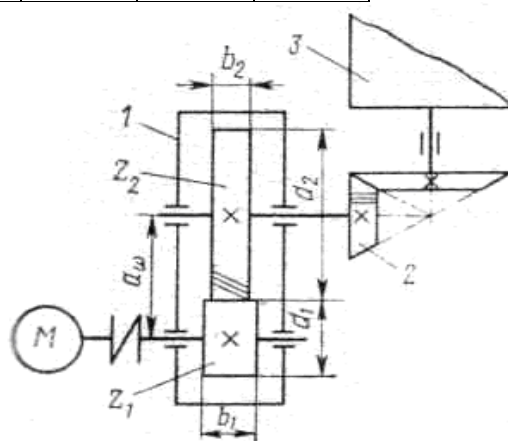


Рисунок 37: 1 – редуктор; 2 – открытая коническая передача;
3 – винтовой транспортер

Задача 32. Рассчитать открытую передачу плоским резиноканевым ремнем от электродвигателя к редуктору привода конвейера (рисунок 38). Передаваемая мощность P_1 , угловая скорость малого шкива ω_1 , передаточное число передачи u . Работа двухсменная. Угол наклона линии центров шкивов к горизонту $\theta = 60^\circ$. Данные своего варианта принять по таблице 47. Недостающие данные принять самостоятельно.

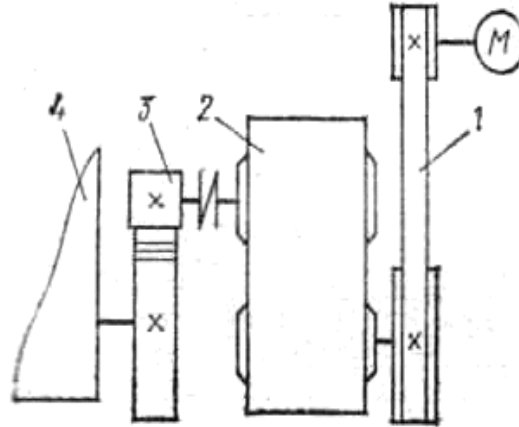


Рисунок 38: 1 – плоскоременная передача резиноканевым ремнем; 2 – редуктор; 3 – открытая прямозубая передача; 4 – конвейер

Таблица 47

Данные для расчета	Варианты												
	03	08	17	27	32	41	51	56	65	75	80	89	99
P_1 , кВт	5,0	4,0	3,5	3,0	3,2	2,6	2,9	5,5	4,4	6,0	6,5	7,0	7,5
ω_1 , рад/с	150	160	120	110	135	120	100	80	110	150	132	150	140
u	3,0	4,0	3,0	2,5	4,5	4,0	2,0	2,5	4,0	3,2	2,0	5,0	4,0
Характер нагрузки	Спокойная				Умеренные колебания					Значительные колебания			

Задача 33. Определить, какую наибольшую мощность P_1 можно передать плоским резиноканевым ремнем открытой передачи (рисунок 39), если диаметр малого шкива $d_1 = 180$ мм, угловая скорость его ω_1 и ширина ремня b . Передаточное число передачи u . Работа двухсменная. Передача горизонтальная. Данные своего варианта принять по таблице 48. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 48

Данные для расчета	Варианты												
	01	14	20	25	38	44	49	62	68	73	86	92	97
ω_1 , рад/с	150	150	120	130	100	90	80	110	140	135	120	96	100
u	3,0	5,0	3,0	4,0	4,0	2,0	2,0	3,0	4,0	3,0	5,0	4,0	3,0
b , мм	63	100	71	80	125	80	90	112	125	100	112	71	63
Характер нагрузки	Значительные колебания				Умеренные колебания					Спокойная			

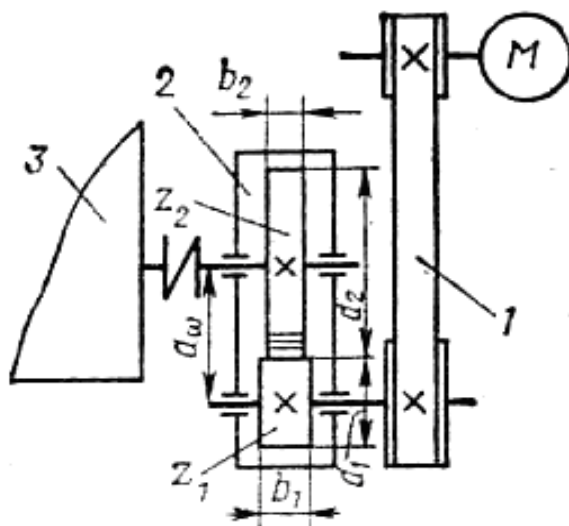


Рисунок 39: 1 – плоскоременная передача резинотканевым ремнем;
2 – редуктор; 3 – конвейер

Задача 34. Рассчитать ременную передачу клиновыми ремнями нормальных сечений от электродвигателя к редуктору привода конвейера (рисунок 40). Передаваемая мощность P_1 , частота вращения малого шкива n_1 . Передаточное число передачи u . Работа двухсменная. Передача горизонтальная. Данные своего варианта принять по таблице 49. Недостающие данные принять самостоятельно.

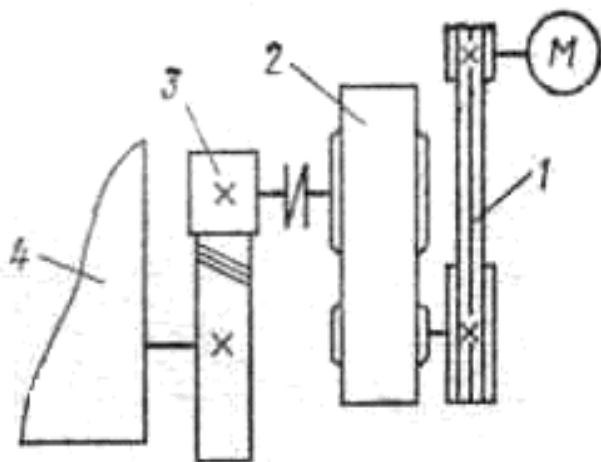


Рисунок 40: 1 – клиноременная передача ремнями нормальных сечений;
2 – редуктор; 3 – открытая прямозубая передача;
4 – конвейер

Таблица 49

Данные для расчета	Варианты											
	07	12	16	31	36	40	55	60	64	79	84	88
P_1 , кВт	1,9	3,0	4,0	2,0	3,5	6,0	8,5	10,0	7,0	1,8	4,5	5,0
n_1 , об/мин	1200	1250	1000	1250	2000	1450	1200	1600	1500	950	1800	2000
u	3,0	3,5	5,0	4,0	4,0	5,0	4,0	5,0	3,5	4	4	5
Характер нагрузки	Спокойная				Умеренные колебания						Значительные колебания	

Задача 35. Рассчитать ременную передачу узкими клиновыми ремнями от электродвигателя к редуктору привода конвейера (рисунок 41). Передавая мощность P_1 , частота вращения малого шкива n_1 . Передаточное число передачи u . Работа двухсменная. Передача горизонтальная. Данные своего варианта принять по таблице 50. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 50

Данные для расчета	Варианты											
	05	10	22	29	34	46	53	58	70	77	82	94
P_1 , кВт	3,7	5,8	7,5	6,0	9,0	15,0	18,0	7,5	10,0	5,5	11,0	15,0
n_1 , об/мин	1000	800	1250	1200	1250	900	1200	1430	1000	1450	2900	1465
u	2,5	3,0	4,0	3,5	3,5	2,0	2,5	4,0	3,0	5,0	2,5	2,0
Характер нагрузки	Умеренные колебания				Спокойная					Значительные колебания		

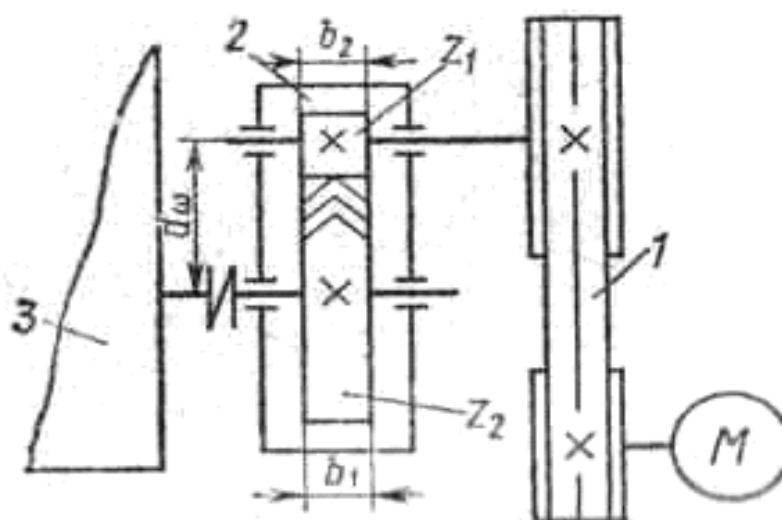


Рисунок 41: 1 – ременная передача узкими клиновыми ремнями;
2 – редуктор;
3 – конвейер

Задача 36. Рассчитать ременную передачу поликлиновым ремнем от электродвигателя к редуктору привода конвейера (рисунок 42). Передавая мощность P_1 , частота вращения малого шкива n_1 . Передаточное число передачи u . Работа двухсменная. Данные своего варианта принять по таблице 51. Недостающие данные принять самостоятельно.

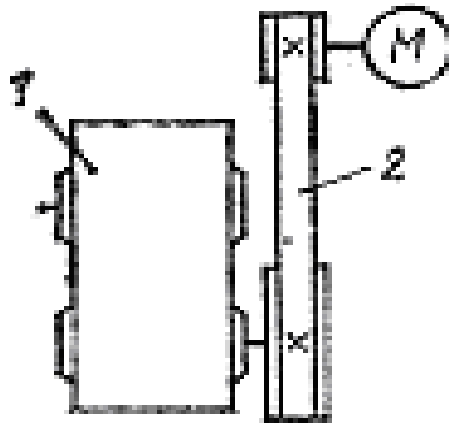


Рисунок 42: 1 – ременная передача поликлиновым ремнем;
2 – редуктор

Таблица 51

Данные для расчета	Варианты												
	00	13	19	24	37	43	48	61	67	72	85	91	96
P_1 , кВт	5,5	5,5	7,5	6,0	11,0	15,0	2,2	3,3	6,5	7,5	7,5	4,0	5,5
n_1 , об/мин	2880	965	970	1000	2900	1465	700	700	1000	730	2900	1430	1530
u	2,5	3,0	4,0	3,5	5,0	4,0	2,5	3,0	3,5	2,0	4,0	3,0	2,5
Характер нагрузки	Спокойная				Умеренные колебания						Значительные колебания		

Задача 37. Рассчитать ременную передачу зубчатым ремнем от электродвигателя к редуктору привода конвейера. Передавая мощность P_1 , частота вращения малого шкива n_1 . Передаточное число передачи u . Работа двухсменная. Данные своего варианта принять по таблице 52. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 52

Данные для расчета	Варианты											
	04	09	23	28	33	47	52	57	71	76	81	95
P_1 , кВт	4,0	5,5	7,5	6,0	3,0	4,0	11,0	7,5	5,5	3,5	4,2	11,0
n_1 , об/мин	1430	1455	1455	1430	2840	2880	2900	2900	1435	1435	1460	1460
u	4,0	3,0	2,5	3,5	5,0	6,0	7,0	6,0	4,5	4,2	5,0	6,0
Характер нагрузки	Умеренные колебания				Значительные колебания					Спокойная		

Задача 38. Рассчитать передачу однорядной роликовой цепью от редуктора к ленточному транспортеру (рисунок 43). Тяговое усилие ленты F , скорость ленты v , диаметр барабана D . Передаточное число передачи u . Межосевое расстояние $a = 40$ р. Работа двухсменная, нагрузка спокойная.

Смазка цепи периодическая. Передача горизонтальная. Регулирование натяжения цепи производится оттяжной звездочкой. Данные своего варианта принять по таблице 53. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 53

Данные для расчета	Варианты												
	02	15	21	26	39	45	50	63	69	74	87	93	98
F , кН	3,5	2,5	3,0	4,0	4,5	5,0	5,5	5,3	3,8	4,0	3,5	4,5	2,8
v , м/с	16,	1,2	1,1	1,4	1,0	1,3	1,1	1,2	1,4	1,5	1,2	1,3	1,5
D , мм	350	400	400	300	280	350	400	300	350	400	320	280	350
u	4,0	2,5	3,5	4,0	4,0	4,0	4,5	3,5	2,5	4,0	3,0	3,5	2,5

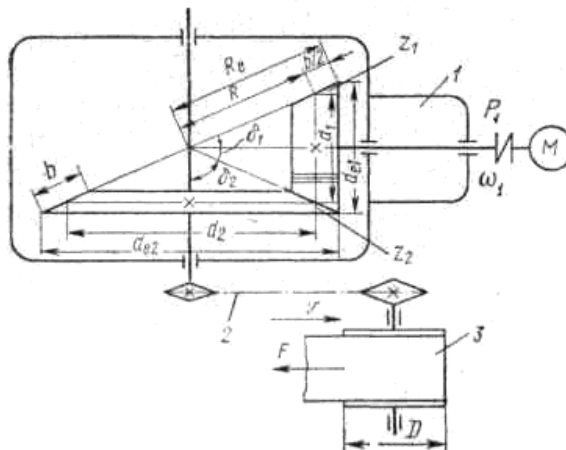


Рисунок 43: 1 – редуктор; 2 – цепная передача;
3 – ленточный транспортер

Задача 39. Определить, какую наибольшую мощность P_1 можно передать приводной роликовой однорядной цепью с шагом p . Угловая скорость ведущей звездочки ω_1 . Передаточное число передачи u . Межосевое расстояние $a = 40 p$. Работа двухсменная. Нагрузка спокойная. Смазка цепи периодическая. Передача горизонтальная. Натяжение цепи не регулируется. Данные своего варианта принять по таблице 54. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 54

Данные для расчета	Варианты											
	06	11	18	30	35	42	54	59	66	78	83	90
p , кН	19,05	12,7	15,875	25,4	31,75	38,1	12,7	19,05	15,875	25,4	19,05	15,875
ω_1 , рад/с	60	65	55	50	48	45	40	36	30	40	45	35
u	3,5	3,15	4,0	4,5	4,0	4,5	4,0	3,5	2,5	2,5	3,5	3,0

Задача 40. По данным, полученным при расчете прямозубой передачи цилиндрического редуктора, получена окружная сила F_t . Радиальная сила $F_r \tan \alpha_\omega$ ($\alpha_\omega = 20^\circ$). Подобрать по динамической грузоподъемности шарикоподшипники радиальные однорядные для ведущего вала редуктора

(рисунок 44), диаметр цапф которого d , а частота вращения n_1 . Расстояние $a = 1,8d$. Требуемая долговечность подшипников L_h . Данные своего варианта принять по таблице 55.

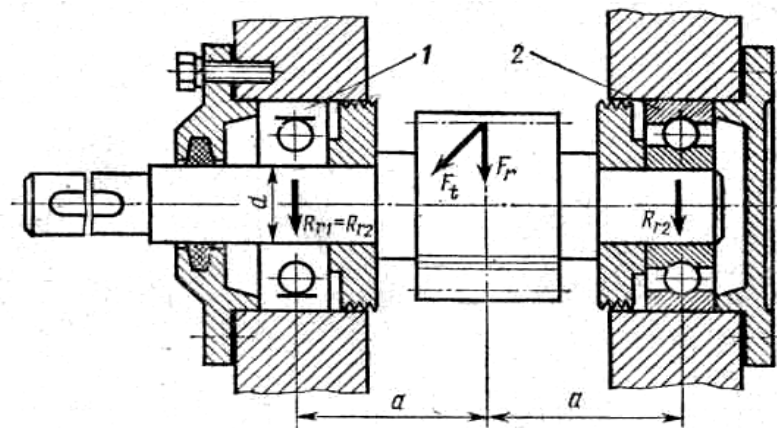


Рисунок 44

Таблица 55

Данные для расчета	Варианты												
	02	08	17	25	31	40	48	54	63	71	77	86	94
F_t , кН	2,8	3,0	2,5	2,2	2,0	2,4	1,9	1,5	1,6	3,5	3,0	3,2	3,4
d , мм	50	50	35	30	30	45	40	25	30	50	40	45	55
n_1 , об/мин	950			1460			720			960			
L_h , ч	$15 \cdot 10^3$			$12 \cdot 10^3$			$25 \cdot 10^3$			$20 \cdot 10^3$			

Задача 41. Ведущий вал цилиндрического прямозубого редуктора установлен на шарикоподшипниках радиальных однорядных (рисунок 45). Определить расчетную долговечность подшипников L_h , если радиальная нагрузка на них $R = R_{r1} = R_{r2}$, а частота вращения вала n_1 . Данные своего варианта принять по таблице 56.

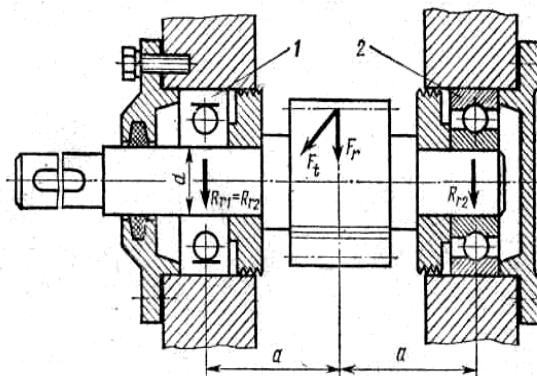


Рисунок 45

Таблица 56

Данные для расчета	Варианты												
	06	13	19	29	36	42	52	59	65	75	82	88	98
R, кН	7,0	6,5	5,0	6,0	5,5	4,0	3,5	3,0	2,5	2,0	3,0	3,4	2,8
n ₁ , об/мин	720	920	1430	700	950	970	950	1425	720	700	950	700	920
Условное обозначение подшипников	310	309	310	308	307	210	209	210	208	207	310	209	307

Задача 42. Ведущий вал прямоугольного цилиндрического редуктора соединяется с валом электродвигателя муфтой упругой втулочно-пальцевой (МУВП). Муфта передает вращающий момент M_1 , и вследствие некоторой несоосности валов возникает радиальная сила от муфты F_m , действующая на консольный конец вала (рисунок 46). В зацеплении зубчатой передачи действует окружная сила F_t и радиальная $F_r = 0,364F_t$. Подобрать по динамической грузоподъемности шарикоподшипники радиальные однорядные, если диаметр цапф вала d , а частота вращения $n_1 = 700$ об/мин. Принять расстояния: $a = 1,5d$ и $l_k = 2,5d$. Требуемая долговечность подшипников L_h . Данные своего варианта принять по таблице 57.

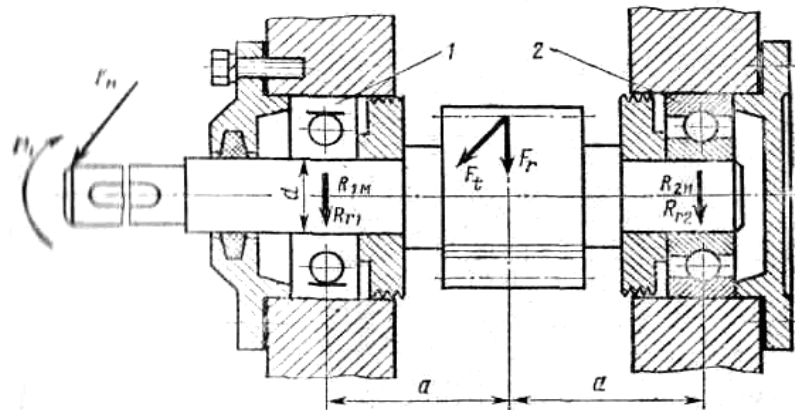


Рисунок 46
Таблица 57

Данные для расчета	Варианты												
	04	11	15	27	34	38	50	57	61	73	80	84	96
M_1 , Н·м	60	55	50	65	45	45	40	42	48	36	32	35	40
F_t , кН	2,5	2,8	2,2	2,3	2,6	2,4	1,9	2,1	2,2	2,0	1,8	1,9	1,7
d , мм	50	50	45	40	55	40	35	40	45	35	30	25	25
L_h , ч	$15 \cdot 10^3$					$20 \cdot 10^3$					$25 \cdot 10^3$		

Задача 43. При расчете косозубой передачи цилиндрического редуктора получена окружная сила F_t . Вычислить радиальную F_r и осевую F_a силы, приняв $\alpha_\omega = 20^\circ$ и $\beta = 12^\circ$. Подобрать по динамической грузоподъемности подшипники качения для ведущего вала редуктора (рисунок 47), диаметр цапф которого d , а частота вращения $n_1 = 965$ об/мин. Диаметр делительной окружности шестерни $d_1 = 62$ мм. Расстояние $a = 1,6d$. Требуемая долговечность подшипников L_h . Данные своего варианта принять по таблице 58.

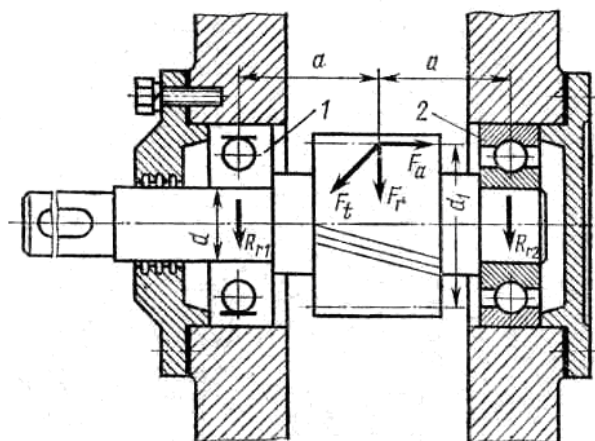


Рисунок 47

Таблица 58

Данные для расчета	Варианты												
	00	09	21	23	32	44	46	55	67	69	78	90	92
F_t , кН	4,5	4,2	4,0	3,8	4,4	3,8	3,6	3,0	3,2	3,5	3,0	3,3	2,8
d , мм	55	50	45	40	50	40	40	30	35	35	25	25	30
L_h , ч	$10 \cdot 10^3$					$15 \cdot 10^3$					$20 \cdot 10^3$		

Задача 44. Ведущий вал цилиндрического косозубого редуктора установлен на шарикоподшипниках радиально-упорных (рисунок 48). Определить расчетную долговечность L_h более нагруженного подшипника, если на шестерню действует окружная сила F_t , угол $\alpha_\omega = 20^\circ$ и угол $\beta = 17^\circ$, $d_1 = 64$ мм, $l = 68$ мм. Частота вращения вала $n_1 = 1455$ об/мин. Данные своего варианта принять по таблице 59.

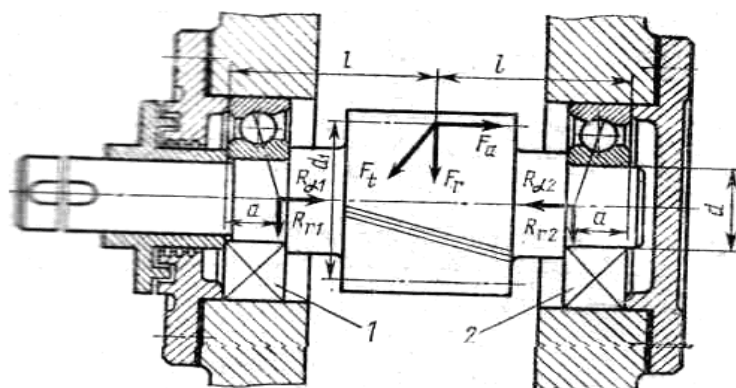


Рисунок 48

Таблица 59

Данные для расчета	Варианты									
	07	14	18	30	37	41	53	60	64	76
F _t , кН	3,5	3,2	3,0	2,5	2,7	2,8	3,1	2,9	2,6	3,3
Условное обозначение подшипников	36310	36308	36306	36209	36207	36210	36307	36209	306208	36309

Данные для расчета	Варианты		
	83	87	99
F_t , кН	3,0	3,5	2,8
Условное обозначение подшипников	36310	36307	36209

Задача 45. Подобрать по динамической грузоподъемности роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами для ведущего вала шевронного цилиндрического редуктора (рисунок 49), диаметр цапф которого d , а частота вращения $n_1 = 1455$ об/мин. На вал действует окружная сила F_t . Радиальную силу F_r вычислить, приняв $\alpha_\omega = 20^\circ$ и угол $\beta = 30^\circ$. Требуемая долговечность L_h . Расстояние $a_1 = 1,6d$. Данные своего варианта принять по таблице 60.

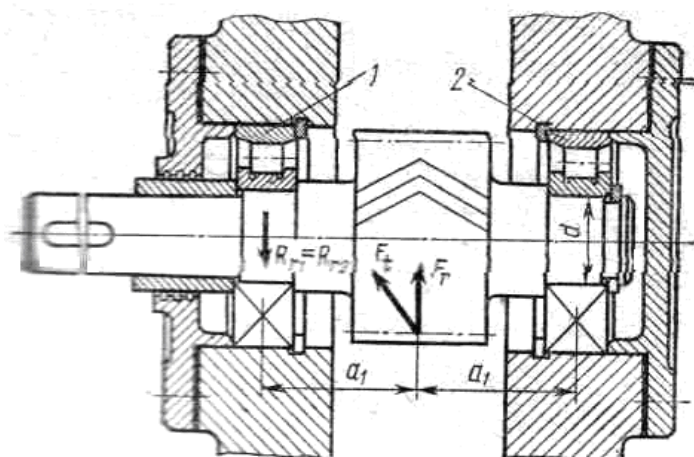


Рисунок 49

Таблица 60

Данные для расчета	Варианты												
	05	10	22	28	33	45	51	56	68	74	79	91	97
F_t , кН	5,0	4,8	4,5	4,6	4,0	4,6	5,0	5,5	5,8	4,2	3,9	4,0	4,4
d , мм	45	40	35	45	45	50	50	45	50	40	30	45	35
L_h , ч	$20 \cdot 10^3$				$15 \cdot 10^3$					$12 \cdot 10^3$			

Задача 46. При расчете конической прямозубой передачи редуктора получена окружная сила F_{t1} . Вычислить радиальную F_{r1} и осевую F_{a1} силы, приняв угол $\delta_1 = 30^\circ$. Средний делительный диаметр шестерни $d_1 = 56$ мм. Подобрать по динамической грузоподъемности роликоподшипники конические однорядные для ведущего вала редуктора (рисунок 50), диаметр цапф которого d , а частота вращения $n_1 = 1430$ об/мин. Требуемая долговечность подшипников L_h . Расстояние $l = 1,5$ с. Данные своего варианта принять по таблице 61.

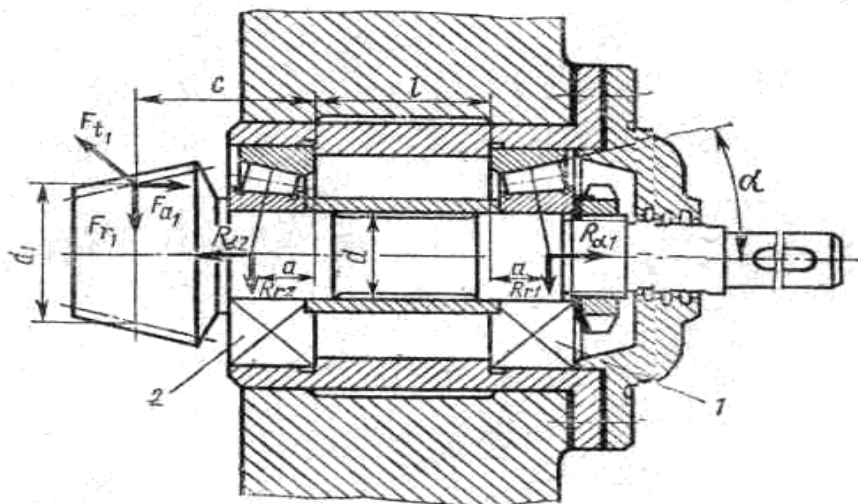


Рисунок 50

Таблица 61

Данные для расчета	Варианты									
	01	16	24	39	47	62	70	85	93	95
F_t , кН	3,0	2,5	2,8	2,2	2,4	2,0	1,6	3,2	2,9	2,6
d , мм	50	45	45	40	40	35	30	50	45	35
c , мм	55	50	45	35	40	45	35	45	40	35
L_h , ч	$20 \cdot 10^3$			$15 \cdot 10^3$			$12 \cdot 10^3$			

Задача 47. Подобрать по динамической грузоподъемности роликоподшипники конические однорядные для вала червяка (рисунок 51), диаметр цапф которого d , а частота вращения $n_1 = 1430$ об/мин. А червяк действуют силы: окружная F_{t1} , радиальная F_{r1} и осевая F_{a1} . Делительный диаметр червяка $d_1 = 80$ мм. Требуемая долговечность подшипников L_h и расстояние a_1 заданы. Данные своего варианта принять по таблице 62.

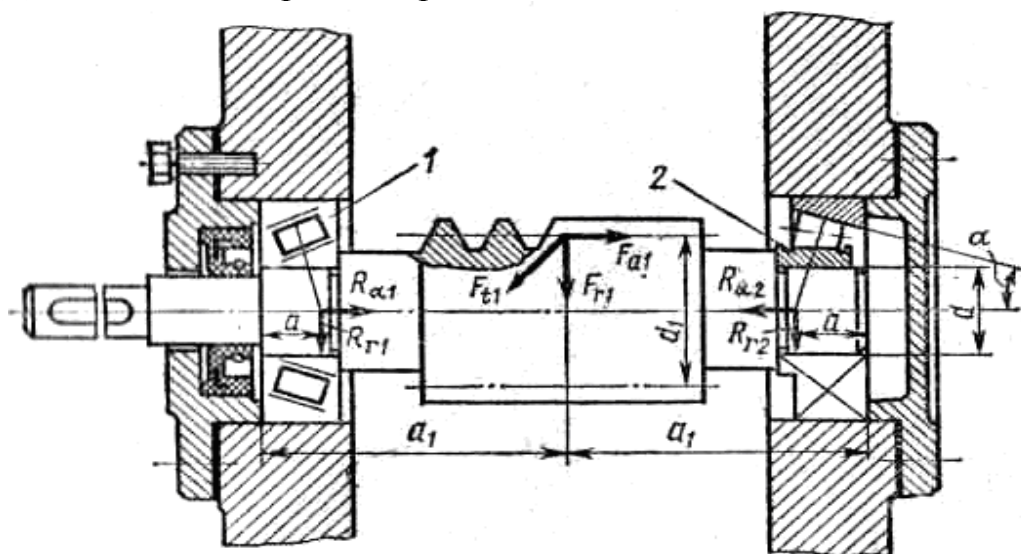


Рисунок 51

Таблица 62

Данные для расчета	Варианты											
	03	12	20	26	35	43	49	58	66	72	81	89
F_t , кН	1,1	0,8	1,0	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,2	1,4	1,2	1,5
F_{r1} , кН	1,4	1,1	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	2,0	1,4	1,9	1,3	1,8
F_{a1} , кН	3,5	3,3	3,0	3,1	3,8	4,5	4,8	5,5	3,1	4,5	3,6	3,5
d , мм	30	30	35	40	50	45	55	60	40	50	45	35
a_1 , мм	250	240	260	280	280	300	300	320	340	250	260	300
L_h , ч	$15 \cdot 10^3$			$12 \cdot 10^3$				$10 \cdot 10^3$				

6. СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

Основная:

1 Винокуров А. И. Сборник задач по сопротивлению материалов: Учеб. пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникума. – М.: Высшая школа, 1990

2 Ицкович Г. М. Сопротивление материалов: Учебник для учащихся машиностроительных техникумов. - 7-е изд., испр. – М.: Высшая школа, 1986

3 Никитин Е. М. Теоретическая механика для техникумов. – 12-е изд., испр. – М: Наука Гл. ред физ.-мат. лит., 1988

4 Фаин А. М. Сборник задач по теоретической механике: Учеб. пособие для техникумов. - 2-е изд.. испр. и доп. – М: Высшая школа, 1987

5 Эрдеди А. А. и др. Техническая механика: Теоретическая механика. Сопротивление материалов. Учебник для машиностроительных специальностей техникумов / А. А. Эрдеди, Ю. А. Медведев, Н. А. Эрдеди. - 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1991

6 А.А. Эрдеди, Н.А. Эрдеди. Техническая механика. Детали машин. Учебник для машиностроительных специальностей техникумов. – М.: Высшая школа, 1991

Дополнительная:

7 Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. - 6-е изд перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1982

8 Борель Е.А. Сопротивление материалов. Часть I. Простое нагружение. Учебное пособие. – М., 2001

9 Дубейковский Е. Н., Саввушкин Е. С. Сопротивление материалов: Учебник для машиностроительных специальностей техникумов. – М.: Высшая школа, 1985

10 Олофинская Е.П. Техническая механика. Курс лекций с вариантами практических и тестовых заданий. – М.: ФОРУМ-ИНФРА-М, 2003

11 Мещерский И. В. Задачи по теоретической механике: Учеб. пособие. - 37-е изд., испр. / Под ред. В. А. Пальмова, Д. Р. Меркина. - СПб.: Лань, 1998

7. ПОКАЗАТЕЛИ ОЦЕНКИ ДОМАШНЕЙ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

Отметка	Показатели оценки
Не зачтено	Несоответствие варианту ДКР, воспроизведение отдельных объектов изучения программного учебного материала, предъявленных в готовом виде, наличие многочисленных существенных ошибок, нарушение методических указаний в оформлении ДКР, отсутствие списка использованных источников
Зачтено	Раскрытие сущности вопросов, развернутое описание и объяснение, методики расчета, подтверждение аргументами, фактами и расчетами, формулирование выводов, отсутствие существенных ошибок и нарушений методических указаний в оформлении ДКР

Форма титульного листа для домашней контрольной работы:

Министерство образования Республики Беларусь (16)
Филиал учреждения образования
«Брестский государственный технический университет»
Политехнический колледж
Машиностроительное отделение

ДОМАШНЯЯ КОНТРОЛЬНАЯ
РАБОТА № 1 (24Ж)

Техническая механика (18)
(наименование дисциплины)

Вариант № 14 (14)

Преподаватель (14)
Кирилюк А.С.
(инициалы, фамилия)

Выполнил учащийся (14)
Иванов И.И.
(инициалы, фамилия)
1 курса группы Мз __

специальности
5-04-0714-01 «Технологическое
обеспечение (14)
машиностроительного
производства»
Шифр учащегося 2114

2024 (14)

Таблица П1. Поля допусков отверстий и валов при номинальных размерах от 1 до 500 мкм по СТ СЭВ 144–75 (выборка)

Интервалы размеров, мм	Обозначение полей допусков				
	отверстия валов				
	H7	h6	p6	r6	s6
	Предельные отклонения, мкм				
Свыше 30 до 40	+25	+33	+42	+50	+59
Свыше 40 до 50	0	+17	+26	+34	+43
Свыше 50 до 65	+30	+39	+51	+60 +41	+72 +53
Свыше 65 до 80	0	+20	+32	+62 +43	+78 +59
Свыше 80 до 100	+35 0	+45 +23	+59 +37	+73 +51	+93 +71

Таблица П2. Основные параметры конических зубчатых передач
(из ГОСТ 12289–76)

Внешний делительный диаметр колёса d_{e2} мм	Передаточное число u						Внешний делительный диаметр колёса d_{e2} мм	Передаточное число u					
	1,6	2	(2,24)	2,5	(2,8)	3,15		1,6	2	(2,24)	2,5	(2,8)	3,15
	Ширина зубчатых венцов b , мм							Ширина зубчатых венцов b , мм					
80	13	13	12	12	–	–	180	30	28	28	28	28	26
100	17	16	16	15	15	15	200	34	32	32	30	30	30
125	21	20	19	19	19	19	225	42	40	40	38	38	38
140	22	22	21	21	21	21	250	42	40	40	38	38	38
160	28	25	25	25	24	24	280	48	45	45	42	42	42

Примечание. Числа, указанные в скобках, по возможности не применять.

Таблица П3. Значения коэффициента формы зуба Y_F зубчатого зацепления баз смещения

z или z_0	17	20	22	24	26	30	35	40	50	80	≥ 100
Y_F	4,26	4,07	3,98	3,92	3,88	3,80	3,75	3,70	3,65	3,60	3,60

Таблица П4. Передаточные числа для червячных передач по ГОСТ 2144–76 при $Z_1 = 1, 2, 4$

1-й ряд	6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31; 5; 40; 50; 63; 80
2-й ряд	7,1; 9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 35,5; 45; 56; 71
Первый ряд предпочитать второму	

Таблица П5. Приближенные величины допускаемых напряжений для червячных колес

Материал венца колеса	Способ отливки	Допускаемые контактные напряжения $\left \delta_{H_2} \right $, МПа					Допускаемые напряжения $\left \delta_{F_2} \right $, МПа
		Скорость скольжения v_s , м/с					
		1	2	3	4	6	
Бр АЖ9-4Л	В землю	230	210	180	160	120	80
Бр ОФ10-1	В землю	130					50
Бр ОФ10-1	В металличе- скую форму	190					70
Бр ОФН	Центробежное литье	210					70

Таблица П6. Сочетание модулей m и коэффициента диаметра червяка q (из ГОСТ 2144–76)

m , мм	4,0	5,0	(6,0)	6,3	(7,0)	8,0	10,0	12,5
q	8; 10; 12,5; 16	9; 10	8; 10; 12,5; 16	12	8; 10; 12,5; 16	8; 10; 12,5		

Примечание. Числа, указанные в скобках, по возможности не применять.

Таблица П7. Коэффициенты формы зуба Y_F для червячных колес

z_V	24	25	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100
Y_F	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30

Таблица П8. Значения КПД механических передач

ПЕРЕДАЧА	КПД
Зубчатая в закрытом корпусе (редуктор): цилиндрическими колёсами коническими колёсами	0,97...0,98 0,96...0,96
Зубчатая открытая	0,95...0,96
Червячная в закрытом корпусе при числе витков (заходов) червяка: Z_1 Z_2 Z_3	0,70...0,75 0,80...0,85 0,85...0,95
Цепная закрытая	0,95...0,97
Цепная открытая	0,90...0,95
Ременная: плоским ремнём клиновым ремнём	0,96...0,98 0,95...0,97

Таблица П9 Механические характеристики сталей, рекомендуемые для изготовления зубчатых колес

Марка стали	d шестерни, мм, не более	b колеса, мм	Механические свойства				Термическая обработка
			Твердость		Предел прочности σ _В , МПа	Предел текучести σ _Т , МПа	
			HB	HRC			
Заготовка – поковка (штамповка или прокат)							
45	Любой	Любая	179...207	–	600	320	Нормализация
45	125	80	235...262	–	780	540	Улучшение
45	80	50	269...302	–	890	650	
40X	200	125	235...262	–	790	640	
40X	125	80	269...302	–	900	750	
40X	125	80	269...302	45...50	900	750	Улучшение + ТВЧ
40XH или 35XM	315	200	235...262	–	800	630	Улучшение
40XH или 35XM	200	125	269...302	–	920	750	
40XH или 35XM	200	125	269...302	48...53	920	750	Улучшение + ТВЧ
20XHM	200	125	30...43	56...63	1000	800	Цементация + закалка
40XMA	125	80	269...302	50...56	980	780	Улучшение + азотирование
Стальное литье							
35Л	Любой	Любая	163...207	–	550	270	Нормализация
45Л	315	200	207...235	–	680	440	Улучшение
50ГЛ	315	200	235...262	–	850	600	

Таблица П10. Стандартный ряд R_a 40 по ГОСТ 12080–69

10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20
21; 22; 23; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 33; 34; 36; 38; 40
42; 45; 48; 50; 53; 55; 56; 60; 63; 65; 67; 70; 75; 80
85; 90; 95; 100; 110; 120; 125; 130; 140; 150 и далее через 10

Таблица П11. Рекомендуемые значения передаточных чисел открытых передач

Вид передачи	Передаточное число	
	Рекомендуемое	max
Цилиндрическая	4,0...7,0	12,0
Коническая	3,0...5,0	7,0
Клиноременная	2,0...5,0	7,0
Плоскорременная	2,0...4,0	6,0
Цепная	2,0...5,0	7,0

Таблица П12. Передаточные числа по ГОСТ 2185-66, ГОСТ 12289-76

1-й ряд	1; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0
2-й ряд	1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0; 11,2
Первый ряд предпочитать второму	

Таблица П13. Межосевое расстояние a , мм по ГОСТ 2185–66

1-й ряд	40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1000
2-й ряд	71; 90; 112; 140; 180; 224; 280; 355; 450; 560; 710; 900; 1120; 1250

Таблица П14. Модули m , мм по ГОСТ 9563–60

1-й ряд	1; 1,25; 1,5; 2,0; 2,25; 3,0; 4,0; 6,0; 8,0; 10; 12; 16; 20
2-й ряд	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7,0; 9,0; 11; 14; 18; 22
Первый ряд предпочитать второму	

Таблица П15. Коэффициент ширины венца колеса относительного межосевого расстояния ψ_a по ГОСТ СЭВ 229–75

Расположение колёс	ψ_a
Симметрическое	0,4...0,5
Несимметрическое	0,25...0,4
Консольное одного или обоих	0,20...0,25
Шевронные передачи	0,4...0,63
Открытые передачи	0,1...0,2