

**Министерство образования и науки Украины
Донбасская государственная машиностроительная академия**

С. Г. Карнаух

РАСЧЕТЫ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Учебное пособие

к курсовому проектированию

по дисциплине «Детали машин»

(для студентов механических специальностей)

Краматорск 2016

УДК 621.83/85

ББК 34.445

К 24

Рецензенты:

- **Доценко В. М., д-р техн. наук, проф. кафедры «Теоретическая механика и машиноведение» Национального аэрокосмического университета им. М. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт»;**
- **Сивак И. А., д-р техн. наук, проф., зав. кафедры технологии и автоматизации машиностроения Винницкого национального технического университета;**
- **Носко П. Л., д-р техн. наук, проф., зав. кафедры «Машиноведение» Восточноукраинского национального университета им. Владимира Даля.**

Даний навчальний посібник призначений для самостійної роботи студентів механічних спеціальностей при виконанні розрахунково-графічних робіт і курсового проектування. Містить методику кінематичного розрахунку приводу, методики розрахунків механічних передач: зубчатих, черв'ячних, пасових і ланцюгових; необхідні довідкові дані; приклади виконання розрахунків.

Карнаух С. Г.

К 24 Расчеты механических передач : учебное пособие к курсовому и дипломному проектированию / С. Г. Карнаух . – Краматорск : ДГМА, 2016.

ISBN

Данное учебное пособие предназначено для самостоятельной работы студентов механических специальностей при выполнении расчетно-графических работ и курсового проектирования. Содержит методику кинематического расчета привода, методики расчетов механических передач (зубчатых, червячных, ременных и цепных); необходимые справочные данные; примеры выполнения расчетов.

ISBN

УДК 621.83/85

ББК 34.445

© С. Г. Карнаух, 2016

© ДГМА, 2016

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	6
1 Выбор электродвигателя.	7
Кинематический расчет привода	7
1.1 Общие сведения	7
1.2 Сравнительная оценка механических передач приводов машин	8
1.3 Общая характеристика двигателей	10
1.4 Выбор электродвигателя	22
1.5 Кинематический расчет привода	24
1.5.1 <i>Определение общего передаточного числа</i>	24
1.5.2 <i>Разбивка общего передаточного числа по ступеням</i>	24
1.5.3 <i>Расчет кинематической погрешности</i>	28
1.6 Расчеты частот, мощностей и вращающих моментов отдельных элементов привода	29
1.6.1 <i>Расчет частот вращения</i>	29
1.6.2 <i>Расчет мощностей</i>	30
1.6.3 <i>Расчет вращающих моментов</i>	31
1.7 Примеры расчетов	32
1.8 Выбор салазок для электродвигателя	54
2 Зубчатые передачи в закрытом исполнении	60
2.1 Теоретические предпосылки к расчетам	60
2.2 Рекомендуемый порядок расчета передач в закрытом исполнении	74
2.2.1 <i>Передачи цилиндрическими зубчатыми колесами</i>	74
2.2.2 <i>Конические зубчатые передачи</i>	97
2.3 Примеры расчетов	103
2.3.1 <i>Расчет шевронной передачи 1-2</i>	103

2.3.2 Расчет косозубой цилиндрической передачи 3-4	112
2.3.3 Расчет конической передачи 1-2	121
2.3.4 Расчет цилиндрических прямозубых передач 3-4 и 5-6.....	130
2.3.5 Расчет прямозубой цилиндрической передачи 1-2 цилиндро-червячного редуктора	144
3 Расчет червячных цилиндрических передач в редукторном исполнении.....	152
3.1 Исходные предпосылки к расчёту	152
3.2 Материалы и допускаемые напряжения	154
3.3 Расчет на контактную выносливость	159
3.3.1 Расчет проектировочный (предварительный) ..	159
3.3.2 Расчет проверочный	159
3.4 Рекомендуемый порядок расчета передачи	165
3.4.1 Расчет передачи проектировочный	165
3.4.2 Расчет передачи проверочный	173
3.5 Пример расчёта.....	174
3.5.1 Расчет передачи проектировочный	175
4 Цепные передачи	181
4.1 Общие сведения	181
4.2 Конструкция приводных роликовых цепей.....	181
4.3 Звездочки приводных роликовых цепей	183
4.4 Геометрические параметры цепной передачи.....	184
4.4.1 Числа зубьев звездочек.....	184
4.4.2 Шаг цепи.....	185
4.4.3 Межосевое расстояние передачи.....	188
4.4.4 Число звеньев цепи	188
4.4.5 Уточнение межосевого расстояния передачи ..	189
4.5 Расчет передачи приводной роликовой цепью	189
4.5.1 Основные критерии работоспособности	189

4.5.2 Расчет износостойкости шарниров цепи	189
4.5.3 Расчет усталостной прочности пластин цепи	191
4.5.4 Проверка статической прочности цепи	192
4.6 Последовательность расчета передачи приводной роликовой цепью	193
4.6.1 Предварительный расчет передачи	193
4.6.2 Проверочные расчеты передачи	196
4.7 Пример расчета	199
4.7.1 Предварительный расчет передачи	199
4.7.2 Проверочные расчеты	201
5 Ременные передачи	207
5.1 Плоскоремennая передача	207
5.1.1 Краткие сведения о передаче и ее элементах...	207
5.1.2 Рекомендуемый порядок расчета передачи	211
5.2 Передача клиновыми и поликлиновыми ремнями	223
5.2.1 Краткие сведения о передаче и ее элементах...	223
5.2.2 Рекомендуемый порядок расчета передачи клиновыми ремнями	225
5.2.3 Рекомендуемый порядок расчета передач поликлиновыми ремнями	234
5.3 Примеры расчетов	240
Список рекомендованной литературы	252

ВВЕДЕНИЕ

В настоящем методическом пособии приведены методики, справочные данные и примеры расчетов типовых схем передаточных механизмов, используемых при курсовом проектировании по дисциплине "Основы конструирования и детали машин" для студентов высших учебных заведений 3-4 уровней аккредитации. Приведена методика кинематического расчета привода и необходимый справочный материал, позволяющий обоснованно производить выбор электродвигателя и салазок для его крепления, а также выполнять практические расчеты. Изложены методики расчетов: зубчатых, червячных, ременных и цепных передач. В учебном курсовом проектировании студенты сталкиваются с расчетами закрытых передач небольшой мощности, без особых ограничений габаритов и выбора чисел зубьев, поэтому расчеты этих передач излагаются с незначительными упрощениями, по сравнению со стандартом. Справочные данные включают сведения, необходимые для расчетов. Графики для выбора численных значений некоторых коэффициентов заменены таблицами.

Материал изложен системно с использованием структурно-логических связей между вышеуказанными расчетами.

1 ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

1.1 Общие сведения

Для приведения в движение исполнительных механизмов большинства машин используются приводы, состоящие из двигателей, систем механических передач и муфт, соединяющих отдельные валы. Таким образом, под приводом следует понимать устройство для приведения в действие рабочего органа машины. Наибольшее распространение, благодаря простоте конструкции, достаточной надежности, относительной дешевизне и высокому КПД, получили механические приводы.

Приводы большей части машин допускают использование стандартных двигателей, муфт и механических передач. Механические приводы общего назначения классифицируют по числу и типу двигателя, а также по типу использующихся передач.

По числу двигателей приводы делятся на групповые, одно- и многодвигательные.

Групповой привод служит для приведения в движение нескольких отдельных рабочих органов машины. Привод этого типа используется в некоторых металлообрабатывающих станках, в различных строительных и погрузочно-разгрузочных машинах. Групповой привод имеет большие габаритные размеры, сложную конструкцию и низкий КПД.

Одноводвигательный привод распространен наиболее широко, особенно в машинах с одним рабочим органом, приводимым в движение от одного двигателя (в большинстве случаев – электродвигателя).

Многодвигательный привод используется в сложных машинах, имеющих несколько рабочих органов или один рабочий орган, потребляющий большое количество энергии (например, конвейер большой длины). Такие приводы используются в подъемно-транспортных машинах, сложных металлообрабатывающих станках и т. п.

По типу двигателей различаются приводы: с электродвигателями, двигателями внутреннего сгорания, паровыми и газовыми двигателями, гидро- и пневмодвигателями.

В состав механических приводов могут входить такие типы передач: зубчатые (цилиндрические и конические), червячные, с промежуточной гибкой связью (ременные, цепные), передачи «винт-гайка». Передачи в приводе могут быть как однотипными, так и комбинированными.

1.2 Сравнительная оценка механических передач приводов машин

Одной из важнейших инженерных задач при проектировании машин является выбор привода. В некоторых приводах можно вообще обойтись без механических передач (вал электродвигателя напрямую посредством муфты соединяется с валом исполнительного механизма). В других приводах используются две механических передачи и более одного или разных типов. Кинематическим параметром, который определяет потребность использования механической передачи в приводе, является его передаточное число. Общее передаточное число привода определяется отношением частоты (угловой скорости) вала двигателя к частоте (угловой скорости) приводного вала исполнительного механизма или рабочего органа машины:

$$U_{\text{общ}} = n_{\text{дв}} / n_{\text{пр}} \quad (U_{\text{общ}} = \omega_{\text{дв}} / \omega_{\text{пр}}).$$

Поскольку частота вращения вала большинства электродвигателей высокая и постоянная или изменяется в незначительных пределах, а частота вращения приводного вала исполнительного механизма обычно достаточно низкая, то передаточное число привода $U_{\text{общ}} > 1$. Если $U_{\text{общ}} = 1$, а изменение направления вращения приводного вала исполнительного механизма можно осуществить за счет реверса двигателя, то приводной вал рабочего органа можно соединять с валом электродвигателя непосредственно с помощью муфты. Во всех остальных случаях составной частью привода являются механические передачи.

Возможность использования в приводе машины той или иной механической передачи определяется рядом факторов: особенно-стями отдельных передач, общим передаточным числом привода,

передаваемой мощностью и частотой вращения валов, расстоянием между валами и их взаимным расположением, наличием необходимых условий технического обслуживания, ресурсом привода и др. Для возможности общей ориентации при проектировании приводов в табл. 1 приведены основные сравнительные характеристики основных типов механических передач, которые чаще всего используются в серийных приводах энергетических, технологических и транспортных машин. Показатели относительных габаритных размеров, массы и стоимости передач приведены в сравнении с зубчатой цилиндрической передачей.

Таблица 1 – Сравнительные характеристики основных типов механических передач

Тип передач	Максимальная мощность, кВт	Максимальная окружная скорость, м/с	Средний КПД	Передаточное число, не более	Относительный габаритный размер	Относительная масса	Относительная стоимость
Зубчатая цилиндрическая	3000	50	0,98	8	1,0	1,0	1,0
Зубчатая коническая	500	30	0,97	5	1,8	1,2	2,0
Червячная	100	25	0,6...0,8	80	1,5	1,1	1,6
Цепная	150	10	0,96	6	1,6	0,8	0,4
Клиноременная	100	25	0,93	7	5,0	0,5	0,3
Плоскоременная	100	25	0,95	5	10,0	0,4	0,2
Фрикционная	20	25	0,94	6	3,0	1,5	0,8

Наиболее рациональным является использование механических передач в виде отдельных механизмов – зубчатых и червячных редукторов, коробок скоростей, вариаторов. Редукторы обладают высокой нагрузочной способностью, малыми габаритными размерами, могут обеспечивать достаточно высокие передаточные числа, просты в эксплуатации. Коробки скоростей применяются для сту-

пенчатого регулирования частоты вращения приводного вала исполнительного механизма или изменения направления его вращения при постоянном направлении вращения вала электродвигателя. Вариаторы обеспечивают возможность плавного бесступенчатого регулирования передаточного числа привода и его реверса. Они позволяют выбирать наиболее выгодные режимы работы машины. Однако вариаторы имеют сложную конструкцию и низкую нагрузочную способность.

Использование в приводах отдельных открытых передач (цепных, ременных) чаще обусловлено компоновкой машины, а также некоторыми их особенностями и преимуществами в сравнении с другими передачами.

1.3 Общая характеристика двигателей

Для приводов могут использоваться двигатели следующих типов: электродвигатели, двигатели внутреннего сгорания, гидро- и пневмодвигатели. Тип двигателя выбирается с учетом факторов: назначение машины, для которой проектируется привод, наличие того или иного источника энергии; потребляемая мощность; ограничения по массе, габаритам и условиям работы; режим работы привода и соответствие его механических характеристик условиям работы.

Гидро- и пневмодвигатели используются преимущественно в многодвигательных приводах машин. Энергоносителем таких двигателей служит сжатая жидкость или воздух. Для использования гидро- и пневмодвигателей в приводах отдельных агрегатов машины необходимо иметь соответствующие централизованные системы подачи энергоносителя.

Двигатели внутреннего сгорания наибольшее применение находят в транспорте и приводах энергетических машин – электрогенераторов и компрессоров. Они незаменимы для приводов машин, работающих в отдаленных районах, где отсутствуют линии электропередач. Главный недостаток двигателей внутреннего сгорания – загрязнение окружающей среды продуктами отработанных выхлопных газов.

Электродвигатели наиболее широко используются в приво-

дах энергетических, технологических и транспортных машин. Они стандартизованы и выпускаются промышленностью разных типов-размеров в диапазоне мощностей от 10 Вт до 400 кВт и более. Электродвигатели могут применяться в различных климатических условиях, на открытом воздухе, в запыленных помещениях, во влажных и химически активных средах. Электродвигатели делятся на двигатели постоянного и переменного тока. Двигатели постоянного тока обеспечивают плавное регулирование скоростей в широких пределах, имеют соответствующие механические характеристики, дают возможность добиться достаточной точности движения. Эти двигатели используются в приводах электрических транспортных средств, некоторых подъемных кранов и технологических машин. Двигатели переменного тока бывают однофазные асинхронные (имеют небольшую мощность и используются преимущественно в приводах бытовых машин и устройств), трехфазные синхронные (их частота вращения не зависит от нагрузки, применяют в приводах большой мощности) и трехфазные асинхронные. Последние имеют наибольшее распространение в разных отраслях хозяйства. Их преимущества по сравнению с другими типами двигателей: простота конструкции, меньшая стоимость, более высокая эксплуатационная надежность. К основным типам современных электродвигателей относятся трехфазные асинхронные электродвигатели серий 4А, 4АС, 4АР, МТКФ, МТФ, МТН. Трехфазные асинхронные двигатели единой серии 4А с короткозамкнутым ротором выпускаются мощностью $0,06 \dots 400 \text{ кВт}$ и высотой оси вращения ротора $50 \dots 355 \text{ мм}$. Такие двигатели используются в приводах машин, к которым не предъявляются особые требования в отношении пусковых характеристик. У асинхронных двигателей различают: n_c – синхронную частоту вращения ротора (при отсутствии нагрузки) и n_n – фактическую асинхронную частоту вращения ротора (или номинальную). Синхронная частота вращения, т. е. частота вращения магнитного поля, зависит от частоты тока f и числа пар полюсов p :

$$n_c = 60 f / p .$$

Синхронная угловая скорость:

$$\omega_c = 2 \pi f / p .$$

У нагруженного двигателя частота вращения ротора всегда меньше синхронной:

$$n_{\text{эд}} = n_{\text{ас}} = n_n = n_c (1 - s) ,$$

где s – скольжение: $s = (n_c - n_n) / n_c$.

При $n_{\text{эд}} = 0$ $s = 1$ при $n_{\text{эд}} = n_c$ $s = 0$.

Трехфазные асинхронные электродвигатели изготавливают с числом пар полюсов p от 1 до 6. При частоте тока $f = 50 \text{ Гц}$ синхронная частота вращения зависит от p :

$$n_c = 3000 / p .$$

Ряд синхронных частот вращения:

$$n_c = 3000; 1500; 1000; 750; 600; 500 \text{ мин}^{-1}.$$

Тихоходные электродвигатели имеют значительные габариты и дороже быстроходных. Поэтому применять электродвигатели с частотой вращения 750 мин^{-1} и менее следует только в технически обоснованных случаях.

Маркировка электродвигателей серии 4А означает: 4АН – электродвигатели с короткозамкнутым ротором, защищенные от попадания частиц и капель и имеющие предохранение от прикосновения к вращающимся частям, находящимся под током; 4А – электродвигатели с короткозамкнутым ротором, закрытые, обдуваемые (табл. 2), их используют для привода машин, к которым не предъявляются особые требования.

Электродвигатели 4АР с повышенным пусковым моментом по применяют для привода машин, имеющих значительную пусковую нагрузку (например, в приводах конвейеров, глиномялок, компрессоров, плунжерных насосов и других машин с повышенным трением или значительными инерционными нагрузками).

В табл. 3 - 5 приведены основные размеры и массы электродвигателей (рис. 1).

Таблица 2 — Двигатели трехфазные асинхронные короткозамкнутые серии 4А, закрытые, обдуваемые, с высотой оси вращения 50...250 мм

Мощность, кВт	Типоразмер двигателя	Скольжение, %	Номинальная частота, мин ⁻¹	$T_{\max} / T_{\text{ном}}$	$T_{\text{нач}} / T_{\text{ном}}$
1	2	3	4	5	6
Синхронная частота вращения $n_c = 3000 \text{ мин}^{-1}$					
0,09	4AA50A2Y3	8,6	2740	2,2	2
0,12	4AA50B2Y3	9,7	2700	2,2	2
0,18	4AA56A2Y3	8,0	2760	2,2	2
0,25	4AA56B2Y3	8,0	2760	2,2	2
0,37	4A63A2Y3	8,3	2750	2,2	2
0,55	4A63B2Y3	8,5	2745	2,2	2
0,75	4A71A2Y3	5,9	2840	2,2	2
1,10	4A71B2Y3	6,3	2810	2,2	2
1,50	4A80A2Y3	4,2	2850	2,2	2
2,20	4A80B2Y3	4,3	2850	2,2	2
3,00	4A90L2Y3	4,3	2840	2,2	2
4,00	4A100S2Y3	3,3	2880	2,2	2
5,50	4A100L2Y3	3,4	2880	2,2	2
7,50	4A112M2Y3	2,5	2900	2,2	2
11,00	4A132M2Y3	2,3	2900	2,2	1,6
15,00	4A160S2Y3	2,1	2940	2,2	1,4
18,50	4A160M2Y3	2,1	2940	2,2	1,4
22,00	4A180S2Y3	2,0	2945	2,2	1,4
30,00	4A180M2Y3	1,9	2945	2,2	1,4
37,00	4A200M2Y3	1,9	2945	2,2	1,4
45,00	4A200L2Y3	1,8	2945	2,2	1,4
55,00	4A225M2Y3	1,8	2945	2,2	1,2
75,00	4A250S2Y3	1,4	2960	2,2	1,2
Синхронная частота вращения $n_c = 1500 \text{ мин}^{-1}$					
0,06	4AA50A4Y3	8,1	1380	2,2	2
0,09	4AA50B4Y3	8,6	1370	2,2	2
0,12	4AA56A4Y3	8,0	1380	2,2	2
0,18	4A56B4Y3	8,7	1370	2,2	2
0,25	4AA63A4Y3	8,0	1380	2,2	2
0,37	4AA63B4Y3	9,0	1365	2,0	2
0,55	4A71A4Y3	7,3	1390	2,0	2

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4	5	6
0,75	4A71B4Y3	7,5	1390	2,0	2
1,50	4A80B4Y3	5,8	1415	2,2	2
2,20	4A90L4Y3	4,3	1425	2,2	2
3,00	4A100S4Y3	4,4	1435	2,2	2
4,00	4A100L4Y3	4,7	1430	2,2	2
5,50	4A112M4Y3	3,7	1445	2,2	2
7,50	4A132S4Y3	3,0	1455	2,2	2
11,00	4A132M4Y3	2,8	1460	2,2	2
15,00	4A160S4Y3	2,3	1465	2,2	1,4
18,50	4A160M4Y3	2,2	1465	2,2	1,4
22,00	4A180S4Y3	2,0	1470	2,2	1,4
30,00	4A180M4Y3	1,9	1470	2,2	1,4
37,00	4A200M4Y3	1,7	1475	2,2	1,4
45,00	4A200L4Y3	1,6	1475	2,2	1,2
55,00	4A225M4Y3	1,4	1480	2,2	1,2
75,00	4A250S4Y3	1,2	1480	2,2	1,2
90,00	4A250M4Y3	1,3	1480	2,2	1,2
<i>Синхронная частота вращения $n_c = 1000 \text{ мин}^{-1}$</i>					
0,18	4AA63A6Y3	11,5	885	2,2	2
0,25	4AA63B6Y3	10,8	890	2,2	2
0,37	4A71A6Y3	9,2	910	2,2	2
0,55	4A71B6Y3	10	900	2,2	2
0,75	4A80A6Y3	8,4	915	2,2	2
1,10	4A80B6Y3	8,0	920	2,2	2
1,50	4A90L6Y3	6,4	935	2,2	2
2,20	4A100L6Y3	5,1	950	2,2	2
3,00	4A112MA6Y3	4,7	955	2,2	2
4,00	4A112MB6Y3	5,1	950	2,2	2
5,50	4A132S6Y3	3,3	965	2,2	2
7,50	4A132M6Y3	3,2	970	2,2	2
11,00	4A160S6Y3	2,7	975	2,0	1,2
15,00	4A160M6Y3	2,6	975	2,0	1,2
18,50	4A180M6Y3	2,7	975	2,0	1,2
22,50	4A200M6Y3	2,3	975	2,0	1,2
30,00	4A200L6Y3	2,1	980	2,0	1,2

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4	5	6
37,00	4A225M6Y3	1,8	980	2,0	1,2
45,00	4A250S6Y3	1,4	985	2,0	1,2
55,00	4A250M6Y3	1,3	985	2,0	1,2
Синхронная частота вращения $n_c = 750 \text{ мин}^{-1}$					
0,25	4A71B8Y3	12,7	680	1,7	1,3
0,37	4A80A8Y3	8,9	675	1,7	1,6
0,55	4A80B8Y3	9,0	700	1,7	1,6
0,75	4A90LA8Y3	6,0	700	1,7	1,6
1,10	4A90LB8Y3	7,0	700	1,7	1,6
1,50	4A100L8Y3	7,0	700	2,2	1,8
2,20	4A112MA8Y3	6,8	700	2,2	1,8
3,00	4A112MB8Y3	5,8	700	2,2	1,8
4,00	4A132S8Y3	4,1	720	2,2	1,8
5,50	4A132M8Y3	4,1	720	2,2	1,8
7,50	4A160S8Y3	2,5	730	2,2	1,4
11,00	4A160M8Y3	2,5	730	2,2	1,2
15,00	4A180M8Y3	2,6	730	2,2	1,2
18,50	4A200M8Y3	2,3	735	2,2	1,2
22,50	4A200L8Y3	2,7	730	2,0	1,2
30,00	4A225M8Y3	1,8	735	2,0	1,2
37,00	4A250S8Y3	1,6	740	2,0	1,2
45,00	4A250M8Y3	1,4	740	2,0	1,2

Примечания:

1 Первые два знака **4А** в обозначении означают номер серии и асинхронный тип двигателя. Последние два знака **УЗ** означают, что двигатели предназначены для районов с умеренным климатом и работы в закрытых помещениях с естественной вентиляцией (3-я категория размещения).

2 Буква **А** после первых двух знаков означает, что станина и щиты из алюминия; отсутствие буквы – станина и щиты чугунные или стальные. Далее располагается двух- или трехзначное число, обозначающее высоту оси вращения вала электродвигателя от опорной поверхности в миллиметрах. После высоты оси вращения идут буквы **Л, М** и **С**, характеризующие установочные размеры по длине станины, или буквы **А** и **В**, определяющие длину сердечника статора. Цифры **2, 4, 6, 8** означают число полюсов.

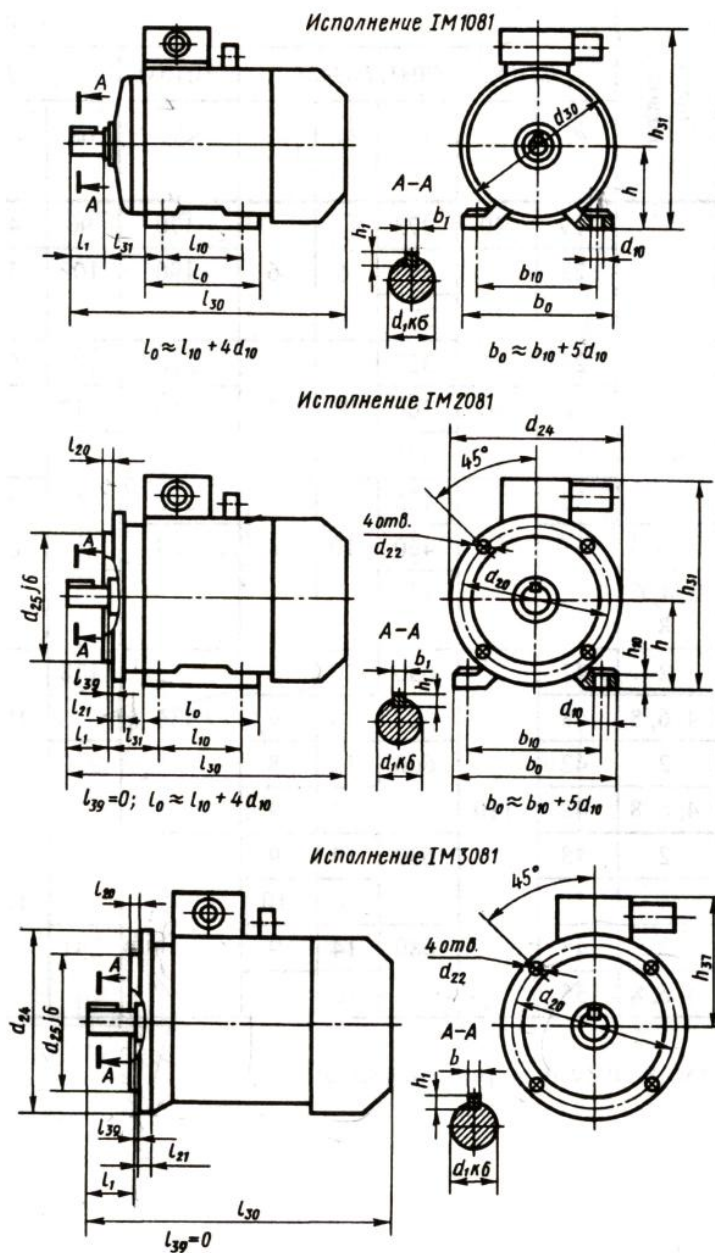


Рисунок 1 – Схемы электродвигателей серии 4А

Таблица 3 – Основные размеры и массы электродвигателей серии 4А
(исполнение 1М 1081)

Типоразмер двигателя	Число полосов	Габаритные размеры, мм			Установочные и присоединительные размеры, мм								Масса, кг
		l_{30}	h_{31}	d_{30}	l_1	l_{10}	l_{31}	d_1	d_{10}	b_{10}	h		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
4AA50	2,4	176	142	112	20	63	32	9	5,8	80	50	3,3	
4AA56	2,4	194	152	128	23	71	36	11	5,8	90	56	4,5	
4AA63	2,4,6	216	164	138	30	80	40	14	7	100	63	6,3	
4A71	2,4,6,8	285	201	170	40	90	45	19	7	112	71	15,1	
4A80A	2,4,6,8	300	218	186	50	100	50	22	10	125	80	17,5	
4A80B	2,4,6,8	320										20,0	
4A90L	2,4,6,8	350	243	208		125	56	24	10	140	90	28,7	
4A100S	2,4,6,8	365	265	235	60	112	63	28		160	100	36	
4A100L	2,4,6,8	395	280									42	
4A112M	2,4,6,8	452	310	260	80	140	70	32	12	190	112	56	
4A132S	2,4,6,8	480		302		178	89	38		216	132	77	
4A132M	2,4,6,8	530	350									93	
4A160S	2	624				178		42				130	
	4,6,8		430	358			108	44		254	160	135	
4A160M	2	667				210		42				145	
	4,6,8								15			160	
4A180S	2	662			110			48				165	
	4,6,8		410	410		241	121	55		279	180	175	
4A180M	2	702						48				195	
	4,6,8							55				255	

Продолжение таблицы 3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
4A200M	2	760	535	450	110	267	133	60	19	318	200	270
	4,6,8	790			140							
4A200L	2	800	535	450	110	305	133	55	19	318	200	280
	4,6,8	830			140			60				310
4A225M	2	810	575	494	110	311	149	55	65	356	225	355
	4,6,8	840										
4A250S	2	915	640	554	140	349	168	75	24	406	250	470
	4,6,8											490
4A250M	2	955						65				510
	4,6,8							75				535

Таблица 4— Основные размеры и массы электродвигателей серии 4A (исполнение 1M2081)

Типоразмер двигателя	Число полюсов	Габаритные размеры, мм			Установочные и присоединительные размеры, мм											Масса, кг
		l_{30}	h_{31}	d_{24}	l_1	l_{10}	l_{31}	d_1	d_{10}	d_{20}	d_{22}	d_{25}	b_{10}	h		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	
4AА50	2,4	174	142	120	20	63	32	9	5,8	100	7	80	80	50	3,4	
4AА56	2,4	194	152	140	23	71	36	11		115	10	95	90	56	4,6	
4AА63	2,4,6	216	164	160	30	80	40	14	7	130	12	110	100	65	6,1	
4A71	2,4,6,8	285	201	200	40	90	45	19		165		130	12	71	16,1	
4A80A	2,4,6,8	300	218		50	100	50	22	10		125		80	18,8		
4A80B	2,4,6,8	320														

Продолжение таблицы 4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
4A90L	2,4,6,8	350	243		50	125	56	24	10				140	90	31,2
4A100S	2,4,6,8	365	265	250	60	112	63	28		215	15	180	160	100	38,2
4A100L	2,4,6,8	395	280												44,2
4A112M	2,4,6,8	452	310	300		140	70	32	12	265		230	190	112	60
4A132S	2,4,6,8	480	350		80		89	38					216	132	84
4A132M	2,4,6,8	530								300		250			100
4A160S	2	624	430	350		178	108	42							135
4A160M	4,6,8							48					254	160	140
	2	667				210		42							150
	4,6,8								15						165
4A180S	2	663S	470	400	110	203	121	55		350	19	300			175
4A180M	4,6,8					241		48					279	180	185
	2	702													195
	4,6,8							55							205
4A200M	2	760	535	450		267	133	60	19	400		350	318	200	270
	4,6,8	790			140			55							285
4A200L	2	800			110	305		60							295
	4,6,8	830			140										325
4A225M	2	810	575		110		149	55	19				356	225	375
	4,6,8	840				311		65							355
4A250S	2	915	640	550	140		168	75	24	500	19	450	406	250	495
	4,6,8							65							515
4A250M	2	955				349									535
	4,6,8							75							560

Таблица 5 – Основные размеры и массы электродвигателей 4А
(исполнение 1М 3081)

Типоразмер двигателя	Число полюсов	Габаритные размеры, мм			Установочные и присоединительные размеры, мм						Масса, кг
		l_{30}	h_{31}	d_{24}	l_1	d_1	d_{20}	d_{22}	d_{25}		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
4AA50	2,4	174	92	120	20	9	100	7	80	3,2	
4AA56	2,4	194	96	140	23	11	115	10	95	4,4	
4AA63	2,4,6	216	101	160	30	14	130		110	6,0	
4A71	2,4,6,8	285	130	200	40	19	165	12	130	15,7	
4A80A	2,4,6,8	300 1	138		50	22				18,3	
4A80B	2,4,6,8	320				24	20,8				
4A90L	2,4,6,8	350	153	250	60	28	215	15	180	30,0	
4A100S	2,4,6,8	365	165			32				58	
4A100L	2,4,6,8	395									42,8
4A112M	2,4,6,8	452	198	300	80	38	265	19	230	58	
4A132S	2,4,6,8	480	218	350						82	
4A132M	2,4,6,8	530									97

Продолжение таблицы 5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
4A160S	2	624	270	350	110	42	300	19	250	11
	4,6,8					48				130
	2	667				42				135
4A160M	4,6,8		290	400	110	48	350	19	250	145
	2	662				48				160
4A180S	4					55				170
4A180M	2	702	335	450	140	55	400	19	350	180
	4,6,8					60				190
	2	760				55				200
4A200M	2	790	350	550	140	60	500	19	450	260
	4,6,8					55				275
4A200L	2	800				60				285
	4,6,8	830				60				315
4A225M	2	810	390	550	140	55	500	19	450	360
	4,6,8	840				65				340
	2	915				75				485
4A250S	4,6,8		520	660	170	65	600	24	550	505
	2	955				75				525
4A250M	4,6,8					70				550
	2	1175				80				780
4A280S	4,6,8	1205	520	660	170	70	600	24	550	830
	2	1215				80				
4A280M	4,6,8	1245				80				
	2									

1.4 Выбор электродвигателя

При выборе электродвигателя, кроме синхронной частоты вращения и потребной мощности, необходимо определиться с его исполнением, выбор которого зависит от типа и конструкции редуктора или коробки скоростей, и условий компоновки привода.

Исходными данными на этом этапе проектирования привода служат: принципиальная схема привода (с указанием типов всех передач, входящих в его состав); вращающий момент на выходном валу редуктора (коробки скоростей) $T_{вых}$, $H \cdot м$; частота вращения выходного вала $n_{вых}$, $мин^{-1}$; синхронная частота электродвигателя n_c , $мин^{-1}$. Расчет потребной мощности привода $P_{ном}$, $кВт$, выполняется по заданной нагрузке на выходном валу и частоте вращения выходного вала с учетом потерь мощности в приводе от вала электродвигателя до выходного вала редуктора:

$$P_{ном} = \frac{T_{вых} n_{вых}}{9550 \eta}, \quad (1)$$

где η – общий КПД привода, учитывающий потери мощности на отдельных звеньях кинематической цепи привода:

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_i, \quad (2)$$

где η_i – КПД звеньев кинематической цепи привода, ориентировочные значения которых приведены в табл. 6.

Для проектного расчета КПД червячной передачи можно принять приближенно:

$$\eta_{черв} \cong 0,9 \left(1 - \frac{U_{черв}}{200} \right).$$

По результатам расчетов потребной мощности и синхронной частоте из табл. 2 выбирается электродвигатель со стандартной ближайшей мощностью.

Таблица 6 – Коэффициенты полезного действия различных механических передач

Вид передачи	КПД передач	
	закрытых	открытых
Зубчатая цилиндрическая	0,96...0,98	0,93...0,95
Зубчатая коническая	0,95...0,97	0,92...0,94
Червячная при числе заходов червяка:		
1	0,65...0,70	0,50...0,60
2	0,70...0,80	0,60...0,70
4	0,85...0,90	0,70...0,80
Цепная	0,95...0,97	0,90...0,93
Фрикционная	0,90...0,96	0,70...0,88
Ременная	0,94...0,97	
Пара подшипников качения	0,99...0,995	
Пара подшипников скольжения	0,98...0,99	

Перегрузка асинхронных двигателей допускается до 8%. При невыполнении этого условия следует выбирать двигатель большей ближайшей мощности. Для выбранного электродвигателя необходимо выписать из табл. 2 - 5 следующие основные характеристики, которые представлены в табл. 7.

Таблица 7 – Параметры электродвигателя

Типоразмер электродвигателя	Мощность $P_{эд}, кВт$	Синхронная частота $n_c, мин^{-1}$	Рабочая частота $n_{эд}, мин^{-1}$	Отношение максимального момента к номинальному $T_{max}/T_{ном}$	Диаметр вала электродвигателя $d_в, мм$

Расчет потребной мощности электродвигателя в приводах с коробками скоростей производится по аналогичной схеме.

1.5 Кинематический расчет привода

Исходными данными при выполнении кинематического расчета, кроме заданной кинематической схемы привода, являются синхронная частота вращения вала электродвигателя n_c и частота вращения выходного вала $n_{вых}$ редуктора или коробки скоростей.

Кинематический расчет привода состоит из следующих основных частей: определения общего передаточного числа; разбивки общего передаточного числа по ступеням; расчета кинематической погрешности.

1.5.1 Определение общего передаточного числа

Общее передаточное число определяется как отношение частоты вращения вала электродвигателя к частоте вращения выходного вала редуктора (коробки скоростей):

$$U_{прив} = \frac{n_{эд}}{n_{вых}}. \quad (3)$$

1.5.2 Разбивка общего передаточного числа по ступеням

Разбивка общего передаточного числа привода по ступеням при наличии ременной передачи между электродвигателем и редуктором (коробкой скоростей) заключается в назначении передаточных чисел ременной передачи и каждой ступени редуктора (коробки скоростей). Если же вращающий момент от вала электродвигателя передается посредством соединительной муфты, то полученное расчетом общее передаточное число редуктора (коробки скоростей) распределяют между отдельными ступенями. В каждом из перечисленных случаев общее передаточное число определяется соответствующей зависимостью:

$$U_{прив} = U_{рп} U_{1-2} U_{3-4} U_{5-6} \dots, \quad (4)$$

$$U_{прив} = U_{1-2} U_{3-4} U_{5-6} \dots, \quad (5)$$

где U_{pn} – передаточное число ременной передачи;

$U_{1-2}, U_{3-4}, U_{5-6}$ – передаточные числа соответствующих ступеней закрытой передачи (U_{1-2} – передаточное число быстроходной ступени U_{ϕ} , U_{3-4} – в двухступенчатых передачах передаточное число тихоходной ступени, в трехступенчатых передачах передаточное число промежуточной ступени U_{np} , U_{5-6} – в трехступенчатых передачах передаточное число тихоходной ступени U_m).

Передаточное число ременной передачи следует назначить из стандартного ряда передаточных чисел (табл. 8), ограничиваясь значениями от 1 до 2 с целью уменьшения габаритов привода.

Номинальное значение передаточного числа редуктора (коробки скоростей) U_p определяется по формуле:

$$U_p = \frac{U_{прив}}{U_{pn}}. \quad (6)$$

Таблица 8 – Стандартные значения передаточных чисел (ГОСТ 12289-76)

1-й ряд	1,00		1,25		1,60		2,00		2,50		3,15
2-й ряд		1,12		1,40		1,80		2,24		2,80	
1-й ряд		4,00		5,00		6,30		8,00		10,00	
2-й ряд	3,55		4,50		5,60		7,10		9,00		11,20

После назначения стандартного значения передаточного числа ременной передачи уточняется частота вращения входного вала редуктора:

$$n_{\text{вх}} = \frac{n_{\text{эд}}}{U_{pn}}. \quad (7)$$

В приводах безременной передачи на входе в редуктор, частота вращения входного (быстроходного) вала передаточного механизма равна частоте вращения вала электродвигателя:

$$n_{\text{вх}} = n_{\text{эд}}. \quad (8)$$

В этом случае номинальное значение передаточного числа редуктора совпадает с общим передаточным числом привода, рассчитанным по формуле (3):

$$U_p = U_{\text{общ}}. \quad (9)$$

Передаточные числа отдельных простых зубчатых передач приведены в табл. 8. Передаточные числа червячных передач также выбираются из стандартного ряда, значения которого приведены в табл. 9.

Таблица 9 – Стандартные значения передаточных чисел червячных передач (ДСТУ2458-98)

U_{cm}	8	9	10	11,2	12,5	14	16	18	20	22,4	25
	28	31,5	35,5	40	45	50	56	63	71	80	—

От разбивки общего передаточного числа в двух- и трехступенчатых редукторах (а также в коробках передач) в значительной степени зависят удобство смазывания колес и компоновки деталей, а также конструкция корпуса и его габариты. Универсальной рекомендации по разбивке общего передаточного числа по ступеням, удовлетворяющей всем указанным условиям, не существует. Выбор способа разбивки зависит от конкретных требований, которым должна отвечать конструкция: обеспечения минимальных габаритов редуктора, минимальной массы зубчатых колес, получения одинакового погружения зубчатых колес всех ступеней в масляную ванну, создания устойчивой наименьшей площади корпуса редуктора и другого.

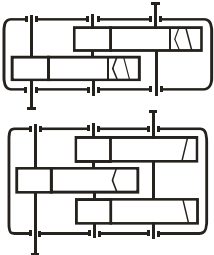
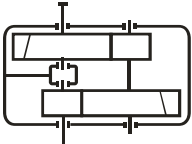
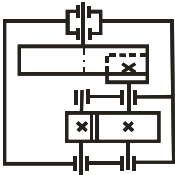
При разбивке общего передаточного числа в двухступенчатых редукторах можно пользоваться рекомендациями, приведенными в табл. 10. Рассчитанные по предложенным зависимостям передаточные числа ступеней округляют до стандартного ближайшего значения (см. табл. 8, 9), после чего по формулам (4), (5) определяется фактическое значение общего передаточного числа привода. Для двух- и трехступенчатых редукторов фактические общие передаточные числа, соответственно, равны:

$$U_{\phi} = U_{\phi} U_m = U_{1-2cm} U_{3-4cm}, \quad (10)$$

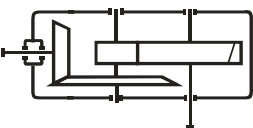
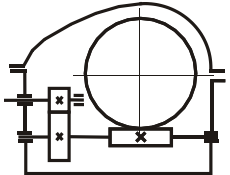
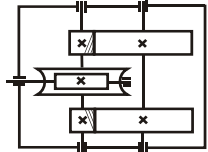
$$U_{\phi} = U_{\phi} U_{np} U_m = U_{1-2cm} U_{3-4cm} U_{5-6cm}. \quad (11)$$

Поскольку частоты вращения выходных валов коробов скоростей представляют геометрическую прогрессию со знаменателем ϕ , то по заданной минимальной частоте $n_{min} = n_{\phi 1}$, соответствующей максимальному моменту $T_{max} = T_{\phi 1}$, рассчитываются остальные частоты: $n_{\phi 2} = n_{\phi 1} \phi$, $n_{\phi 3} = n_{\phi 1} \phi^2$ и т. д.

Таблица 10 – Рекомендации по разбивке общего передаточного числа двухступенчатых редукторов по ступеням

Редуктор	Схема	Передаточное число	
		U_{ϕ}	U_m
1	2	3	4
Двухступенчатый по развернутой схеме		$\frac{U_p}{U_m}$	$0,88\sqrt{U_p}$
Двухступенчатый соосный		$\frac{U_p}{U_m}$	$0,95\sqrt{U_p}$
Двухступенчатый соосный с внутренним зацеплением		$\frac{U_p}{U_m}$	$2\sqrt[3]{U_p}$

Продолжение таблицы 10

1	2	3	4
Коническо-цилиндрический		$\frac{U_p}{U_m}$	$1,1\sqrt{U_p}$
Зубчато-червячный		1,4...1,8	$\frac{U_p}{U_6}$
Червячно-зубчатый		$\frac{U_p}{U_m}$	3,15...5

Наиболее употребительные значения $\varphi = 1,12; 1,25; 1,4; 1,6$. Разбивка по ступеням выполняется для всех возможных скоростей вращения выходного вала. Обычно расстояние между опорами в коробках скоростей больше, чем в редукторах. Поэтому для них рекомендуется в начале кинематической цепи принимать меньшие передаточные числа, а в конце – большие. Это положение обеспечивает не резкое, а постепенное увеличение габаритов передач, валов, опор. Для блочных пар рекомендуется принимать $U \leq 3,15 (3,55)$.

1.5.3 Расчет кинематической погрешности

Оценка погрешности кинематического расчета редуктора заключается в расчете отклонения фактического передаточного числа относительно номинального:

$$\Delta U = \left| \frac{U_\phi - U_p}{U_p} \right| 100\% . \quad (12)$$

Кинематический расчет считается выполненным удовлетворительно, если выполняется условие:

$$\Delta U \leq [\Delta U], \quad (13)$$

где $[\Delta U]$ – допускаемое значение относительной погрешности. Для одноступенчатых редукторов $[\Delta U] = 2,5\%$, для двухступенчатых редукторов $[\Delta U] = 4\%$.

1.6 Расчеты частот, мощностей и вращающих моментов отдельных элементов привода

1.6.1 Расчет частот вращения

В схемах с ременной передачей на входе редуктора, частота вращения ведущего шкива равна частоте вращения вала электродвигателя:

$$n_{вц} = n_{эд}.$$

Частота вращения ведомого шкива равна частоте вращения входного вала редуктора и всех элементов (шестерен, червяков, муфт), жестко связанных с этим валом:

$$n_{эд} = n_{\bar{o}} = n_{z1} = \frac{n_{вц}}{U_{pn}},$$

где n_{z1} – частота вращения ведущего элемента быстроходной ступени, например шестерни или червяка.

При отсутствии ременной передачи между валом электродвигателя и входным валом редуктора (соединение названных валов при помощи муфты или использование в схеме электродвигателя фланцевого исполнения с жестким соединением тех же валов):

$$n_{\bar{o}} = n_{z1} = n_{эд}.$$

Частота вращения промежуточного вала многоступенчатого редуктора (коробки скоростей) и всех элементов, установленных на этом валу (зубчатых и червячных колес, муфт), зависит от передаточного числа быстроходной ступени:

$$n_{np} = n_{z2} = n_{z3} = \frac{n_{z1}}{U_{1-2}},$$

где n_{z2} – частота вращения ведомого элемента быстроходной ступени, например, зубчатого или червячного колеса;

n_{z3} – частота вращения ведущего элемента тихоходной ступени.

Частота вращения выходного (тихоходного) вала двухступенчатого редуктора и связанных с ним элементов (ведомого колеса тихоходной ступени, муфты, ведущей звездочки цепной передачи), равна:

$$n_{вых} = n_m = n_{z4} = n_{зв} = \frac{n_{z3}}{U_{3-4}},$$

где n_{z4} – частота вращения ведомого элемента тихоходной ступени;

$n_{зв}$ – частота вращения ведущей звездочки цепной передачи, установленной на выходном валу редуктора.

1.6.2 Расчет мощностей

Мощности, передаваемые элементами привода, рассчитываются с учетом потерь, величина которых определяется соответствующими КПД (см. табл. 6):

$$P_{вц} = P_{номр},$$

$$P_{вх} = P_{вд} = P_{номр} \eta_{пр},$$

$$P_{z1} = P_{\text{вх}} \eta_{\text{подш}} ,$$

$$P_{z2} = P_{z1} \eta_{\text{зац}} ,$$

$$P_{z3} = P_{z2} \eta_{\text{подш}} ,$$

$$P_{z4} = P_{z3} \eta_{\text{зац}} ,$$

$$P_{\text{вых}} = P_{\text{зв}} = P_{z4} \eta_{\text{подш}} .$$

В приведенных расчетных зависимостях приняты следующие обозначения:

$P_{\text{номр}}$ – потребная мощность электродвигателя;

$P_{\text{вц}}$ и $P_{\text{вд}}$ – соответственно мощности на ведущем и ведомом шкивах ременной передачи;

$P_{\text{вх}}$ и $P_{\text{вых}}$ – мощности на входном и выходном валах редуктора;

$P_{\text{зв}}$ – мощность на ведущей звездочке;

$P_{z1}, P_{z2}, P_{z3}, P_{z4}$ – мощности на ведущих и ведомых элементах быстроходной и тихоходной ступенях редуктора;

$\eta_{\text{р.п}}$ – КПД ременной передачи;

$\eta_{\text{подш}}$ – КПД пары подшипников качения;

$\eta_{\text{зац}}$ – КПД зацепления (зубчатой или червячной передачи).

1.6.3 Расчет вращающих моментов

После определения частот и соответствующих мощностей, величины вращающих моментов для каждого элемента привода можно рассчитать по формуле:

$$T = 9550 \frac{P}{n} .$$

Для дальнейшего использования результаты кинематического расчета рекомендуется свести в табл. 11.

Таблица 11 – Результаты кинематического расчета

Параметры	Электро- двигатель	Ременная передача		Редуктор				Цепная передача
		вщ	вд	z_1	z_2	z_3	z_4	
$n, \text{мин}^{-1}$	$n_{эд}$	$n_{вщ}$	$n_{вд}$	n_{z1}	n_{z2}	n_{z3}	n_{z4}	$n_{зв}$
$P, \text{кВт}$	$P_{эд}$	$P_{вщ}$	$P_{вд}$	P_{z1}	P_{z2}	P_{z3}	P_{z4}	$P_{зв}$
$T, \text{Н} \cdot \text{м}$	$T_{эд}$	$T_{вщ}$	$T_{вд}$	T_{z1}	T_{z2}	T_{z3}	T_{z4}	$T_{зв}$
U		U_{pn}		U_{1-2}		U_{3-4}		$U_{цп}$

1.7 Примеры расчетов

Пример 1. Выполнить кинематический расчет привода по приведенной схеме и исходным данным (рис. 2).

Общие замечания к расчету

1 Вращающий момент от электродвигателя передается входному валу редуктора через ременную передачу, ведущий шкив которой закреплен на валу электродвигателя, а ведомый – на входном валу редуктора. Чем меньшим будет назначено передаточное число ременной передачи, тем меньшим будет диаметр ведомого шкива и компактнее передача (рис. 3). С другой стороны, чем выше частота вращения вала электродвигателя при заданной (потребляемой) мощности, тем меньше его масса и стоимость. В зависимости от числа пар полюсов простые асинхронные электродвигатели имеют теоретические (синхронные, без учета скольжения) частоты вращения: 3000, 1500, 1000, 750 мин^{-1} .

Рекомендуется назначить стандартное передаточное число ременной передачи: $U_{pn} = 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8$.

2 Двухступенчатый цилиндрический редуктор имеет минимальную массу и оптимальную конструкцию, если диаметры колес (ведомых элементов ступеней) будут приблизительно равны друг другу. Это достигается подбором передаточных чисел ступеней: большее – у первой ступени (d_2/d_1) и меньшее – у второй (d_4/d_3) (рис. 4).

Министерство образования и науки Украины
Донбасская государственная машиностроительная академия
Кафедра «Основы конструирования механизмов и машин»

ЗАДАНИЕ № 46

ФИО студента

: Иванов Иван Петрович

Группа

: ТМ 04-1

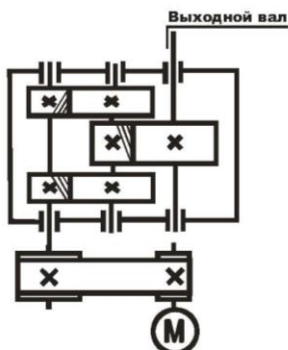
Дата выдачи задания

: "___" _____ 200_ г.

Тема:

«Рассчитать и спроектировать привод к драге»

Схема механизма:



Режим нагружения:

Частота вращения	Время работы в часах с использованием мощности					
	t_1	P_1	t_2	P_2	t_3	P_3
n_1	4000	P	2000	0,8P	3000	0,3P

Исполнение передаточного механизма					<u>горизонтальное</u>				
Положение выходного вала					<u>горизонтальное</u>				
Серийность производства					<u>крупносерийное</u>				
Сменность работы					<u>односменная</u>				
№	T, Н м	n , мин ⁻¹	n_c , мин ⁻¹	Тип передачи или соединительной муфты на входном валу	U	S	Тип передачи или соединительной муфты на выходном валу	U	Установить на:
31	500	56	1500	клиноременная	1,6	0,90	цепная	1,8	сварной раме

Срок проектирования: с "___" _____ 200_ г.

по "___" _____ 200_ г.

Руководитель проекта _____ /С.Г. Карнаух/

Рисунок 2 – Пример задания на курсовой проект

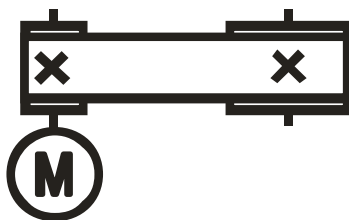


Рисунок 3 – Ременная передача

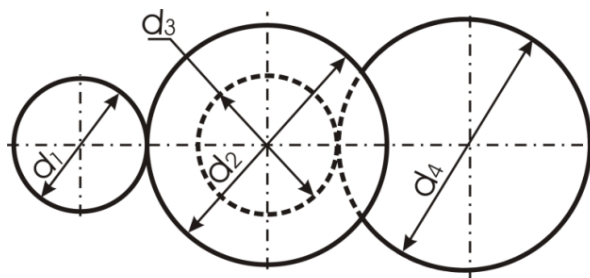


Рисунок 4 – Схема двухступенчатого редуктора

3 Кинематическая цепь привода: ременная передача – первая ступень редуктора – вторая ступень редуктора:

$$U_{прив} = U_{pn} U_{1-2} U_{3-4},$$

где $U_{прив}$ – общее передаточное число привода;

U_{pn} – передаточное число ременной передачи;

U_{1-2} – передаточное число первой ступени редуктора;

U_{3-4} – передаточное число второй ступени редуктора.

4 Привод содержит 4 вала, частоты вращения которых понижаются от электродвигателя к выходу:

$n_{эд}$ – частота вращения вала электродвигателя (указана в каталоге для каждого типа);

$n_{вх}$ – частота вращения входного вала редуктора (ведомого шкива и шестерни I ступени);

$n_{пр}$ – частота вращения промежуточного вала редуктора (шестерни II ступени и колеса I ступени);

$n_{вых}$ – частота вращения выходного вала редуктора (колеса II ступени и ведущей звездочки цепной передачи).

5 Потери мощности, оцениваемые КПД, происходят в следующих узлах кинематической цепи: ременной передаче, подшипниках ведущего вала, зацеплении колес I ступени редуктора, подшипниках промежуточного вала, зацеплении колес II ступени редуктора, подшипниках выходного вала, т. е.:

$$\eta_{прив} = \eta_{рп} \eta_{подш} \eta_{зац} \eta_{подш} \eta_{зац} \eta_{подш}.$$

1 Выбор электродвигателя

Потребная мощность привода определяется по формуле (1):

$$P_{потр} = \frac{T_{вых} n_{вых}}{9550 \eta_{прив}} = \frac{500 \cdot 56}{9550 \cdot 0,87} \cong 3,37 \text{ кВт},$$

где $\eta_{прив} = \eta_{рп} \eta_{зац}^2 \eta_{подш}^3$ – КПД привода (2);

$\eta_{рп} = 0,95$ – КПД ременной передачи (см. табл. 6);

$\eta_{зац} = 0,97$ – КПД передачи зацеплением, цилиндрической зубчатой (см. табл. 6);

$\eta_{подш} = 0,99$ – КПД одной пары подшипников качения (см. табл. 6).

$$\eta = 0,95 \cdot 0,97^2 \cdot 0,99^3 = 0,87.$$

Обычно выбирается электродвигатель с номинальной мощностью несколько большей, чем потребляемая. По потребной мощности привода $P_{потр} = 3,37 \text{ кВт}$ и синхронной частоте электродвигателя $n_c = 1500 \text{ мин}^{-1}$, из табл. 2 выбираем электродвигатель с характеристиками, указанными в табл. 12.

Таблица 12 – Характеристики электродвигателя

Типоразмер электродви- гателя	Мощ- ность $P_{\text{эд}}, \text{кВт}$	Синхронная частота $n_c, \text{мин}^{-1}$	Рабочая частота $n_{\text{эд}}, \text{мин}^{-1}$	Отношение максимального момента к номинальному $T_{\text{max}}/T_{\text{ном}}$	Диаметр вала электро- двигателя $d_в, \text{мм}$
4A100L4У3	4	1500	1430	2,2	28

2 Кинематический расчет

Назначаем передаточное число клиноременной передачи (с учетом рекомендаций ограничивать его величиной $U_{\text{max}} = 2$ с целью ограничения габаритов передачи) из таблицы стандартных значений передаточных чисел (см. табл. 8):

$$U_{\text{пр}} = 1,6 \text{ при } n_c = 1500 \text{ мин}^{-1}.$$

Общее передаточное число привода (с учетом ременной передачи) равно по формуле (3):

$$U_{\text{прив}} = \frac{n_{\text{эд}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{1430}{56} \cong 25,53.$$

Тогда передаточное число редуктора по формуле (6):

$$U_p = \frac{U_{\text{прив}}}{U_{\text{пр}}} = \frac{25,53}{1,6} \cong 15,96.$$

При разбивке общего передаточного числа редуктора по ступеням воспользуемся рекомендациями табл. 10 для двухступенчатого цилиндрического трехосного редуктора, согласно которым передаточное число тихоходной ступени определяется зависимостью:

$$U_m = U_{3-4} = 0,88\sqrt{U_p} = 0,88\sqrt{15,96} \cong 3,52.$$

Тогда передаточное число быстроходной ступени составляет:

$$U_{\sigma} = U_{1-2} = \frac{U_p}{U_{3-4}} = \frac{15,96}{3,52} \cong 4,54.$$

Принимаются стандартные ближайшие значения передаточных чисел из табл. 8:

$$U_{1-2cm} = 4,5; U_{3-4cm} = 3,55.$$

Фактическое передаточное число редуктора равно:

$$U_{\phi} = U_{1-2cm} U_{3-4cm} = 4,5 \cdot 3,55 \cong 15,98.$$

Погрешность фактического передаточного числа редуктора относительно номинального согласно формуле (12):

$$\Delta U = \left| \frac{U_{\phi} - U_p}{U_p} \right| 100\% = \left| \frac{15,98 - 15,96}{15,96} \right| 100\% \cong 0,13\%.$$

Поскольку при $[\Delta U] = 4\%$ выполняется условие (13) $\Delta U \leq [\Delta U]$, можно сделать заключение о том, что кинематический расчет выполнен удовлетворительно.

3 Расчеты частот, мощностей и вращающих моментов на отдельных элементах привода

Частота вращения ведущего шкива равна частоте вращения вала электродвигателя:

$$n_{вц} = n_{\varepsilon\partial} = 1430 \text{ мин}^{-1}.$$

Частота вращения ведомого шкива равна частоте вращения входного вала редуктора и установленной на этом валу шестерни быстроходной ступени:

$$n_{\varepsilon\partial} = n_{\sigma} = n_{z1} = \frac{n_{вц}}{U_{pn}} = \frac{1430}{1,6} \cong 894 \text{ мин}^{-1}.$$

Частота вращения промежуточного вала редуктора и закрепленных на нем колеса быстроходной ступени и шестерни тихоходной ступени:

$$n_{np} = n_{z2} = n_{z3} = \frac{n_{z1}}{U_{1-2cm}} = \frac{894}{4,5} \cong 198,7 \text{ мин}^{-1}.$$

Частота вращения выходного (тихоходного) вала двухступенчатого редуктора, ведомого колеса тихоходной ступени и ведущей звездочки цепной передачи равна:

$$n_{вых} = n_m = n_{z4} = n_{зв} = \frac{n_{z3}}{U_{3-4cm}} = \frac{198,7}{3,55} \cong 55,96 \text{ мин}^{-1}.$$

Мощности, передаваемые отдельными элементами привода:

$$\begin{aligned} P_{вц} &= P_{номр} = 3,37 \text{ кВт}; \\ P_{вх} &= P_{вд} = P_{номр} \eta_{пр} = 3,37 \cdot 0,95 = 3,2 \text{ кВт}; \\ P_{z1} &= P_{вх} \eta_{подш} = 3,2 \cdot 0,99 = 3,17 \text{ кВт}; \\ P_{z2} &= P_{z1} \eta_{звц} = 3,17 \cdot 0,97 = 3,07 \text{ кВт}; \\ P_{z3} &= P_{z2} \eta_{подш} = 3,07 \cdot 0,99 = 3,04 \text{ кВт}; \\ P_{z4} &= P_{z3} \eta_{звц} = 3,04 \cdot 0,97 = 2,95 \text{ кВт}; \\ P_{вых} &= P_{зв} = P_{z4} \eta_{подш} = 2,95 \cdot 0,99 = 2,92 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

Вращающие моменты:

$$\begin{aligned} T_{вд} &= T_{вц} = 9550 \frac{P_{вц}}{n_{вц}} = 9550 \frac{3,37}{1430} = 22,5 \text{ Нм}; \\ T_{вх} &= T_{вд} = 9550 \frac{P_{вх}}{n_{вх}} = 9550 \frac{3,2}{894} = 34,2 \text{ Нм}; \\ T_{z1} &= 9550 \frac{P_{z1}}{n_{z1}} = 9550 \frac{3,17}{894} = 33,8 \text{ Нм}; \end{aligned}$$

$$T_{z2} = 9550 \frac{P_{z2}}{n_{z2}} = 9550 \frac{3,07}{198,7} = 147,5 \text{ Нм};$$

$$T_{z3} = 9550 \frac{P_{z3}}{n_{z3}} = 9550 \frac{3,04}{198,7} = 146 \text{ Нм};$$

$$T_{z4} = 9550 \frac{P_{z4}}{n_{z4}} = 9550 \frac{2,95}{55,96} = 503 \text{ Нм};$$

$$T_{\text{вых}} = T_{z6} = 9550 \frac{P_{\text{вых}}}{n_{\text{вых}}} = 9550 \frac{2,92}{55,96} = 498 \text{ Нм}.$$

Результаты расчетов приведены в табл. 13.

Таблица 13 – Результаты кинематического расчета

Параметры	Электро- двигатель	Ременная передача		Редуктор				Цепная передача
		вЦ	вД	z_1	z_2	z_3	z_4	зв
$n, \text{мин}^{-1}$	1430	1430	894	894	198,7	198,7	55,96	55,96
$P, \text{кВт}$	3,37	3,37	3,2	3,17	3,07	3,04	2,95	2,92
$T, \text{Н} \cdot \text{м}$	22,5	22,5	34,2	33,8	147,5	146	503	498
U	—	1,6		4,5		3,55		1,8

Пример 2. Выполнить кинематический расчет привода с коробкой скоростей по приведенной схеме и исходным данным (рис. 5).

Общие замечания к расчету

1 Вращающий момент от электродвигателя фланцевого исполнения передается шестерне первой ступени коробки скоростей, и частота вращения шестерни равна частоте вращения вала электродвигателя.

2 Коробка скоростей имеет 2 ступени передач: пару конических зубчатых колес 1-2, постоянно находящихся в зацеплении, на I ступени и две пары зубчатых колес 3-4 и 5-6 с подвижными в осевом направлении, собранными в блок, ведущими элементами (шестернями) на II ступени. За счет перемещения по промежуточному валу блока шестерен 3 и 5 в кинематическую цепь поочередно включаются пары 3-4 или 5-6.

ЗАДАНИЕ № 150

ФИО студента

: *Петров Николай Петрович*

Группа

: TM 04-2

Дата выдачи задания

“ ” 200 з.

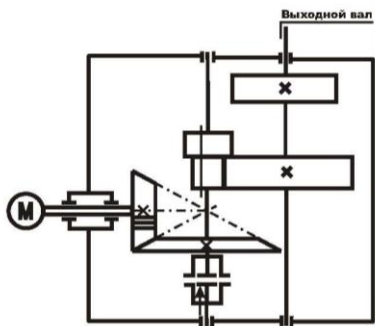
Тема:

«Рассчитать и спроектировать привод

к сверлильному станку»

Схема механізма:

Режим нагружения:



Частота вращения	Время работы в часах с использованием мощности					
	t_1	P_1	t_2	P_2	t_3	P_3
n_1	4000	P	3000	0,7P	2000	0,2P
n_2	6000	P	6000	0,3P	3000	0,3P

Исполнение передаточного механизма	<u>горизонтальное</u>
Положение выходного вала	<u>горизонтальное</u>
Серийность производства	<u>массовое</u>
Сменность работы	<u>трехсменная</u>

№	T, Н·м	n, мин ⁻¹	φ	n _e , мин ⁻¹	S	β	Тип передачи или соединительной муфты на выходном валу	U	Установить на:
31	150	280	1,4	1500	0,95	1,8	поликлиновая	1,8	фундаменте

Срок проектирования: с " " 200 г.

no " " 200 z.

Руководитель проекта /С.Г. Карнаух/

Рисунок 5 – Пример задания на курсовой проект

Поскольку пары II ступени имеют разные передаточные числа (различны диаметры ведущих элементов 3, 5 и ведомых 4, 6), их переключением изменяется частота вращения выходного вала при постоянной частоте вращения входного и промежуточного валов. В конструкции коробки скоростей предусмотрена муфта предохранительная фрикционная дисковая, которая предохраняет привод от перегрузок ($K_{пер} = \beta = 1,8$).

3 Коробка скоростей обеспечивает попеременную работу двух кинематических цепей с различными общими передаточными числами:

$$U'_{кор} = U_{1-2} U_{3-4};$$

$$U''_{кор} = U_{1-2} U_{5-6},$$

где $U'_{кор}$ – общее передаточное число первой кинематической цепи, обеспечивающей минимальную частоту вращения выходного вала $n_{вых\ min} = 280 мин^{-1}$;

$U''_{кор}$ – общее передаточное число второй кинематической цепи, обеспечивающей частоту вращения выходного вала в φ раз большую, чем минимальная:

$$n_{вых\ 2} = n_{вых\ min} \varphi,$$

$$U''_{кор} = \frac{U'_{кор}}{\varphi}.$$

4 При проектировании коробок скоростей стремятся обеспечить:

- удобство управления подвижными элементами (расположить их вблизи стенки корпуса);
- небольшие усилия при переключении (небольшой вращающий момент на управляемых элементах);
- простую и надежную смазку колес;
- минимальные габариты механизма.

Эти условия обеспечиваются «сворачиванием» валов механизма, как показано на рис. 6, в отличие от редукторов, где валы обычно располагают в одной плоскости, и назначением небольшого передаточного числа пары колес I ступени меньшего, чем для II ступени.

Поскольку переключающиеся колеса пары II ступени должны иметь меньшую относительную ширину, чем колеса, постоянно находящиеся в зацеплении, ее габариты ограничиваются назначением передаточных чисел: $U \leq 3,15$ (3,55).

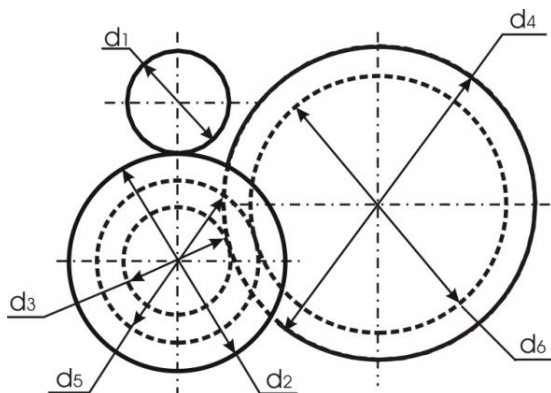


Рисунок 6 – Схема «сворачивания» валов коробки скоростей

5 Потери мощности, оцениваемые КПД, происходят в следующих узлах кинематической цепи: подшипниках входного вала, зацеплении пары колес I ступени, подшипниках промежуточного вала, зацеплении одной из пар колес II ступени, подшипниках выходного вала, т. е.:

$$\eta_{прив} = \eta_{подш} \eta_{зац\ к} \eta_{подш} \eta_{зац\ у} \eta_{подш}.$$

1 Выбор электродвигателя

Потребная мощность привода определяется по формуле (1):

$$P_{потр} = \frac{T_{вых\ min} n_{вых\ min}}{9550 \eta_{прив}} = \frac{150 \cdot 280}{9550 \cdot 0,904} \cong 4,87 \text{ кВт},$$

где $\eta_{\text{прив}} = \eta_{\text{зац}_к} \eta_{\text{зац}_ц} \eta_{\text{подш}}^3$ – КПД привода (2);

$\eta_{\text{зац}_ц} = 0,97$ – КПД передачи зацеплением, цилиндрической зубчатой закрытой (см. табл. 6);

$\eta_{\text{зац}_к} = 0,96$ – КПД передачи зацеплением, конической зубчатой закрытой (см. табл. 6);

$\eta_{\text{подш}} = 0,99$ – КПД одной пары подшипников качения (см. табл. 6);

$$\eta_{\text{прив}} = 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,99^3 \cong 0,904.$$

Обычно выбирается электродвигатель с номинальной мощностью несколько большей, чем потребляемая. Допускается перегрузка электродвигателя до 8% при постоянной и до 12% при переменной нагрузке. По потребной мощности привода $P_{\text{потр}} = 4,87 \text{ кВт}$ и синхронной частоте электродвигателя $n_c = 1500 \text{ мин}^{-1}$, из табл. 2 выбираем электродвигатель с характеристиками (табл. 14).

Таблица 14 – Параметры электродвигателя

Типоразмер электродвигателя	Мощность $P_{\text{эд}}, \text{кВт}$	Синхронная частота $n_c, \text{мин}^{-1}$	Рабочая частота $n_{\text{эд}}, \text{мин}^{-1}$	Отношение максимального момента к номинальному $T_{\text{max}}/T_{\text{ном}}$	Диаметр вала электродвигателя $d_e, \text{мм}$
4A112M4УЗ	5,5	1500	1445	2,2	32

2 Кинематический расчет

➤ Расчет требуемых частот вращения выходного вала:

$$n_{\text{вых}}^I = n_{\text{вых min}} = 280 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{вых}}^{II} = n_{\text{вых 2}} = n_{\text{вых min}} \varphi = 280 \cdot 1,42 = 397,6 \text{ мин}^{-1}.$$

➤ Передаточные числа кинематических цепей:

$$U'_{кор} = \frac{n_{эд}}{n'_{вых}} = \frac{1445}{280} = 5,16 ;$$

$$U''_{кор} = \frac{n_{эд}}{n''_{вых}} = \frac{1445}{397,6} = 3,63 .$$

➤ Назначение передаточных чисел зубчатых пар коробки скоростей.

Назначение передаточных чисел ступеней производят путем подбора с учетом замечаний, приведенных ранее. Кинематические цепи обеспечиваются парами колес со следующими стандартными передаточными числами из табл. 8 (указаны в скобках):

$$U'_{кор} = U_{1-2} \times U_{3-4} = 5,16 :$$

$$1,12 \times 4,607 (4,50);$$

$$1,25 \times 4,128 (4,00);$$

$$1,40 \times 3,686 (3,55);$$

$$1,60 \times 3,225 (3,15);$$

$$\underline{1,80} \times \underline{2,87 (2,80)};$$

$$2,00 \times 2,58 (2,50).$$

$$U''_{кор} = U_{1-2} \times U_{5-6} = 3,63 :$$

$$1,12 \times 3,24 (3,15);$$

$$1,25 \times 2,90 (2,80);$$

$$1,40 \times 2,59 (2,60);$$

$$1,60 \times 2,27 (2,24);$$

$$\underline{1,80} \times \underline{2,02 (2,00)}.$$

Оптимальное сочетание габаритов пар зубчатых колес, малая погрешность и выполнение условия $U_{3-4} \leq 3,15$ обеспечиваются передаточными числами:

$$U_{1-2} = 1,8; U_{3-4} = 2,8; U_{5-6} = 2.$$

➤ Фактические передаточные числа кинематических цепей коробки скоростей равны:

$$U'_{\phi} = U_{1-2cm} U_{3-4cm} = 1,8 \cdot 2,8 \cong 5,04;$$

$$U''_{\phi} = U_{1-2cm} U_{5-6cm} = 1,8 \cdot 2 = 3,6.$$

Погрешность фактического передаточного числа коробки скоростей по двум кинематическим цепям относительно номинального согласно формуле (12):

$$\Delta U' = \left| \frac{U'_{\phi} - U'_{кор}}{U'_{кор}} \right| 100\% = \left| \frac{5,04 - 5,16}{5,16} \right| 100\% \cong 2,3\%;$$

$$\Delta U'' = \left| \frac{U''_{\phi} - U''_{кор}}{U''_{кор}} \right| 100\% = \left| \frac{3,6 - 3,63}{3,63} \right| 100\% \cong 0,8\%.$$

Поскольку при $[\Delta U] = 4\%$ выполняется условие (13) $\Delta U \leq [\Delta U]$, можно сделать заключение о том, что кинематический расчет выполнен удовлетворительно.

3 Расчеты частот, мощностей и вращающих моментов на отдельных элементах привода

➤ Частота вращения входного вала коробки скоростей и установленной на этом валу шестерни быстроходной ступени равна частоте вращения вала электродвигателя:

$$n_{ex} = n_{z1} = n_{\partial} = 1445 \text{ мин}^{-1}.$$

➤ Частота вращения промежуточного вала коробки скоростей и закрепленных на нем колеса быстроходной ступени и блока шестерен тихоходной ступени

$$n_{np} = n_{z2} = n_{z3} = n_{z5} = \frac{n_{z1}}{U_{1-2cm}} = \frac{1445}{1,8} \cong 802,8 \text{ мин}^{-1}.$$

➤ Частоты вращения выходного (тихоходного) вала коробки скоростей, ведомых колес тихоходных ступеней 3-4 и 5-6, ведущего шкива ременной передачи равны:

$$n'_{\text{вых}} = n_{z4} = n'_{\text{вц}} = \frac{n_{z3}}{U_{3-4cm}} = \frac{802,8}{2,8} \cong 286,7 \text{ мин}^{-1};$$

$$n''_{\text{вых}} = n_{z6} = n''_{\text{вц}} = \frac{n_{z5}}{U_{5-6cm}} = \frac{802,8}{2} = 401,4 \text{ мин}^{-1}.$$

➤ Мощности, передаваемые отдельными элементами привода:

$$P_{\text{номр}} = 4,87 \text{ кВт};$$

$$P_{\text{вх}} = P_{\text{номр}} = 4,87 \text{ кВт};$$

$$P_{z1} = P_{\text{вх}} \eta_{\text{подш}} = 4,87 \cdot 0,99 = 4,82 \text{ кВт};$$

$$P_{z2} = P_{z1} \eta_{\text{зачк}} = 4,82 \cdot 0,96 = 4,63 \text{ кВт};$$

$$P_{z3} = P_{z2} \eta_{\text{подш}} = 4,63 \cdot 0,99 = 4,58 \text{ кВт};$$

$$P_{z4} = P_{z3} \eta_{\text{зачц}} = 4,58 \cdot 0,97 = 4,44 \text{ кВт};$$

$$P_{z5} = P_{z3} = 4,58 \text{ кВт};$$

$$P_{z6} = P_{z4} = 4,44 \text{ кВт};$$

$$P'_{\text{вых}} = P''_{\text{вых}} = P'_{\text{вц}} = P''_{\text{вц}} = P_{z4} \eta_{\text{подш}} = 4,44 \cdot 0,99 \cong 4,4 \text{ кВт}.$$

➤ Вращающие моменты:

$$T_{\text{эд}} = T_{\text{номр}} = T_{\text{вх}} = 9550 \frac{P_{\text{номр}}}{n_{\text{эд}}} = 9550 \frac{4,87}{1445} \cong 32,2 \text{ Нм};$$

$$T_{z1} = 9550 \frac{P_{z1}}{n_{z1}} = 9550 \frac{4,82}{1445} \cong 31,9 \text{ Нм};$$

$$T_{z2} = 9550 \frac{P_{z2}}{n_{z2}} = 9550 \frac{4,63}{802,8} \cong 55,1 \text{ Нм};$$

$$T_{z3} = 9550 \frac{P_{z3}}{n_{z3}} = 9550 \frac{4,58}{802,8} \cong 54,5 \text{ Нм} ;$$

$$T_{z4} = 9550 \frac{P_{z4}}{n_{z4}} = 9550 \frac{4,44}{286,7} \cong 147,9 \text{ Нм} ;$$

$$T_{z5} = T_{z3} = 54,5 \text{ Нм} ;$$

$$T_{z6} = 9550 \frac{P_{z6}}{n_{z6}} = 9550 \frac{4,44}{401,4} \cong 105,6 \text{ Нм} ;$$

$$T'_{\text{вбх}} = T'_{\text{вц}} = 9550 \frac{P'_{\text{вбх}}}{n'_{\text{вбх}}} = 9550 \frac{4,4}{286,7} \cong 146,6 \text{ Н} \cdot \text{м} ;$$

$$T''_{\text{вбх}} = T''_{\text{вц}} = 9550 \frac{P''_{\text{вбх}}}{n''_{\text{вбх}}} = 9550 \frac{4,4}{401,4} \cong 104,7 \text{ Н} \cdot \text{м} .$$

Результаты расчетов приведены в табл. 15.

Таблица 15 – Результаты кинематического расчета

Параметры	Электро- двигатель	Коробка скоростей						Ременная передача
		I ступень		II ступень				
		z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6	
$n, \text{мин}^{-1}$	1445	1445	802,8	802,8	286,7	802,8	401,4	286,7 401,4
$P, \text{кВт}$	4,87	4,82	4,63	4,58	4,44	4,58	4,44	4,4
$T, \text{Н} \cdot \text{м}$	32,2	31,9	55,1	54,5	147,9	54,5	105,6	146,6 104,7
U	110	1,8		2,8		2		1,8

Пример 3. Выполнить кинематический расчет привода с зубчато-червячным редуктором по приведенной схеме и исходным данным (рис. 7).

Общие замечания к расчету

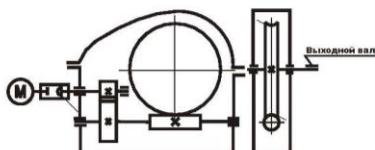
1 Вращающий момент передается от электродвигателя входному валу редуктора через соединительную компенсирующую упругую втулочно-пальцевую муфту (МУВП), и частота вращения входного вала равна частоте вращения вала электродвигателя.

Министерство образования и науки Украины
Донбасская государственная машиностроительная академия
Кафедра «Основы конструирования механизмов и машин»

ЗАДАНИЕ № 84

ФИО студента : Сидоров Виктор Федорович
 Группа : ТМ 04-3
 Дата выдачи задания : " " 200_г.
 Тема: «Рассчитать и спроектировать привод к ножницам»

Схема механизма:



Режим нагружения:

Частота вращения	Время работы в часах с использованием мощности					
	t_1	P_1	t_2	P_2	t_3	P_3
n_1	3000	P	3000	0,7P	4000	0,4P

Исполнение передаточного механизма	<u>горизонтальное</u>
Положение выходного вала	<u>горизонтальное</u>
Положение червяка	<u>нижнее</u>
Серийность производства	<u>серийное</u>
Сменность работы	<u>трехсменная</u>

№	T, Н м	n , мин ⁻¹	n_e , мин ⁻¹	Тип передачи или соединительной муфты на входном валу	S	Тип передачи или соединительной муфты на выходном валу	U	Установить на:
31	400	62	3000	МУВП	0,92	цепная передача	1,8	литой плите

Срок проектирования с " " 200_г.

по " " 200_г.

Руководитель проекта _____/С.Г. Карнаух/

Рисунок 7 – Пример задания на курсовой проект

2 Редуктор двухступенчатый: на первой ступени – пара цилиндрических зубчатых колес (1-2), на второй ступени – червяк – червячное колесо (3-4).

3 Двухступенчатый зубчато-червячный редуктор имеет оптимальную конструкцию, если пару цилиндрических зубчатых колес с их опорами на подшипниках качения удастся разместить в корпусе ниже разъема «корпус – крышка», то есть когда

$$a_{\text{цил}} = (0,6...0,8)a_{\text{черв}},$$

где $a_{\text{цил}}$ – межосевое расстояние пары цилиндрических зубчатых колес,

$a_{\text{черв}}$ – межосевое расстояние червячной пары.

Кроме того, большой диаметр ведомого элемента (колеса) цилиндрической передачи излишне увеличивает ширину корпуса редуктора. Поэтому передаточное число цилиндрической передачи рекомендуется назначать в пределах:

$$U_{1-2} = 1,4...1,8 \text{ при } U_{\text{черв}} = 8...40.$$

4 Кинематическая цепь привода: электродвигатель – передача цилиндрическими зубчатыми колесами – червячная передача, т. е.:

$$U_{\text{общ}} = U_p = U_{1-2} U_{3-4},$$

где U_p – общее передаточное число редуктора;

U_{1-2} – передаточное число передачи цилиндрическими колесами;

U_{3-4} – передаточное число червячной передачи.

5 Привод содержит 3 вала, частоты вращения которых:

- $n_{\text{эд}} = n_{\text{вх}}$ – частоты вращения валов электродвигателя и входного, частота вращения ведущего элемента цилиндрической передачи;

- $n_{\text{пр}}$ – частота вращения промежуточного вала, ведомого элемента цилиндрической передачи и червяка;

- $n_{\text{вых}}$ – частота вращения выходного вала, червячного колеса и ведущей звездочки цепной передачи.

6 Потери мощности, оцениваемые КПД, учитываются в следующих узлах привода: подшипниках входного вала, зацеплении пары цилиндрических колес, подшипниках промежуточного вала, зацеплении червячной передачи, подшипниках выходного вала.

$$\eta_{\text{прив}} = \eta_{\text{подш}} \eta_{\text{цил}} \eta_{\text{подш}} \eta_{\text{черв}} \eta_{\text{подш}}.$$

1 Выбор электродвигателя

Потребная мощность привода определяется по формуле (1):

$$P_{\text{потр}} = \frac{T_{\text{вых}} n_{\text{вых}}}{9550 \eta_{\text{прив}}} = \frac{400 \cdot 62}{9550 \cdot 0,75} = 3,45 \text{ кВт},$$

где $\eta_{\text{прив}} = \eta_{\text{подш}}^3 \eta_{\text{цил}} \eta_{\text{черв}} = 0,99^3 \cdot 0,97 \cdot 0,8 \cong 0,75$;

$\eta_{\text{подш}} = 0,99$ – КПД пары подшипников качения (см. табл. 6);

$\eta_{\text{цил}} = 0,97$ – КПД зацепления пары цилиндрических зубчатых колес при 8...9-й степени точности (см. табл. 6).

КПД червячной передачи можно приближенно оценить по формуле:

$$\eta_{\text{черв}} \cong 0,9 \left(1 - \frac{U_{\text{черв}}}{200} \right) = 0,9 \left(1 - \frac{26,8}{200} \right) \cong 0,8,$$

где $U_{\text{черв}}$ – передаточное отношение червячной передачи. Если из рекомендаций принять $U_{1-2} = 1,8$, а ориентировочное передаточное отношение редуктора $U_p = \frac{n_c}{n_{\text{вых}}} = \frac{3000}{62} \cong 48,4$, то передаточное отношение червячной передачи можно оценить как $U_{\text{черв}} = \frac{U_p}{U_{1-2}} = \frac{48,4}{1,8} \cong 26,8$. Полученное значение КПД червячной передачи находится в рекомендованных пределах $\eta_{\text{черв}} = 0,75 \dots 0,82$ при числе заходов червяка $z_1 = 2$ (см. табл. 6).

Обычно выбирается электродвигатель с номинальной мощностью несколько большей, чем потребляемая. По потребной мощности привода $P_{ном} = 3,45 \text{ кВт}$ и синхронной частоте электродвигателя $n_c = 3000 \text{ мин}^{-1}$, из табл. 2 выбираем электродвигатель с характеристиками, указанными в табл. 16.

Таблица 16 – Характеристики электродвигателя

Типоразмер электродвигателя	Мощность $P_{эд}, \text{кВт}$	Синхронная частота $n_c, \text{мин}^{-1}$	Рабочая частота $n_{эд}, \text{мин}^{-1}$	Отношение максимального момента к номинальному $T_{\max}/T_{ном}$	Диаметр вала электродвигателя $d_в, \text{мм}$
4A100S2Y3	4	3000	2880	2,2	28

2 Кинематический расчет

Общее передаточное число привода равно:

$$U_{прив} = U_p = \frac{n_{эд}}{n_{вых}} = \frac{2880}{62} \cong 46,45.$$

При разбивке общего передаточного числа редуктора по ступеням воспользуемся рекомендациями табл. 10 для зубчаточервячного редуктора, согласно которым передаточное число тихоходной ступени определяется зависимостью:

$$U_{1-2} = 1,4 \dots 1,8 \text{ при } U_{черв} = 8 \dots 40.$$

Принимается: $U_{1-2см} = 1,8$.

$$\text{Тогда } U_{черв} = \frac{U_p}{U_{1-2}} = \frac{46,45}{1,8} \cong 25,8.$$

Из стандартного ряда (см. табл. 9) назначаем $U_{червст} = 25$.

Фактическое передаточное число редуктора равно:

$$U_{ф} = U_{1-2см} U_{червст} = 1,8 \cdot 25 = 45.$$

Погрешность фактического передаточного числа редуктора относительно номинального согласно формуле (12):

$$\Delta U = \left| \frac{U_{\phi} - U_p}{U_p} \right| 100\% = \left| \frac{45 - 46,45}{46,45} \right| 100\% \cong 3,1\%.$$

Поскольку при $[\Delta U] = 4\%$ выполняется условие (13) $\Delta U \leq [\Delta U]$, можно сделать заключение о том, что кинематический расчет выполнен удовлетворительно.

3 Расчеты частот, мощностей и вращающих моментов на отдельных элементах привода

Частота вращения входного вала редуктора и установленной на этом валу шестерни быстроходной ступени равна частоте вращения вала электродвигателя:

$$n_{\text{ex}} = n_{\text{зв}} = n_{z1} = 2880 \text{ мин}^{-1}.$$

Частота вращения промежуточного вала редуктора и закрепленных на нем колеса быстроходной ступени и червяка тихоходной ступени:

$$n_{np} = n_{z2} = n_{z3} = \frac{n_{z1}}{U_{1-2cm}} = \frac{2880}{1,8} = 1600 \text{ мин}^{-1}.$$

Частоты вращения выходного (тихоходного) вала двухступенчатого редуктора, ведомого червячного колеса тихоходной ступени и ведущей звездочки цепной передачи равны:

$$n_{\text{вых}} = n_m = n_{z4} = n_{\text{зв}} = \frac{n_{z3}}{U_{\text{червст}}} = \frac{1600}{25} = 64 \text{ мин}^{-1}.$$

Мощности, передаваемые отдельными элементами привода:

$$P_{\text{номр}} = P_{\text{ex}} = 3,45 \text{ кВт};$$

$$P_{z1} = P_{\text{ex}} \eta_{\text{подш}} = 3,45 \cdot 0,99 = 3,42 \text{ кВт};$$

$$P_{z2} = P_{z1} \eta_{зай} = 3,42 \cdot 0,97 = 3,31 \text{ кВт} ;$$

$$P_{z3} = P_{z2} \eta_{ноду} = 3,31 \cdot 0,99 = 3,28 \text{ кВт} ;$$

$$P_{z4} = P_{z3} \eta_{зай} = 3,28 \cdot 0,8 = 2,62 \text{ кВт} ;$$

$$P_{вых} = P_{зв} = P_{z4} \eta_{ноду} = 2,62 \cdot 0,99 = 2,6 \text{ кВт} .$$

Вращающие моменты:

$$T_{номп} = T_{\omega} = 9550 \frac{P_{номп}}{n_{\omega}} = 9550 \frac{3,45}{2880} = 11,44 \text{ Нм} ;$$

$$T_{z1} = 9550 \frac{P_{z1}}{n_{z1}} = 9550 \frac{3,42}{2880} = 11,34 \text{ Нм} ;$$

$$T_{z2} = 9550 \frac{P_{z2}}{n_{z2}} = 9550 \frac{3,31}{1600} = 19,76 \text{ Нм} ;$$

$$T_{z3} = 9550 \frac{P_{z3}}{n_{z3}} = 9550 \frac{3,28}{1600} = 19,58 \text{ Нм} ;$$

$$T_{z4} = 9550 \frac{P_{z4}}{n_{z4}} = 9550 \frac{2,62}{64} = 391 \text{ Нм} ;$$

$$T_{вых} = T_{зв} = 9550 \frac{P_{вых}}{n_{вых}} = 9550 \frac{2,6}{64} = 388 \text{ Нм} .$$

Результаты расчетов приведены в табл. 17.

Таблица 17 – Результаты кинематического расчета

Параметры	Электродви- гатель	Редуктор				Цепная передача
		I ступень		II ступень		
		z_1	z_2	z_3	z_4	
$n, \text{мин}^{-1}$	2880	2880	1600	1600	64	64
$P, \text{кВт}$	3,45	3,42	3,31	3,28	2,62	2,6
$T, \text{Н} \cdot \text{м}$	11,44	11,34	19,76	19,58	391	388
U	—	1,8		25		1,8

Пример 4. Выполнить кинематический расчет привода с зубчато-червячным редуктором по приведенной схеме и исходным данным (рис. 7).

Министерство образования и науки Украины
Донбасская государственная машиностроительная академия
Кафедра «Основы проектирования машин»

ЗАДАНИЕ № 4

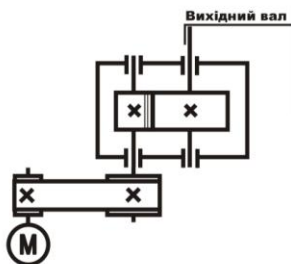
ФИО студента : Иванов И.И.

Группа : ТМ-14-1

Тема: «Рассчитать и спроектировать привод к подъемнику»

Схема механизма и исходные данные для проектирования:

Режим нагружения:



Частота вращения	Время работы в часах с использованием мощностей					
	t_1	P_1	t_2	P_2	t_3	P_3
n_1	3500	P	4000	0,8P	5000	0,5P

Положение выходного вала	горизонтальное
Серийность производства	серийное
Сменность работы	двусменная

№	T , Н × м	n , мин ⁻¹	n_c , мин ⁻¹	Тип передачи или соединительной муфты на входном валу	U	S	Тип передачи или соединительной муфты на выходном валу	U	Установить на:
1	315	128	1500	клиноременная	2,0	0,9	цепная	1,4	фундаменте

Руководитель проекта _____ С.Г. Карнаух
«10» сентября 2016 года

Рисунок 7 – Пример задания на курсовой проект

Общие замечания к расчету

1 Вращающий момент от электродвигателя передается входному валу редуктора через ременную передачу, ведущий шкив которой закреплен на валу электродвигателя, а ведомый – на входном валу редуктора. Тип ремня – клиновой. Редуктор одноступенчатый цилиндрический с парой прямозубых цилиндрических зубчатых колес (1-2). На выходном валу редуктора закреплена ведущая звездочка цепной передачи и связана посредством приводной роликовой цепи с ведомой звездочкой, установленной на входном валу исполнительного механизма – подъемника.

2 Кинематическая цепь привода: электродвигатель – клиноременная передача – передача цилиндрическими зубчатыми колесами т. е.:

$$U_{прив} = U_{рп} \cdot U_p = U_{рп} U_{1-2},$$

где $U_{прив}$ – передаточное число привода;

U_p – общее передаточное число редуктора;

$U_{рп}$ – передаточное число ременной передачи;

U_{1-2} – передаточное число передачи цилиндрическими колесами.

3 Потери мощности, оцениваемые КПД, учитываются в следующих узлах привода: подшипниках входного вала, зацеплении пары цилиндрических колес, подшипниках промежуточного вала, зацеплении червячной передачи, подшипниках выходного вала.

$$\eta_{прив} = \eta_{рп} \cdot \eta_{цпл} \cdot \eta_{подш}^2.$$

1 Выбор электродвигателя

Потребная мощность привода определяется по формуле (1):

$$P_{нотр} = \frac{T_{вых} \cdot n_{вых}}{9550 \cdot \eta_{прив}} = \frac{315 \cdot 128}{9550 \cdot 0,9} \cong 4,7 \text{ кВт},$$

где $\eta_{прив} = \eta_{рп} \cdot \eta_{цпл} \cdot \eta_{подш}^2 = 0,95 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2 \cong 0,9$;

$\eta_{pn} = 0,95$ – КПД ременной передачи (см. табл. 6);

$\eta_{подш} = 0,99$ – КПД пары подшипников качения (см. табл. 6);

$\eta_{цпл} = 0,97$ – КПД зацепления пары цилиндрических зубчатых колес при 8...9-й степени точности (см. табл. 6).

Обычно выбирается электродвигатель с номинальной мощностью несколько большей, чем потребляемая. По потребной мощности привода $P_{ном} = 4,7 \text{ кВт}$ и синхронной частоте электродвигателя $n_c = 1500 \text{ мин}^{-1}$, из табл. 2 выбираем электродвигатель с характеристиками, указанными в табл. 16.

Таблица 16 – Характеристики электродвигателя

Типоразмер электродвигателя	Мощность $P_{эд}, \text{кВт}$	Синхронная частота $n_c, \text{мин}^{-1}$	Рабочая частота $n_{эд}, \text{мин}^{-1}$	Отношение максимального момента к номинальному $T_{\max}/T_{\text{ном}}$	Диаметр вала электродвигателя $d_в, \text{мм}$
4A100S2Y3	5,5	1500	1445	2,2	32

2 Кинематический расчет

Передаточное число привода равно:

$$U_{прив} = \frac{n_{эд}}{n_{вых}} = \frac{1445}{128} \cong 11,28.$$

$$U_{прив} = U_{pn} \cdot U_{1-2}.$$

$$\text{Тогда } U_{1-2} = \frac{U_{прив}}{U_{pn}} = \frac{11,28}{2} \cong 5,64.$$

Из стандартного ряда (см. табл. 8) назначаем $U_{1-2см} = 5,6$.

Погрешность фактического передаточного числа редуктора относительно номинального согласно формуле (12):

$$\Delta U = \left| \frac{U_{\phi} - U_p}{U_p} \right| 100\% = \left| \frac{5,64 - 5,60}{5,60} \right| 100\% \cong 0,07\% .$$

Поскольку при $[\Delta U] = 2,5\%$ выполняется условие (13) $\Delta U \leq [\Delta U]$, можно сделать заключение о том, что кинематический расчет выполнен удовлетворительно.

3 Расчеты частот, мощностей и вращающих моментов на отдельных элементах привода

Рабочая частота вращения электродвигателя, частота вращения ведущего шкива:

$$n_{\varepsilon\partial} = n_{\text{вц}} = 1445 \text{ мин}^{-1} .$$

Частоты вращения входного вала редуктора, частота вращения ведомого шкива и установленной на этом валу шестерни быст-
роходной ступени равна:

$$n_{\text{вх}} = n_{\varepsilon\partial} = n_{z1} = \frac{n_{\varepsilon\partial}}{U_{pn}} = \frac{1445}{2} = 722,5 \text{ мин}^{-1} .$$

Частоты вращения выходного (тихоходного) вала редуктора, ведомого колеса пары 1-2 и ведущей звездочки цепной передачи равны:

$$n_{\text{вых}} = n_{z2} = n_{\text{зв}} = \frac{n_{z1}}{U_{1-2cm}} = \frac{722,5}{5,6} \cong 129 \text{ мин}^{-1} .$$

Мощности, передаваемые отдельными элементами привода.

Потребная мощность электродвигателя и мощность на ведущем шкиве:

$$P_{\text{нотр}} = P_{\text{вц}} \cong 4,7 \text{ кВт} .$$

Мощность на ведомом шкиве:

$$P_{\varepsilon\partial} = P_{\text{вц}} \cdot \eta_{pn} \cong 4,7 \cdot 0,95 \cong 4,47 \text{ кВт} .$$

Мощность на шестерне 1:

$$P_{z1} = P_{\varepsilon\partial} \cdot \eta_{\text{подш}} \cong 4,47 \cdot 0,99 \cong 4,43 \text{ кВт} .$$

Мощность на колесе 2:

$$P_{z2} = P_{z1} \cdot \eta_{подш} \cong 4,43 \cdot 0,99 \cong 4,39 \text{ кВт} .$$

Мощность на ведущей звездочке:

$$P_{зв} = P_{z2} \cdot \eta_{подш} \cong 4,39 \cdot 0,99 \cong 4,35 \text{ кВт} .$$

Вращающие моменты.

Потребный момент на валу электродвигателя и момент на ведомом шкиве:

$$T_{номпр} = T_{вщ} = 9550 \frac{P_{номпр}}{n_{вщ}} = 9550 \frac{4,7}{1445} \cong 31,06 \text{ Н} \cdot \text{м} .$$

Момент на ведомом шкиве:

$$T_{вд} = 9550 \frac{P_{вд}}{n_{вд}} = 9550 \frac{4,47}{1445} \cong 29,54 \text{ Н} \cdot \text{м} .$$

Момент на шестерне 1:

$$T_{z1} = 9550 \frac{P_{z1}}{n_{z1}} = 9550 \frac{4,43}{722,5} \cong 58,56 \text{ Н} \cdot \text{м} .$$

Момент на колесе 2:

$$T_{z2} = 9550 \frac{P_{z2}}{n_{z2}} = 9550 \frac{4,39}{129} \cong 325,00 \text{ Н} \cdot \text{м} .$$

Момент на ведущей звездочке:

$$T_{зв} = 9550 \frac{P_{зв}}{n_{зв}} = 9550 \frac{4,35}{129} \cong 322,03 \text{ Н} \cdot \text{м} .$$

Результаты расчетов приведены в табл. 17.

Таблица 17 – Результаты кинематического расчета

Параметры	Электродвигатель	Клиременная передача		Редуктор		Цепная передача
		вщ	вд	z ₁	z ₂	
<i>n</i> , мин ⁻¹	1445	1445	722,5	722,5	129,00	129,00
<i>P</i> , кВт	4,70	4,70	4,47	4,43	4,39	4,35
<i>T</i> , Н·м	31,06	31,06	29,54	58,56	325,00	322,03
<i>U</i>	—	2,0		5,6		1,4

1.8 Выбор салазок для электродвигателя

Для обеспечения возможности регулирования натяжения ремня в ременной передаче электродвигатель устанавливается на салазки (рис. 8). Размеры и массы салазок пяти типоразмеров приведены в табл. 18.

Таблица 18 – Салазки для электродвигателя

Тип	Размеры, мм											Масса комплекта, кг	Болты для крепления двигателя $d \times l$, мм
	a	a_1	B_1	B_2	C_1	d_1	d_2	h_1	h_2	h_3	l		
С-3	16	38	370	440	410	M12	12	15	44	36	42	3,8	M10×35
С-4	18	45	430	510	470	M12	14	18	55	45	50	5,3	M12×40
С-5	25	65	570	670	620	M16	18	22	67	55	72	12,5	M16×55
С-6	25	65	630	770	720	M16	18	26	74	60	75	17,5	M16×60
С-7	30	90	170	930	870	M20	24	30	88	70	105	31	M20×75

В табл. 18 также приведены диаметры и длины болтов для крепления электродвигателя к салазкам.

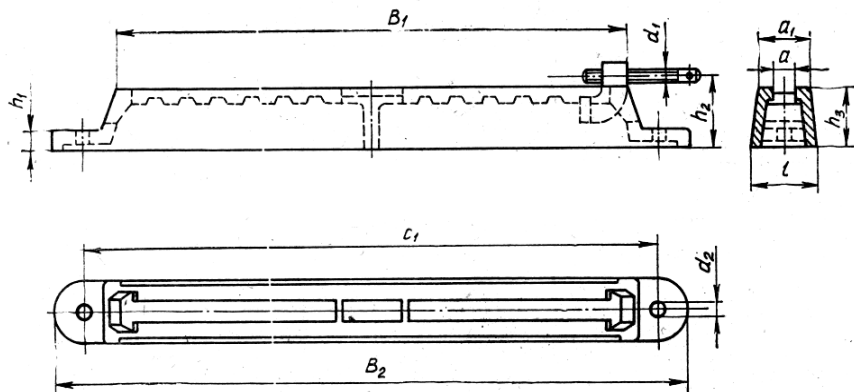


Рисунок 8 – Салазки для электродвигателя

2 ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ В ЗАКРЫТОМ ИСПОЛНЕНИИ

2.1 Теоретические предпосылки к расчетам

Для закрытых зубчатых передач возможны следующие критерии работоспособности:

- усталостная контактная прочность зубьев;
- усталостная изгибная прочность зубьев;
- статическая контактная прочность зубьев в условиях кратковременных перегрузок;
- статическая изгибная прочность зубьев в условиях кратковременных перегрузок.

Из названных критериев наиболее вероятный первый, по которому рекомендуется вести проектировочный расчет, однако в проверочном расчете проверяется работоспособность передачи по всем перечисленным критериям.

Контактная прочность зубчатого колеса при прочих равных условиях зависит только от его диаметра, поэтому из условия контактной прочности можно рассчитать размеры зубчатых колес или передачи. Изгибная прочность зависит от модуля.

При используемых для изготовления зубчатых колес материалах изгибную прочность зубьев часто можно обеспечить очень мелкими модулями.

Практически мелко модульные ($m < 1,5 \text{ мм}$) зубчатые колеса в редукторостроении для силовых передач не применяются, так как они очень чувствительны к износу, дефекту материала, перегрузкам. Сложен их контроль. Поэтому модуль обычно не рассчитывают, а назначают из стандартного ряда (ГОСТ 9563-60), используя одну из следующих рекомендаций.

1 Примерное значение модуля в передаче стальными цилиндрическими колесами: $m \cong (0,010...0,025)a$ при $HB \leq 350$; $m \cong (0,0160...0,0315)a$ при $HB > 350$, где a – межосевое расстояние передачи.

2 В редукторных передачах незакаленными цилиндрическими зубчатыми колесами $m \cong b/(20...30)$, закаленными цилиндрическими зубчатыми колесами – $m \cong b/(10...20)$. В коробках скоро-

стей – $m \cong b/(8...15)$, где b – ширина зубчатого венца колеса.

3 Желательно, чтобы модуль обеспечивал число зубьев шестерни не ниже минимально возможного из условия отсутствия подрезания. При коэффициенте коррекции $x = 0$ для прямозубых цилиндрических колес $z_{\min \text{прям}} = 17$, для косозубых – $z_{\min \text{кос}} = z_{\min \text{прям}} \cos^3 \beta$, для прямозубых конических – $z_{\min \text{кон}} = z_{\min \text{прям}} \cos \delta$, для косозубых конических и колес с круговыми зубьями – $z_{\min \text{кон}} = z_{\min \text{прям}} \cos \delta \cdot \cos^3 \beta$, где β – угол наклона зуба, а δ – полуугол при вершине начального конуса.

Лучше иметь на шестерне число зубьев на 3–5 больше от минимально возможного значения.

4 В передаче прямозубыми цилиндрическими зубчатыми колесами назначенный модуль должен обеспечивать условие

$$(z_1 + z_2) = \frac{2a}{m} - \text{целое число,}$$

в передаче косозубыми –

$$(z_1 + z_2) = \frac{2a \cos \beta}{m} - \text{целое число.}$$

После округления чисел зубьев до целого числа уточняется угол β .

В случае неудовлетворительного результата проверочного расчета на изгибную прочность модуль должен быть увеличен.

5 При межосевом расстоянии, назначенном из условия контактной прочности зубьев, и модуле, назначенном по рекомендациям предыдущего пункта, числа зубьев находятся расчетом:

$$z_1 = \frac{z_1 + z_2}{U \pm 1} - \text{с округлением до ближайшего целого числа;}$$

$$z_2 = (z_1 + z_2) - z_1.$$

Фактическое передаточное число $U_\phi = z_2/z_1$ может ока-

заться отличным от заданного, но погрешность не должна превышать 2,5% при $U \leq 4,5$ и 4% - при $U > 4,5$.

6 Расчеты цилиндрических зубчатых передач на контактную усталостную прочность основываются на следующем условии:

$$\begin{aligned}
 \sigma_H &= Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t K_H (U \pm 1)}{d_1 b_\omega U}} = \\
 &= Z_H Z_M Z_\varepsilon \frac{1}{d_1} \sqrt{\frac{2000 T_1 K_H (U \pm 1)}{b_\omega U}} = \\
 &= Z_H Z_M Z_\varepsilon \frac{1}{d_2} \sqrt{\frac{2000 T_2 K_H (U \pm 1)}{b_\omega}} = \\
 &= Z_H Z_M Z_\varepsilon \frac{1}{d_1} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 P_1 K_H (U \pm 1)}{n_1 b_\omega U}} = \\
 &= Z_H Z_M Z_\varepsilon \frac{1}{d_2} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 P_2 K_H (U \pm 1)}{n_2 b_\omega}} \leq [\sigma]_H.
 \end{aligned} \tag{14}$$

Заменяя $d_1 = \frac{2a}{U \pm 1}$; $b_\omega = \psi_{ba} a$; $T_1 = \frac{T_2}{U}$ и решая относительно межосевого расстояния, можно получить:

$$\begin{aligned}
 a &\geq K_a (U \pm 1)^3 \sqrt{\frac{T_1 K_H}{U \psi_{ba} [\sigma]_H^2}} = K_a (U \pm 1)^3 \sqrt{\frac{T_2 K_H}{U^2 \psi_{ba} [\sigma]_H^2}} + \\
 &= K_{ap} (U \pm 1)^3 \sqrt{\frac{P_1 K_H}{n_1 U \psi_{ba} [\sigma]_H^2}} = K_{ap} (U \pm 1)^3 \sqrt{\frac{P_2 K_H}{n_2 U^2 \psi_{ba} [\sigma]_H^2}}
 \end{aligned} \tag{15}$$

где $Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha}}$ – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев.

Для прямозубых колес при $\alpha = 20^\circ$ $Z_H \cong 1,77$.

Для косозубых – при $\alpha = 20^\circ$; $\beta = 8...16^\circ$; $Z_H \cong 1,74...1,71$.

Для шевронных – при $\alpha = 20^\circ$; $\beta = 25...40^\circ$; $Z_H \cong 1,7...1,6$.

$$Z_M = \sqrt{\frac{2E_1E_2}{\pi(1-\nu^2)(E_1 + E_2)}} - \text{коэффициент, учитывающий}$$

механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес.

При модулях упругости стали $E \cong 2,15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, чугуна – $E \cong 0,8 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, коэффициенте Пуассона $\nu \cong 0,3$ – численные значения Z_M приведены в табл. 19.

Таблица 19 – Значения Z_M

Сочетание материалов	$Z_M, \text{МПа}^{1/2}$
Сталь-сталь	275
Сталь-чугун	200

$Z_\varepsilon = \sqrt{1/K_\varepsilon}$ – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий,

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

здесь ε_α – торцевой коэффициент перекрытия:

$$\varepsilon_\alpha \cong \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta. \quad (16)$$

Приближенные значения Z_ε :

- для прямозубых колес – $Z_\varepsilon \cong 0,9$;
- для косозубых и шевронных колес – $Z_\varepsilon \cong 0,8$.

$$K_a = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{Z_H^2 Z_M^2 Z_\varepsilon^2}{2}} - \text{средний суммарный коэффициент}$$

при расчетах межосевого расстояния с использованием момента.

$$K_{ap} = 100 \cdot \sqrt[3]{9,55 \frac{Z_H^2 Z_M^2 Z_\varepsilon^2}{2}} - \text{средний суммарный коэффициент}$$

при расчетах межосевого расстояния с использованием мощности.

Значения коэффициентов K_a, K_{ap} представлены в табл. 20.

Таблица 20 – Значения средних суммарных коэффициентов K_a, K_{ap}

Сочетание материалов	Вид передачи	$K_a, МПа^{1/3}$	$K_{ap}, МПа^{1/3}$
Сталь-сталь	Прямозубая	460	$9,75 \cdot 10^3$
	Косозубая	420	$8,9 \cdot 10^3$
	Шевронная	410	$8,7 \cdot 10^3$
Сталь-чугун	Прямозубая	370	$7,85 \cdot 10^3$
	Косозубая	335	$7,1 \cdot 10^3$
	Шевронная	325	$6,9 \cdot 10^3$

7 Из анализа коэффициентов, приведенных в табл. 20, следует, что для ориентировочного расчета зубчатых передач косозубыми и шевронными зубчатыми колесами могут быть использованы формулы для расчета передач прямозубыми колесами в предположении, что нагрузочная способность последних в среднем в 1,4 раза выше, чем прямозубых.

Повышенная нагрузочная способность косозубых и шевронных зубчатых колес связана с торцевым перекрытием зубьев (возможностью ввести в зацепление два и более зубьев), незначительным колебанием суммарной длины контактных линий и рядом других особенностей зацепления. Приведенная рекомендация справедлива при обычно принимаемых углах наклона зуба (косозубые – $\beta = 8..20^\circ$; шевронные – $\beta = 25..40^\circ$) и торцевом перекрытии хотя бы одной пары зубьев, т. е. выполнении условия:

$$b \geq \frac{4m_n}{\sin \beta},$$

где m_n – модуль в нормальном зубу сечении.

8 Передачи шевронными зубчатыми колесами при расчете можно рассматривать как две параллельно работающие косозубые передачи и вести расчет в предположении, что каждый полушеvron передает половину общей нагрузки.

Рассчитывая шевронные передачи по методу полушевронов, не следует забывать, что общая ширина шевронного колеса более чем в 2 раза шире полушеврона (за счет канавки между полушевронами для выхода режущего инструмента).

$$\begin{aligned}
 \sigma_H &= Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t K_H (U \pm 1)}{2 d_1 b_\omega U}} = \\
 &= Z_H Z_M Z_\varepsilon \frac{1}{d_1} \sqrt{\frac{2000 T_1 K_H (U \pm 1)}{2 b_\omega U}} = \\
 &= Z_H Z_M Z_\varepsilon \frac{1}{d_2} \sqrt{\frac{2000 T_2 K_H (U \pm 1)}{2 b_\omega}} = \\
 &= Z_H Z_M Z_\varepsilon \frac{1}{d_1} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 P_1 K_H (U \pm 1)}{2 n_1 b_\omega U}} = \\
 &= Z_H Z_M Z_\varepsilon \frac{1}{d_2} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 P_2 K_H (U \pm 1)}{2 n_2 b_\omega}} \leq [\sigma]_H.
 \end{aligned} \tag{17}$$

$$\begin{aligned}
 a &\geq K_a (U \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_H}{2 U \psi_{ba} [\sigma]_H^2}} = K_a (U \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{2 U^2 \psi_{ba} [\sigma]_H^2}} + \\
 &= K_{ap} (U \pm 1) \sqrt[3]{\frac{P_1 K_H}{2 n_1 U \psi_{ba} [\sigma]_H^2}} = K_{ap} (U \pm 1) \sqrt[3]{\frac{P_2 K_H}{2 n_2 U^2 \psi_{ba} [\sigma]_H^2}}.
 \end{aligned} \tag{18}$$

9 Расчет конических зубчатых передач на контактную прочность основывается на следующем условии:

$$\begin{aligned}
\sigma_H &= Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t K_H \sqrt{U^2 + 1}}{d_{e1} b_\omega U K_p}} = \\
&= Z_H Z_M Z_\varepsilon \frac{1}{d_{e1}} \sqrt{\frac{2000 T_1 K_H \sqrt{U^2 + 1}}{b_\omega U K_p}} = \\
&= Z_H Z_M Z_\varepsilon \frac{1}{d_{e2}} \sqrt{\frac{2000 T_2 K_H \sqrt{U^2 + 1}}{b_\omega K_p}} = \\
&= Z_H Z_M Z_\varepsilon \frac{1}{d_{e1}} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 P_1 K_H \sqrt{U^2 + 1}}{n_1 b_\omega U K_p}} = \\
&= Z_H Z_M Z_\varepsilon \frac{1}{d_{e2}} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 P_2 K_H \sqrt{U^2 + 1}}{n_2 b_\omega K_p}} \leq [\sigma]_H. \\
K_p &= 1 - \frac{b}{R_e} = 1 - K_{be}.
\end{aligned} \tag{19}$$

Если принять $b_\omega = K_{be} R_e = 0,285 R_e$, а коэффициент $K_p = 1 - K_{be} = 1 - 0,285 = 0,715$, можно получить:

$$d_{e2} \geq K_{d2} \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H U}{[\sigma]_H^2}} = K_{d2p} \sqrt[3]{\frac{P_2 K_H U}{n_2 [\sigma]_H^2}}, \tag{20}$$

где $K_{d2} = \sqrt[3]{2000 Z_H^2 Z_M^2 Z_\varepsilon^2}$ (табл. 21);

$K_{d2p} = \sqrt[3]{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 Z_H^2 Z_M^2 Z_\varepsilon^2}$ (см. табл. 21).

Ряд авторов, ссылаясь на опытные данные, рекомендует при использовании приведенных теоретических формул завышать расчетную нагрузку в среднем на 15%, что учитывается коэффициентом $n=0,85$.

10 Из анализа коэффициентов, приведенных в табл. 21, следу-

ет, что для ориентировочных расчетов конических косозубых передач могут быть использованы формулы для расчетов передач прямозубыми зубчатыми колесами в предположении, что нагрузочная способность последних в среднем в 1,4 раза выше, чем прямозубых.

Таблица 21 – Значения K_{d_2} , K_{d_2p}

Сочетание материалов	Вид передачи	$K_{d_2}, МПа^{1/3}$	$K_{d_2p}, МПа^{1/3}$
Сталь-сталь	Прямозубая	1550	$33 \cdot 10^3$
	Косозубая	1420	$30 \cdot 10^3$
Сталь-чугун	Прямозубая	1260	$27 \cdot 10^3$
	Косозубая	1150	$24,5 \cdot 10^3$

11 Расчеты прямозубых цилиндрических зубчатых передач на изгибную прочность основываются на следующем условии:

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t K_F}{bm} = Y_{F_1} \frac{2000 T_1 K_F}{d_{e1} bm} = Y_{F_2} \frac{2000 T_2 K_F}{d_{e2} bm} \leq [\sigma]_F. \quad (21)$$

Расчеты косозубых цилиндрических передач – на следующем условии:

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta \frac{F_t K_F}{bm_n} = Y_{F_1} Y_\beta \frac{2000 T_1 K_F}{d_1 bm_n} = Y_{F_2} Y_\beta \frac{2000 T_2 K_F}{d_2 bm_n} \leq [\sigma]_F. \quad (22)$$

Расчеты шевронных цилиндрических передач – на следующем условии:

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta \frac{F_t K_F}{2 b m_n} = Y_{F_1} Y_\beta \frac{2000 T_1 K_F}{2 d_1 bm_n} = Y_{F_2} Y_\beta \frac{2000 T_2 K_F}{2 d_2 bm_n} \leq [\sigma]_F. \quad (23)$$

Расчеты прямозубых конических передач – на следующем условии:

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t K_F}{bm K_p} = Y_{F_1} \frac{2000 T_1 K_F}{d_{e1} bm K_p} = Y_{F_2} \frac{2000 T_2 K_F}{d_{e2} bm K_p} \leq [\sigma]_F. \quad (24)$$

Расчеты косозубых конических передач – на следующем

условии:

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta \frac{F_t K_F}{b m_n K_p} = Y_{F_1} Y_\beta \frac{2000 T_1 K_F}{d_{e1} b m_n K_p} = Y_{F_2} Y_\beta \frac{2000 T_2 K_F}{d_{e2} b m_n K_p} \leq [\sigma]_F, \quad (25)$$

где Y_F – безразмерный коэффициент, величина которого зависит от формы зуба (ширины основания, фактической высоты головки, ножки зуба, фактического угла зацепления, формы галтели).

Значения этого коэффициента для зубчатых колес внешнего зацепления дает табл. 22 (выборка из ГОСТ 21354-87).

Выбор Y_F для косозубых цилиндрических зубчатых колес выполняется по эквивалентному числу зубьев $z_E = z / \cos^3 \beta$; для прямозубых конических – $z_E = z / \cos \delta$; для косозубых конических – $z_E = z / (\cos^3 \beta \cdot \cos \delta)$.

Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зуба.

С достаточной для практических расчетов точностью можно принимать:

$$Y_\beta = \left(1 - \frac{\beta^\circ}{140} \right).$$

Таблица 22 – Значения коэффициента Y_F

Z или z_E	Коэффициент смещения X								
	-0,5	-0,4	-0,25	-0,16	0	+0,16	+0,25	+0,4	+0,5
12	-	-	-	-	-	-	-	3,58	3,47
14	-	-	-	-	-	4,04	4,00	3,55	3,42
17	-	-	-	-	4,28	4,02	3,78	3,54	3,40
20	-	-	-	4,40	4,09	3,83	3,64	3,50	3,39
25	-	-	4,30	4,14	3,90	3,72	3,62	3,47	3,40
30	4,6	4,3	4,05	3,95	3,80	3,67	3,6	3,48	3,45
40	4,14	4,02	3,88	3,81	3,70	3,61	3,57	3,48	3,42
50	3,96	3,88	3,78	3,73	3,65	3,58	3,54	3,49	3,44
60	3,83	3,80	3,73	3,70	3,62	3,60	3,55	3,53	3,49
80	3,73	3,70	3,66	3,63	3,61	3,55	3,54	3,51	3,50
100 и более	3,68	3,66	3,62	3,61	3,60	3,56	3,56	3,55	3,52

Заменяя $d = mz$, $b = d \psi_{bd_1}$, $d_1 = \frac{2a}{U \pm 1}$, можно получить:

- для прямозубых цилиндрических зубчатых колес –

$$m \geq \sqrt[3]{Y_{F1} \frac{2000T_1 K_F}{z_1^2 \psi_{bd1} [\sigma]_F}} = Y_{F1} Y_\beta \frac{1000T_1 K_F (U \pm 1)}{ab [\sigma]_F}; \quad (26)$$

- для косозубых зубчатых колес –

$$m_n \geq \sqrt[3]{Y_{F1} Y_\beta \frac{2000T_1 K_F}{z_1^2 \psi_{bd1} [\sigma]_F}} = Y_{F1} Y_\beta \frac{1000T_1 K_F (U \pm 1)}{ab [\sigma]_F}; \quad (27)$$

- для шевронных зубчатых колес –

$$m_n \geq \sqrt[3]{Y_{F1} Y_\beta \frac{2000T_1 K_F}{2z_1^2 \psi_{bd1} [\sigma]_F}} = Y_{F1} Y_\beta \frac{1000T_1 K_F (U \pm 1)}{2ab [\sigma]_F}; \quad (28)$$

- для конических прямозубых зубчатых колес –

$$m \geq \sqrt[3]{Y_{F2} \frac{2000T_2 K_F}{z_2^2 \psi_{bd2} K_p [\sigma]_F}} = Y_{F2} \frac{2000T_2 K_F}{d_{e2} b K_p [\sigma]_F}; \quad (29)$$

- для конических косозубых зубчатых колес –

$$m \geq \sqrt[3]{Y_{F2} Y_\beta \frac{2000T_2 K_F}{z_2^2 \psi_{bd2} K_p [\sigma]_F}} = Y_{F2} Y_\beta \frac{2000T_2 K_F}{d_{e2} b K_p [\sigma]_F}. \quad (30)$$

Расчеты зубчатых передач на прочность (контактную и изгибную) при действии кратковременной максимальной нагрузки основываются на следующем условии:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{nep}}; \quad \sigma_{F \max} = \sigma_F K_{nep}, \quad (31)$$

где K_{nep} – коэффициент перегрузки, определяется либо нагрузочной способностью электродвигателя:

$$K_{пер} = \frac{T_{\max}}{T_{ном}} \frac{P_{\varepsilon\delta}}{P_{потр}}, \quad (32)$$

либо при наличии в конструкции привода предохранительного звена, например фрикционной муфты (сцепной или предохранительной) – с коэффициентом запаса сцепления $K_{пер} = \beta$, который указан в исходных данных на проектирование.

Расчеты выполняются для шестерни и колеса отдельно или только для одного из зубчатых колес пары, если заведомо известен “слабый” элемент.

12 Особенности расчета передач, зубчатые колеса которых нарезаны со смещением инструмента.

Следует различать два типа передач со смещением.

➤ Шестерня изготовлена с положительным смещением $x_1 > 0$, колесо – с отрицательным $x_2 < 0$, но так, что $|x_1| = |x_2|$, или $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$.

Так как в этом случае начальные окружности совпадают с делительными и угол зацепления не меняется, расчет на контактную прочность выполняется так же, как для передач без смещения. Изменение формы зуба учитывается только в расчетах на изгибную прочность выбором коэффициента Y_F с учетом величины смещения (см. табл. 22).

➤ Суммарное смещение $x_\Sigma = x_1 + x_2 \neq 0$. В этом случае начальные окружности не совпадают с делительными и угол зацепления α_ω отличен от $\alpha = 20^\circ$.

При выполнении расчетов на контактную прочность в соответствующих формулах под межосевым расстоянием следует понимать начальное межосевое расстояние a_ω , под диаметрами зубчатых колес – начальные диаметры d_{ω_1} , d_{ω_2} :

$$d_{\omega_1} = \frac{2a_\omega}{U+1}; \quad d_{\omega_2} = 2a_\omega - d_{\omega_1};$$

$$a_\omega = \frac{d_{\omega_1} + d_{\omega_2}}{2}.$$

Коэффициент Z_H необходимо рассчитывать с учетом действительного угла зацепления α_ω .

Назначенный модуль должен отвечать условию:

$$m = \frac{a_\omega}{0,5z_\Sigma + x_\Sigma - \Delta y},$$

где $z_\Sigma = z_1 + z_2$; $x_\Sigma = x_1 + x_2$; Δy – коэффициент уравнительного смещения по ГОСТ 16532-70 (при $x_\Sigma = 0$, $\Delta y = 0$).

В расчетах на изгибную прочность коэффициент Y_F выбирается с учетом величины смещения.

В зубчатых колесах, нарезанных со смещением, диаметр вершин зубьев рассчитываем по формуле:

$$d_a = m[z + 2(1 + x - \Delta y)].$$

13 В зацеплении прямозубых цилиндрических зубчатых колес возникают две силы: окружная F_t и радиальная F_r :

$$F_{t_1} = -F_{t_2} = \frac{2000T}{d} = \frac{1000P}{V};$$

$$F_{r_1} = -F_{r_2} = F_t \operatorname{tg} \alpha = F_t \operatorname{tg} 20^\circ.$$

В зацеплении косозубых цилиндрических зубчатых колес – три силы: окружная F_t , радиальная F_r и осевая F_a .

$$F_{t_1} = -F_{t_2} = \frac{2000T}{d} = \frac{1000P}{V};$$

$$F_{r_1} = -F_{r_2} = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta};$$

$$F_{a_1} = -F_{a_2} = F_t \operatorname{tg} \beta.$$

14 В зацеплении прямозубых конических зубчатых колес – три силы: окружная F_t , радиальная F_r и осевая F_a .

Окружная сила на среднем диаметре:

$$F_{t_1m} = -F_{t_2m} = \frac{2000T}{d_m} = \frac{1000P}{V_m},$$

где d_m, V_m – средний диаметр и окружная скорость на среднем диаметре конического колеса.

$$F_{r_2} = -F_{a_1} = F_{tm} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1;$$

$$F_{a_2} = -F_{r_1} = F_{tm} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2.$$

Осевая сила всегда направлена к основанию конуса. В зацеплении косозубых конических и конических с круговым зубом зубчатых колес тоже возникают три силы: окружная F_t , радиальная F_r и осевая F_a , причем направление двух последних зависит от направления зуба и направления вращения зубчатого колеса.

$$F_{t_1m} = -F_{t_2m} = \frac{2T}{d_m} = \frac{1000P}{V_m};$$

$$F_{a_1} = F_{tm} \gamma_a;$$

$$F_{a_2} = -F_{r_1};$$

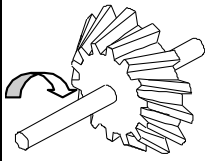
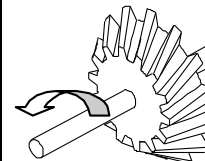
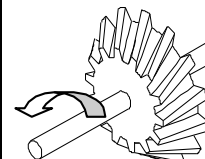
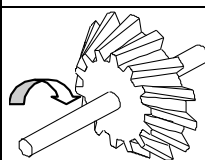
$$F_{r_1} = F_{tm} \gamma_r;$$

$$F_{r_2} = -F_{a_1}.$$

Формулы для определения коэффициентов γ_a и γ_r приведены в табл. 23.

Направление зуба шестерни в редуцирующей передаче следует выбирать таким, чтобы сила F_{a_1} была направлена к основанию конуса, что соответствует условию: направление вращения шестерни (со стороны вершины делительного конуса) должно быть таким же, как направление ее зуба. Направление зуба сопряженного колеса обратно направлению зуба шестерни.

Таблица 23 – Силы в зацеплении конических передач

Схема шестерни		γ_a	γ_r
	Направление зуба правое, вращение по часовой стрелке	$\frac{1}{\cos \beta} (tg \alpha \sin \delta_1 - \sin \beta \cos \delta_1)$ при $\beta_{cp} = 35^\circ$ $0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1$	$\frac{1}{\cos \beta} (tg \alpha \cos \delta_1 - \sin \beta \cos \delta_1)$ при $\beta_{cp} = 35^\circ$ $0,44 \cos \delta_1 + 0,7 \sin \delta_1$
	Направление зуба левое, вращение против часовой стрелки	$\frac{1}{\cos \beta} (tg \alpha \sin \delta_1 - \sin \beta \cos \delta_1)$ при $\beta_{cp} = 35^\circ$ $0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1$	$\frac{1}{\cos \beta} (tg \alpha \cos \delta_1 - \sin \beta \cos \delta_1)$ при $\beta_{cp} = 35^\circ$ $0,44 \cos \delta_1 + 0,7 \sin \delta_1$
	Направление зуба правое, вращение против часовой стрелки	$\frac{1}{\cos \beta} (tg \alpha \sin \delta_1 - \sin \beta \cos \delta_1)$ при $\beta_{cp} = 35^\circ$ $0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1$	$\frac{1}{\cos \beta} (tg \alpha \cos \delta_1 - \sin \beta \sin \delta_1)$ при $\beta_{cp} = 35^\circ$ $0,44 \cos \delta_1 + 0,7 \sin \delta_1$
	Направление зуба левое, вращение по часовой стрелке	$\frac{1}{\cos \beta} (tg \alpha \sin \delta_1 - \sin \beta \cos \delta_1)$ при $\beta_{cp} = 35^\circ$ $0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1$	$\frac{1}{\cos \beta} (tg \alpha \cos \delta_1 - \sin \beta \sin \delta_1)$ при $\beta_{cp} = 35^\circ$ $0,44 \cos \delta_1 + 0,7 \sin \delta_1$

2.2 Рекомендуемый порядок расчета передач в закрытом исполнении

2.2.1 Передачи цилиндрическими зубчатыми колесами

2.2.1.1 Исходные данные

Для выполнения расчета передачи необходимо иметь следующие данные: P_1 , кВт; n_1 , мин⁻¹ (P_2 , кВт; n_2 , мин⁻¹) или T_1 , Н·м (T_2 , Н·м), U , режим нагружения (см. результаты кинематического расчета и данные бланка задания).

Режим нагружения передачи связан с эксплуатационными особенностями машины, которую обслуживает привод. Он включает следующие сведения: общий срок службы $t_{\text{час}}$, который разбит на составляющие $t_1, t_2, t_3 \dots$ по принципу примерно одинаковой нагрузки; величину нагрузки в пределах каждой составляющей $P_1, P_2, P_3 \dots$; частоту вращения $n_1, n_2, n_3 \dots$. Данные должны позволять рассчитывать число циклов перемен напряжений в зубе зубчатого колеса на каждом частном режиме нагружения.

2.2.1.2 Проектировочный расчет

Рекомендуется вести в следующей последовательности:

1 Назначить материалы зубчатых колес пары, рассчитать контактные допускаемые напряжения.

Основным материалом для изготовления зубчатых колес является сталь, а способ получения заготовки – ковка, штамповка. Стальное литье обладает пониженной прочностью и используется для колес особо крупных размеров.

Чугун применяют для изготовления крупногабаритных тихоходных колес. Из пластмасс (текстолит, полиамиды) обычно изготавливается одно из колес пары в малонагруженных и кинематических передачах с целью обеспечить бесшумную работу.

Так как контактная прочность зубьев зависит в основном от поверхностной твердости, все более широкое распространение получают всевозможные методы термической и термохимической обработок стальных зубчатых колес: термическое улучшение, закалка, цементация, азотирование и др.

Термическая и термохимическая обработки позволяют существенно уменьшить габариты передачи, однако требуют специального оборудования, поэтому получили распространение в машинах серийного и массового производства. В машинах индивидуального и мелкосерийного производства применяются ограниченно.

С целью создания относительной равнопрочности шестерни и колеса, а также направленного истирания, рекомендуется выбирать материал или термообработку шестерни так, чтобы твердость ее была на 30...35 единиц HB больше твердости сопряженного колеса. С наклонным расположением контактной линии связана целесообразность изготовления косозубой шестерни из материала, значительно более прочного (высокопрочного), чем у колеса. Поэтому для косозубых и шевронных передач твердость шестерни следует принимать больше твердости колеса не менее чем на 70 ед. HB. Это объясняется следующим. Ножки зубьев обладают меньшей стойкостью против выкрашивания, чем головки, так как у них наблюдается неблагоприятное сочетание направлений скольжения и перекачивания зубьев. Следовательно, ножка зуба колеса, работающая с головкой зуба шестерни, начнет выкрашиваться в первую очередь. Вследствие наклона контактной линии нагрузка (полностью или частично) передается на головку зуба колеса, работающую с ножкой зуба шестерни. Дополнительная нагрузка ножки зуба шестерни не опасна, так как она изготовлена из более твердого материала. Применение твердой шестерни позволяет дополнительно повысить нагрузочную способность косозубых передач на 25-30%.

В табл. 24 приведены материалы, наиболее часто применяемые для изготовления зубчатых колес относительно небольших размеров и некоторые их характеристики. В табл. 25 приведены рекомендации к выбору вариантов материалов шестерни и колеса.

Пользуясь данными табл. 24, следует иметь в виду, что возможность получения той или иной твердости заготовки (зубчатого колеса) при термической обработке зависит от ее размера или формы. Наибольшую твердость можно получить только при малых диаметрах (до 100...120 мм) или малых толщинах сечений (до 40...60 мм). При модуле зубчатых колес $m < 3(5)$ мм поверхностная закалка ТВЧ обеспечивает сквозное прокаливание зуба.

Таблица 24 – Некоторые материалы для изготовления зубчатых колес и их характеристики

Марка стали	Вид заготовки	Максимальные размеры заготовки, мм		Термообработка	Твердость зубьев		Предел	
		диаметр шестерни	ширина колеса		сердцевины	поверхности	прочности $\sigma_B, \text{МПа}$	текучности, $\sigma_T, \text{МПа}$
40Л	Литье	—	—	Нормализация	163...207HB	163...207HB	550	320
45	Поковка	125	80	Улучшение	235...262HB	235...262HB	780	540
		80	50	Улучшение	269...302HB	269...302HB	890	650
40Х	Поковка	280	125	Улучшение	235...262HB	235...262HB	790	640
		125	80	Улучшение	269...302HB	269...302HB	900	750
		125	80	Улучшение и закалка ТВЧ	269...302HB	45...50 HRC	900	750
40ХН	Поковка	320	200	Улучшение	235...262 HB	235...262 HB	800	630
35ХМ	Поковка	200	125	Улучшение	269...302 HB	269...302 HB	920	750
		200	125	Улучшение и закалка ТВЧ	269...302 HB	48...53 HRC	920	750
40ХНМА	Поковка	125	80	Улучшение и азотирование	269...302 HB	50...56 HRC	980	780
20Х	Поковка	200	125	Улучшение, цементация	300...400 HB	56...63 HRC	1000	800
20ХМН	Поковка	200	125	Улучшение, цементация	300...400 HB	56...63 HRC	1000	800

Таблица 25 – Рекомендации к выбору материалов для шестерни и колеса

Варианты	Шестерня			Колесо		
	Марка стали	Термообработка	Твердость	Марка стали	Термообработка	Твердость
1	40X, 45, 40XH	Улучшение	269...302 HB	40X, 45, 40XH	Улучшение	235...262 HB
2	40X, 40XH, 35XM	Улучшение и закалка ТВЧ	40...53 HRC	40X, 40XH, 35XM	Улучшение	269...302 HB
3	40X, 40XH, 35XM	Улучшение и закалка ТВЧ	45...53 HRC	40X, 40XH, 35XM	Улучшение и закалка ТВЧ	45...53 HRC
4	20X, 20XHM	Улучшение, цементация, закалка	57...63 HRC	40X, 40XH, 35XM	Улучшение и закалка ТВЧ	45...53 HRC
5	20X, 20XHM	Улучшение, цементация, закалка	57...63 HRC	20X, 20XHM	Улучшение, цементация, закалка	57...63 HRC

Численные значения пределов текучести и прочности, указанные в табл. 24, следует рассматривать как некоторые средние. При отсутствии более точных данных в практике иногда пользуются следующими приближенными расчетами.

Углеродистые стали:

- нормализация – $HB \approx 0,285 \sigma_B$; $\sigma_T \approx 0,55 \sigma_B$;
- улучшение - $HB \approx 0,285 \sigma_B$; $\sigma_T \approx 0,6 \sigma_B$.

Легированные стали:

- улучшение - $HB \approx 0,285 \sigma_B$; $\sigma_T \approx 0,8 \sigma_B$.

Допускаемые контактные напряжения для цилиндрических передач определяют по формуле:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} K_{HL} z_R z_v K_L K_{xH},$$

где $\sigma_{H \lim b}$ – предел контактной выносливости, соответствующий базовому числу циклов N_{HO} ;

S_H – коэффициент безопасности;

K_{HL} – коэффициент долговечности;

z_R – коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей;

z_v – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости;

K_L – коэффициент, учитывающий влияние смазки;

K_{xH} – коэффициент, учитывающий влияние размера колеса.

При одинаковой твердости зубьев шестерни и колеса расчет ведется по шестерне.

Для прямозубых и косозубых передач с твердостью зубьев $H > 350HB$ в качестве расчетного допускаемого напряжения $[\sigma]_{H \text{ расч}}$ принимается меньшее из двух допускаемых напряжений, определенных по материалу шестерни $[\sigma]_{H_1}$ и колеса $[\sigma]_{H_2}$.

Для косозубых, шевронных зубчатых колес, а также конических колес с непрямыми зубьями, если твердость зубьев хотя бы одного колеса $H < 350HB$, за расчетное допускаемое напряжение берут:

$$[\sigma]_{H \text{ расч}} = 0,45([\sigma]_{H_1} + [\sigma]_{H_2}) \geq [\sigma]_{H \min},$$

где $[\sigma]_{H \min}$ – меньшее из двух: $[\sigma]_{H_1}$ и $[\sigma]_{H_2}$.

При этом $[\sigma]_{H \text{ расч}} \leq 1,25[\sigma]_{H \min}$ – для цилиндрических косозубых колес и $[\sigma]_{H \text{ расч}} \leq 1,15[\sigma]_{H \min}$ – для конических колес с прямыми зубьями.

Предел контактной выносливости, соответствующий базовому числу циклов нагружения, приближенно можно рассчитать по следующим эмпирическим формулам (табл. 26).

Коэффициент безопасности рекомендуется выбирать из табл. 27.

Таблица 26 – Пределы контактной выносливости зубьев

Способ обработки зубьев	Твердость поверхности	Стали	Значение $\sigma_{H \lim b}$, МПа
Отжиг, нормализация, улучшение	$H \leq 350 \text{ HB}$	Стали углеродистые и легированные	$2H_{\text{HB}} + 70$
Объемная закалка	$38 \dots 50 \text{ HRC}$		$18H_{\text{HRC}} + 150$
Поверхностная закалка	$50 \dots 55 \text{ HRC}$		$17H_{\text{HRC}} + 200$
Цементация, нитроцементация	$H \geq 56 \text{ HRC}$	Стали легированные	$23H_{\text{HRC}}$
Азотирование	$550 \dots 750 \text{ HV}$		≈ 1050

Таблица 27 – Коэффициент безопасности

Способ обработки зубьев	S_H
Обеспечивающий однородность структуры материала (нормализация, улучшение, закалка)	1,1
Не обеспечивающий однородности структуры материала (поверхностная закалка, цементация, нитроцементация, азотирование)	1,2

Значения S_H можно увеличивать до $S_H = 1,25 \dots 1,35$, если выход из строя передачи связан с тяжелыми последствиями, и вообще брать отличными от рекомендованных, если это оправдано статистическими данными.

Коэффициент долговечности определяют по формуле:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}},$$

где N_{HO} – базовое число циклов перемены напряжений, соответствующее длительному пределу выносливости:

$$N_{HO} = 30 H_{\text{HB}}^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7;$$

N_{HE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений. Рассчитывается с учетом данных циклограммы нагружения (режима нагружения). Если за один оборот каждый зуб зубчатого колеса входит в зацепление один раз, можно воспользоваться формулой:

$$N_{HE} = 60 \sum_{i=1}^k \left[t_i n_i \left(\frac{\sigma_{H \lim i}}{\sigma_{H \lim 1}} \right)^6 \right] = 60 \sum_{i=1}^k \left[t_i n_i \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^3 \right] =$$

$$= 60 \sum_{i=1}^k \left[t_i n_i \left(\frac{P_i}{P_1} \right)^3 \right]_{n=const} = 60 \sum_{i=1}^k \left[t_i n_i \left(\frac{n_1}{n_i} \right)^3 \right]_{p=const},$$

где $t_1, t_2, t_3 \dots$ – время работы передачи на каждой составляющей общего времени эксплуатации;

$n_1, n_2, n_3 \dots$ – частота вращения зубчатого колеса в это время;

$T_1, T_2, T_3 \dots (P_1, P_2, P_3 \dots)$ – нагрузка на зубчатое колесо в это время;

$T_1 (P_1)$ – максимальная нагрузка, учитываемая при расчетах на выносливость, она же номинальная в последующих расчетах.

Если за один оборот каждый зуб зубчатого колеса входит в зацепление два или несколько раз, следует в расчетные формулы подставлять в соответствующее число раз увеличенную частоту вращения.

Коэффициент долговечности имеет пределы возможных значений. Для материалов с однородной структурой (стали нормализованные, улучшенные, закаленные):

$$1 \leq K_{HL} \leq 2,6.$$

Для материалов, поверхностно упрочненных (поверхностная закалка, цементация, нитроцементация, азотирование):

$$1 \leq K_{HL} \leq 1,6.$$

Если расчетные значения K_{HL} выходят за пределы указанных предельных, их надо принимать предельными.

Коэффициент z_R принимают по тому из зубчатых колес пары, которое имеет более грубую поверхность:

- при $R_a = 1,25 \dots 0,63$ (7-й класс) – $z_R = 1$;
- при $R_a = 2,5 \dots 1,25$ (6-й класс) – $z_R = 0,95$;
- при $R_z = 40 \dots 10$ (5-й класс) – $z_R = 0,9$.

Коэффициент z_v приближенно может приниматься по следующим рекомендациям:

- при $V \leq 5 \frac{м}{с}$ во всех случаях – $z_v = 1$;
- при $V \cong 10 м/с$ и прирабатывающихся зубьях – $z_v \approx 1,04$;
- при $V \cong 10 м/с$ и неприрабатывающихся зубьях – $z_v \approx 1,02$;
- при $V \cong 15 м/с$ и прирабатывающихся зубьях – $z_v \approx 1,07$;
- при $V \cong 15 м/с$ и неприрабатывающихся зубьях – $z_v \approx 1,03$.

Коэффициент K_L для закрытых, обильно смазываемых передач следует принимать: $K_L = 1$.

Коэффициент K_{xH} при $d \leq 700 мм$ принимают: $K_{xH} = 1$, при больших диаметрах рассчитывают по формуле

$$K_{xH} = \sqrt{1,07 - \frac{d}{10000}}.$$

2 Назначить коэффициенты ψ_{ba}, K_H .

При расчетах косозубых и шевронных передач дополнительно назначается ориентировочный угол наклона зуба β .

Коэффициент ширины зубчатого колеса относительно межосевого расстояния $\psi_{ba} = b/a$ назначается из ряда по ГОСТ 2185-66 (табл. 28).

Таблица 28 – Коэффициенты ширины зубчатого венца

$\psi_{ba} = \frac{b}{a}$	0,100	0,125	0,160	0,200	0,250	0,315	0,400	0,500
	0,630	0,800	1,000	1,250				

При назначении коэффициента ψ_{ba} могут быть использованы следующие рекомендации:

- $\psi_{ba} = 0,10 \dots 0,16$ – прямозубые зубчатые колеса, перемежающиеся на валах в осевом направлении (блочные);
- $\psi_{ba} = 0,20 \dots 0,25$ – прямозубые зубчатые колеса на длинных нежестких валах (коробки скоростей);
- $\psi_{ba} = 0,20 \dots 0,40$ – прямозубые зубчатые колеса на не длинных жестких валах (многоступенчатые редукторы);
- $\psi_{ba} = 0,20 \dots 0,63$ – косозубые зубчатые колеса на не длинных жестких валах, причем тем больше, чем меньше угол наклона зуба, и наоборот (условие $b \geq \frac{4m_n}{\sin \beta}$ ориентировочно обеспечивается при $\beta \approx 15^\circ$ и $\psi_{ba} \approx 0,25$);
- $\psi_{ba} = 0,40 \dots 0,80$ – шевронные зубчатые колеса, прямозубые и косозубые зубчатые колеса на коротких жестких валах (одноступенчатые редукторы);
- ψ_{ba} до 1,25 – тяжелые одноступенчатые редукторы.

Если хотя бы одно из зубчатых колес пары укреплено на консоли вала, значения ψ_{ba} выбирают как можно меньшее. В многоступенчатых редукторах значения ψ_{ba} увеличиваются в направлении от быстроходной к тихоходной передаче. Повышение точности изготовления и монтажа передачи, повышение жесткости валов позволяет принимать более высокое значение ψ_{ba} .

Выбранный коэффициент ψ_{ba} , в конечном счете, определяет ширину зубчатых колес. Считается удачной конструкция, у которой:

- $\frac{b_w}{d_1} \leq 1$ – прямозубые колеса;
- $\frac{b_w}{d_1} \leq 1,2 \dots 1,5$ – косозубые колеса;
- $\frac{b_w}{d_1} \leq 2,0 \dots 2,5$ – шевронные колеса.

Коэффициент K_H в общем случае равен:

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu},$$

где $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями.

Для прямозубых передач принимается $K_{H\alpha} = 1$.

Для косозубых и шевронных передач назначение этого коэффициента связывают с окружной скоростью и степенью точности зубчатых колес. Имея в виду, что окружная скорость определенным образом связана со степенью точности, в конкретных расчетах можно пользоваться рекомендациями табл. 29.

Таблица 29 – Коэффициент $K_{H\alpha}$ для косозубых и шевронных передач

Окружная скорость $V, \text{ м/с}$	Значения коэффициента $K_{H\alpha}$ для степени точности по нормам плавности				
	5	6	7	8	9
2,5	1	1,01	1,03	1,05	1,13
5	1	1,02	1,05	1,09	1,16
10	1,01	1,03	1,07	1,13	–
15	1,01	1,04	1,09	–	–
20	1,02	1,05	1,12	–	–
25	1,02	1,06	–	–	–

В проектировочном расчете целесообразно принимать $K_{H\alpha} \approx 1,1$.

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца.

При расчетах на контактную прочность $K_{H\beta}$ в реальных передачах имеет значения в пределах:

- прирабатываемые зубчатые колеса (твердость хотя бы одного колеса $HB \leq 350$) – $K_{H\beta} = 1,0...1,2$;
- неприрабатываемые зубчатые колеса – $K_{H\beta} = 1,1...1,3$.

В проектировочном расчете им можно просто задаться. Относительно точные значения $K_{H\beta}$ дает табл. 35. При пользовании таблицей следует иметь в виду, что

$$\frac{b}{d_1} = \psi_{ba} \frac{u+1}{2}.$$

K_{HV} – коэффициент динамичности нагрузки, который может быть рассчитан только при известных размерах передачи. Поэтому в проектировочном расчете либо принимают $K_{HV} \cong 1,2$, либо ориентируются на следующие возможные значения:

- прирабатываемые зубчатые колеса – $K_{HV} \cong 1,1 \dots 1,4$;
- неприрабатываемые зубчатые колеса – $K_{HV} \cong 1,3 \dots 1,5$.

В передачах косозубыми и шевронными зубчатыми колесами коэффициент K_{HV} меньше, чем в передачах прямозубыми колесами.

Практически углы наклона зубьев назначаются в пределах:

- косозубые зубчатые колеса – $\beta = 8 \dots 20^\circ$;
- шевронные зубчатые колеса – $\beta = 20 \dots 40^\circ$.

3 Из условия контактной прочности рассчитать и назначить межосевое расстояние.

Независимо от того, ведется расчет по шестерне или колесу, в качестве $[\sigma]_H$ выбирается меньшее из двух $[\sigma]_{H_1}$, $[\sigma]_{H_2}$ (или $[\sigma]_{H_{расч}}$ при расчетах передач косозубыми зубчатыми колесами со значительной разницей твердости).

Рассчитанное значение межосевого расстояния округляется до стандартного (табл. 30).

4 Назначить модуль.

Назначенный модуль должен быть принят из ряда значений по ГОСТ 9563-60 (табл. 31).

Минимально возможный модуль можно рассчитать из условия обеспечения усталостной изгибной прочности по приведенным выше формулам. Однако, как отмечалось, практически его назначают большим, преследуя цель обеспечить выполнение некоторых

вспомогательных условий: целое число суммы зубьев при назначенном стандартном межосевом расстоянии, возможность контроля точности универсальным инструментом и т. п.

Таблица 30 – Межосевое расстояние a_w , мм, по ГОСТ 2185-66

1-й ряд	40	50	63	80	100	125	-	160	-	200
2-й ряд	-	-	71	90	112	-	140	-	180	-
1-й ряд	-	250	-	315	-	400	-	500	-	630
2-й ряд	225	-	280	-	355	-	450	-	560	-
1-й ряд	-	800	-	1000	-	1250	-	1600	-	2000
2-й ряд	710	-	900	-	1200	-	1400	-	1800	2500

Примечание. Первый ряд предпочитать второму.

Таблица 31 – Модули m , мм, в наиболее употребительном диапазоне

1-й ряд	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12
2-й ряд	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14

Примечание. Первый ряд предпочитать второму.

Вместе с тем, не следует чрезмерно завышать модуль, так как при меньшем модуле выше плавность хода передачи, меньше потери на трение, меньше наружный диаметр зубчатых колес и расход металла на их изготовление, уменьшается объем срезаемого материала при изготовлении зубчатого колеса, а следовательно, меньше стоимость зубонарезания. Для силовых передач рекомендуется $m \geq 1,5 \text{ мм}$.

5 Рассчитать числа зубьев колес передачи.

Практически поступают так. Сначала задаются желаемым ориентировочным углом наклона β , затем рассчитывают значение суммы зубьев и округляют ее до ближайшего целого числа, а потом при этом принятом целом числе уточняют действительный угол наклона по формуле:

$$\beta = \arccos \frac{m}{2a} (z_1 + z_2)$$

с точностью до четвертого знака после запятой.

6 Рассчитать геометрические размеры шестерни и колеса.

6.1 Ширина колеса:

$$b_2 = b_{\omega} \cong \psi_{ba} a.$$

Знак приближения в формуле указывает на необходимость рассчитанное значение округлить до ближайшего размера по ГОСТ 6636-69 не ниже ряда $R_a 20$ (табл. 32).

Таблица 32 – Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6639-69)

$R_a 5$	2,5				4,0				6,3				10,0			
$R_a 10$	2,5		3,2		4,0		5,0		6,3		8,0		10,0		12,0	
$R_a 20$	2,5	2,8	3,2	3,6	4,0	4,5	5,0	5,6	6,3	7,1	8	9	10	11	12	14

$R_a 5$	16							25							
$R_a 10$	16				20			25				32			
$R_a 20$	16	17	18	19	20	22	24	25	26	28	30	32	34	36	38

$R_a 5$	40								63				100			
$R_a 10$	40				50				63		80		100		125	
$R_a 20$	40	42	45	48	50	53	56	60	63	71	80	90	100	110	125	140

$R_a 5$	160				250				400				630			
$R_a 10$	160		200		250		320		400		500		630		800	
$R_a 20$	160	180	200	220	250	280	320	360	400	450	500	560	630	710	800	900

Ширина шестерни b_1 принимается несколько большей ширины колеса: $b_1 = b_2 + (2...5)\text{мм}$ для компенсации неточностей монтажа.

6.2 Диаметры зубчатых колес:

- прямозубых –

$$d_1 = m z_1;$$

$$d_{a_1} = d_1 + 2m = m(z_1 + 2);$$

$$d_{f_1} = d_1 - 2,5m = m(z_1 - 2,5);$$

$$d_2 = mz_2;$$

$$d_{a_2} = d_2 + 2m = m(z_2 + 2);$$

$$d_{f_2} = d_2 - 2,5m = m(z_2 - 2,5);$$

- косозубых –

$$d_1 = \frac{mz_1}{\cos \beta};$$

$$d_{a_1} = d_1 + 2m;$$

$$d_{f_1} = d_1 - 2,5m = m(z_1 - 2,5);$$

$$d_2 = \frac{mz_2}{\cos \beta};$$

$$d_{a_2} = d_2 + 2m;$$

$$d_{f_2} = d_2 - 2,5m = m(z_2 - 2,5)$$

с точностью до четвертого знака после запятой.

7 Точность зубчатых колес

Одним из основных показателей качества зубчатых колес является их точность. Точность изготовления зубчатых колес и передач определяет не только их кинематические и эксплуатационные показатели, а и такие характеристики, как интенсивность шума и вибрации, а также существенно влияет на показатели прочности передачи, долговечность ее работы, потерь на трение и т. д. Основными показателями точности функционирования эвольвентных зубчатых передач являются: кинематическая точность, плавность работы, контакт зубьев, боковой зазор.

По нормам кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев зубчатые передачи делят на 12 степеней точности. Основанием для назначения степени точности зубчатых колес рассчитываемой передачи является окружная скорость:

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{\pi d_2 n_2}{60000}.$$

Рекомендованные степени точности зубчатых передач в зависимости от окружной скорости для силовых передач приведены в табл. 33.

Таблица 33 – Рекомендации к выбору степени точности зубчатых передач в зависимости от окружной скорости, м/с

Степень кинематической точности (ГОСТ 1643-81)	Прямые зубья		Непрямые зубья	
	цилиндрической	конической	цилиндрической	конической
6	До 20	До 12	До 30	До 20
7	До 12	До 8	До 20	До 10
8	До 6	До 4	До 10	До 7
9	До 2	До 1,5	До 4	До 3

При одинаковой степени точности по всем нормам условное обозначение состоит из цифры и буквы, которые разделены тире. Цифра означает степень точности, а буква – вид сопряжения зубьев, например: **9 – В ГОСТ 1643- 81** – для цилиндрической эвольвентной передачи.

Видом сопряжения и видом допуска устанавливается боковой зазор в передаче. Для зубчатых передач с модулем $m \geq 1 \text{ мм}$ установлено шесть видов сопряжения: А, В, С, Д, Е, Н и восемь видов допуска на боковой зазор: х, у, z, а, b, с, d, h. В большинстве случаев для силовых передач рекомендуется использовать сопряжение вида **В**, а для реверсивных передач – сопряжения вида **С** и **Д**.

Практически редко встречаются передачи, в которых для обеспечения качества все три вида норм необходимо выдерживать с одинаковой степенью точности. В большинстве случаев один или два показателя точности являются определяющими, а другие – менее важные. В зависимости от конкретных эксплуатационных требований к зубчатой передаче (при $m \geq 1 \text{ мм}$) рекомендуются следующие комбинации степеней точности в зависимости от кинематической точности (номера степени точности) n_{cm} (табл. 34).

Таблица 34 – Рекомендуемые комбинации степеней точности зубчатых передач

Показатели точности	Условия эксплуатации			
	Для особенно точных делительных механизмов и механизмов отсчета	Для вы-сокоско-ростных передач	Для пе-редач общего назна-чения	Для силовых передач
Плавность работы	$n_{cm} - 2$	$n_{cm} - 1$	n_{cm}	$n_{cm} + 1$
Контакт зубьев	$\leq (n_{cm} - 2)$	$\leq (n_{cm} - 1)$	$\leq n_{cm}$	$\leq (n_{cm} + 1)$

При комбинировании норм с разной степенью точности в ус-ловном обозначении последовательно указывают через тире три цифры, которые соответственно означают степень точности по нормам кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев, а буква – вид сопряжения зубьев: **8-7-6-Д ГОСТ 1643- 81.**

2.2.1.3 Проверочный расчет

Преследует цель проверить работоспособность передачи по всем возможным критериям работоспособности. Неудовлетворительные результаты хотя бы одной проверки требуют изменения параметров передачи.

Применительно к цилиндрическим зубчатым передачам в за-крытом исполнении выполняют следующие проверочные расчеты.

1 Проверка контактной выносливости зубьев

Расчетное условие – $\sigma_H \leq [\sigma]_{H \text{ расч.}}$

Расчетное контактное напряжение в полюсе зацепления при номинальной нагрузке может быть определено по ранее приве-денным формулам (14), (17), (19).

Известные параметры передачи позволяют более точно вы-брать или рассчитать значения всех коэффициентов. При этом мо-гут быть использованы рекомендации, приведенные выше, а также следующие сведения для уточненного назначения коэффициентов $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$, K_{HV} , K_{FV} (табл. 35, 36).

Таблица 35 – Коэффициент распределения нагрузки по ширине колеса K_β (при расчетах на контактную прочность – $K_{H\beta}$, на изгибную прочность – $K_{F\beta}$)

$\frac{b}{d_1}$	Положение зубчатого колеса относительно опор											
	в середине между опорами				вблизи одной из опор				на консоли			
	прирабат.		неприраб.		прирабат.		неприраб.		прирабат.		неприраб.	
	$K_{H\beta}$	$K_{F\beta}$	$K_{H\beta}$	$K_{F\beta}$	$K_{H\beta}$	$K_{F\beta}$	$K_{H\beta}$	$K_{F\beta}$	$K_{H\beta}$	$K_{F\beta}$	$K_{H\beta}$	$K_{F\beta}$
0,2	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,05	1,05	1,10	1,05	1,15	1,15	1,25
0,4	1,00	1,00	1,00	1,05	1,05	1,10	1,10	1,20	1,15	1,30	1,35	1,60
0,6	1,00	1,05	1,05	1,07	1,07	1,15	1,20	1,30	1,25	1,50	1,50	1,80
0,8	1,00	1,07	1,07	1,10	1,10	1,25	1,25	1,45	1,35	1,70	т	т
1,0	1,05	1,10	1,10	1,15	1,15	1,30	1,35	1,55	т	т	т	т
1,2	1,05	1,15	1,15	1,25	1,20	1,40	1,45	1,70	т	т	т	т

Рекомендации по определению допускаемых контактных напряжений $[\sigma]_H$ приведены в проектировочном расчете.

В расчетах зубьев на контактную усталостную прочность допускается иметь расчетное контактное напряжение в пределах $1,05[\sigma]_H \geq \sigma_H \geq 0,9[\sigma]_H$.

Если условие не выполняется, рекомендуется:

- изменить ширину венца колеса b_2 в пределах рекомендуемых значений ψ_{ba} . Предельные значения ψ_{ba} выбирают в зависимости от величины коэффициента ширины зубчатого венца относительно делительного диаметра шестерни ψ_{bd} из условия:

➤ $\psi_{bd} = \frac{b_2}{d_1} = 0,5\psi_{ba}(U + 1) \leq 1$ – для прямозубых передач;

➤ $\psi_{bd} \leq 1,5$ – для косозубых передач;

➤ $\psi_{bd} \leq 2,5$ – для шевронных передач;

- изменить величину межосевого расстояния передачи a ;
- назначить другие материалы и термообработку зубчатых колес.

Таблица 36 – Коэффициенты динамического нагружения
зубьев K_{HV} , K_{FV}

Степень точности по нормам плавности	Твердость зубьев колеса	Коэффи- циент	Окружная скорость зубьев V , м/с					
			1	2	4	6	8	10
6	$H_2 \leq 350 HB$	K_{HV}	1,03/ 1,01	1,06/ 1,02	1,12/ 1,03	1,17/ 1,04	1,23/ 1,06	1,28/ 1,07
		K_{FV}	1,06/ 1,02	1,13/ 1,05	1,26/ 1,10	1,40/ 1,15	1,53/ 1,20	1,67/ 1,25
	$H_2 \geq 40 HRC$	K_{HV}	1,02/ 1,00	1,04/ 1,00	1,07/ 1,02	1,10/ 1,02	1,15/ 1,03	1,18/ 1,04
		K_{FV}	1,02/ 1,01	1,04/ 1,02	1,08/ 1,03	1,11/ 1,04	1,14/ 1,06	1,17/ 1,07
7	$H_2 \leq 350 HB$	K_{HV}	1,04/ 1,02	1,07/ 1,03	1,14/ 1,05	1,21/ 1,06	1,29/ 1,07	1,36/ 1,08
		K_{FV}	1,08/ 1,03	1,16/ 1,06	1,33/ 1,11	1,50/ 1,16	1,67/ 1,22	1,80/ 1,27
	$H_2 \geq 40 HRC$	K_{HV}	1,03/ 1,00	1,05/ 1,01	1,09/ 1,02	1,14/ 1,03	1,19/ 1,03	1,24/ 1,04
		K_{FV}	1,03/ 1,01	1,05/ 1,02	1,09/ 1,03	1,13/ 1,05	1,17/ 1,07	1,22/ 1,08
8	$H_2 \leq 350 HB$	K_{HV}	1,04/ 1,01	1,08/ 1,02	1,16/ 1,04	1,24/ 1,06	1,32/ 1,07	1,40/ 1,08
		K_{FV}	1,10/ 1,03	1,20/ 1,06	1,38/ 1,11	1,58/ 1,17	1,78/ 1,23	1,96/ 1,29
	$H_2 \geq 40 HRC$	K_{HV}	1,03/ 1,01	1,06/ 1,01	1,10/ 1,02	1,16/ 1,03	1,22/ 1,04	1,26/ 1,05
		K_{FV}	1,04/ 1,01	1,06/ 1,02	1,12/ 1,03	1,16/ 1,05	1,21/ 1,07	1,26/ 1,08
9	$H_2 \leq 350 HB$	K_{HV}	1,05/ 1,01	1,10/ 1,03	1,20/ 1,05	1,30/ 1,07	1,40/ 1,09	1,50/ 1,12
		K_{FV}	1,13/ 1,04	1,28/ 1,07	1,50/ 1,14	1,77/ 1,21	1,98/ 1,28	2,25/ 1,35
	$H_2 \geq 40 HRC$	K_{HV}	1,04/ 1,01	1,07/ 1,01	1,13/ 1,02	1,20/ 1,03	1,26/ 1,04	1,32/ 1,05
		K_{FV}	1,04/ 1,01	1,07/ 1,02	1,14/ 1,04	1,21/ 1,06	1,27/ 1,08	1,34/ 1,09

Примечание. В числителе – значения для прямозубых передач, в знаменателе – для косозубых.

2 Проверка изгибной выносливости зубьев

Расчетное условие – $\sigma_F \leq [\sigma]_F$.

Изгибная прочность зубьев шестерни и колеса в общем случае разная, поэтому для дальнейшего расчета необходимо установить “слабый” элемент.

“Слабым”, подлежащим дальнейшему проверочному расчету, зубчатым колесом пары будет то, у которого меньше отношение

$$\frac{\sigma_F}{Y}.$$

Расчетное изгибное напряжение при номинальной нагрузке может быть определено по ранее приведенным формулам:

- прямозубые зубчатые колеса – (21);
- косозубые зубчатые колеса – (22), (23).

Коэффициент K_F в общем случае равен:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV},$$

где $K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями.

Для прямозубых цилиндрических передач первоначально принимают $K_{F\alpha} = 1$. Если при этом окажется, что $\sigma_F > [\sigma]_F$, ГОСТ 21354-87 рекомендует выполнить специальную проверку возможности распределения нагрузки между двумя зубьями и для этого случая дает методику уточненного определения коэффициента $K_{F\alpha}$.

Для косозубых и шевронных передач:

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4\varepsilon_\alpha},$$

где n – степень точности по нормам контакта по ГОСТ1643-81: при степени точности ниже 9-й принимается $n = 9$, при степени точности выше 5-й – $n = 5$;

ε_α – торцевой коэффициент перекрытия (16).

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, может назначаться по рекомендациям табл. 35.

K_{FV} – коэффициент динамичности нагрузки, может назначаться по рекомендациям табл. 36.

Допустимые напряжения при расчетах на выносливость по изгибным напряжениям определяют отдельно для шестерни и колеса по формуле:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} K_{F_C} K_{F_L},$$

где $\sigma_{F \lim b}$ – предел выносливости зубьев при изгибе, который соответствует базе испытаний $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ при коэффициенте асимметрии $r = 0$. Некоторые значения $\sigma_{F \lim b}$ приведены в табл. 37;

Таблица 37 – Пределы выносливости зубьев при изгибе

Стали	Термообработка или химико-термическая обработка зубьев	Твердость зубьев		$\sigma_{F \lim b}$, МПа
		поверхности	сердцевины	
Углеродистые и легированные: 40, 45, 40X, 40XH	Нормализация, улучшение	180...300 HB	180...300 HB	1,8 H _{HB}
Легированные: 40X, 40XH, 40XФА	Объемная закалка	45...55 HRC ₃	45...55 HRC ₃	600
Углеродистые и легированные: 45, 40X, 35XHM	Поверхностная закалка ТВЧ	50...55 HRC ₃	24...40 HRC ₃	600
Легированные: 20X, 12XНЗА, 20ХГТ	Цементация	56...62 HRC ₃	24...40 HRC ₃	800
Легированные: 40X, 40XФА, 38ХМЮА	Азотирование	550...700 HV	24...40 HRC ₃	300+12H _{HRC}

K_{Fc} – коэффициент, который учитывает направление приложения нагрузки к зубьям:

- для нереверсивных передач – $K_{Fc} = 1$;
- для реверсивных передач – $K_{Fc} = 1 - \nu_{Fc} \frac{T_1^{//}}{T_1^{/}}$,

где ν_{Fc} – коэффициент, учитывающий способность материала сопротивляться разрушению при изменении направления нагружения (при реверсе) (табл. 38);

$T_1^{/} > T_1^{//}$ – вращающие моменты, которые нагружают передачу в противоположных направлениях;

S_F – коэффициент запаса, который выбирают из табл. 39;

Таблица 38 – Значения ν_{Fc}

Вид термической или химико-термической обработки	Значение
Нормализация, улучшение	0,35
Поверхностная закалка ТВЧ	0,25
Азотирование, цементация	0,10

Таблица 39 – Значения S_F

Вероятность неразрушения зубьев	Значение
0,99	2,20
0,90	1,75

K_{FL} – коэффициент долговечности. Рассчитывается по формуле:

$$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}},$$

где m – показатель степени:

- для зубчатых колес с твердостью поверхности зубьев $HV \leq 350$, зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью независимо от твердости и термообработки – $m = 6$;

- для зубчатых колес с твердостью поверхности зубьев $HV > 350$ и нешлифованной переходной поверхностью – $m = 9$;

N_{FO} – базовое число циклов перемен напряжений, соответствующее длительному пределу выносливости, для всех сталей:

$$N_{FO} = 4 \cdot 10^6;$$

N_{FE} – эквивалентное число циклов перемен напряжений. Рассчитывается с учетом данных циклограммы нагружения (режима нагружения). Если за один оборот каждый зуб зубчатого колеса входит в зацепление один раз, можно воспользоваться формулой:

$$\begin{aligned} N_{FE} &= 60 \sum t_i n_i \left(\frac{\sigma_{F \lim i}}{\sigma_{F \lim 1}} \right)^m = 60 \sum t_i n_i \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^m = \\ &= 60 \sum t_i n_i \left(\frac{P_i}{P_1} \right)^m_{n=const} = 60 \sum t_i n_i \left(\frac{n_1}{n_i} \right)^m_{p=const}, \end{aligned}$$

где $T_1, T_2, T_3 \dots$ – время работы передачи на каждой составляющей общего времени эксплуатации;

$n_1, n_2, n_3 \dots$ – частота вращения зубчатого колеса в течении этого времени;

$T_1, T_2, T_3 \dots (P_1, P_2, P_3 \dots)$ – нагрузка на зубчатое колесо в это время;

$T_1(P_1)$ – максимальная нагрузка, учитываемая при расчетах на выносливость, она же номинальная в последующих расчетах.

Если за один оборот каждый зуб зубчатого колеса входит в зацепление несколько раз, следует в расчетные формулы подставлять в соответствующее число раз увеличенную частоту вращения.

Коэффициент долговечности имеет пределы возможных значений:

- при $m = 6$ - $1 \leq K_{FL} \leq 2,08$;
- при $m = 9$ - $1 \leq K_{FL} \leq 1,63$.

Если расчетные значения K_{FL} выходят за пределы указанных предельных, их надо принимать предельными.

3 Проверка на контактную прочность при действии максимальной нагрузки

Расчетное условие – $\sigma_{H \max} \leq [\sigma]_{H \max}$.

Максимальное контактное напряжение $\sigma_{H \max}$ можно рассчитывать по ранее приведенным формулам для определения σ_H , принимая в качестве расчетной максимально возможную нагрузку. Если известна кратность максимальной нагрузки относительно номинальной,

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{nep}},$$

где K_{nep} назначается по формуле (32) и рекомендациям, изложенным выше.

Допускаемое предельное напряжение $\sigma_{H \max}$ зависит от способа термической или термохимической обработки зубчатого колеса. При нормализации, улучшении, объемной закалке с низким отпуском:

$$[\sigma]_{H \max} = 2,8\sigma_T,$$

где σ_T – предел текучести материала при растяжении.

Для зубьев цементированных, а также подвергнутых контурной закалке после нагрева ТВЧ:

$$[\sigma]_{H \max} = 40H_{HRC};$$

для азотированных:

$$[\sigma]_{H \max} = 3H_{HV}.$$

4 Проверка на изгибную прочность при действии максимальной нагрузки

Расчетное условие – $\sigma_{F \max} \leq [\sigma]_{F \max}$.

Максимальное изгибное напряжение $\sigma_{F \max}$ можно рассчитать по ранее приведенным формулам для определения σ_F , принимая в качестве расчетной максимально возможную нагрузку:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F K_{nep}.$$

Допускаемое напряжение $[\sigma]_{F \max}$ приближенно можно принимать по следующим рекомендациям:

- стали нормализованные, улучшенные – $[\sigma]_{F \max} \cong 2,75 H_{HB}$;
- стали закаленные – $[\sigma]_{F \max} \cong 29,5 H_{HRC}$;
- стали закаленные после нагрева ТВЧ – $[\sigma]_{F \max} \cong (25 \dots 30) H_{HRC}$;
- стали цементируемые, закаленные – $[\sigma]_{F \max} \cong 20 H_{HRC}$;
- стали азотируемые – $[\sigma]_{F \max} \cong 20 H_{HRC}$.

Подробные данные для расчетов максимальных изгибных допускаемых напряжений дает ГОСТ 21354-87.

2.2.2 Конические зубчатые передачи

2.2.2.1 Исходные данные

Для выполнения расчета передачи необходимы следующие данные: $P_2, кВт$; $n_2, мин^{-1}$ (или $P_1, кВт, n_1, мин^{-1}$), $T_2, Н \cdot м$ (или $T_1, Н \cdot м$), U , режим нагружения.

В передачах коническими зубчатыми колесами стандартизованы параметры ведомого зубчатого колеса, поэтому расчет удобно вести по колесу.

Режим нагружения задается в таком же виде, как для расчета передач цилиндрическими зубчатыми колесами. При отсутствии сведений о режиме нагружения передача рассчитывается по максимальной длительно действующей нагрузке на неограниченный срок службы.

2.2.2.2 Проектировочный расчет

1 Назначить материалы зубчатых колес пары, рассчитать контактные допускаемые напряжения.

Конические зубчатые колеса изготавливаются из тех же материалов, что и цилиндрические (см. табл. 24). При назначении термической обработки следует иметь в виду, что шлифование зубьев конических зубчатых колес затруднено, поэтому термическую обработку после нарезания зубьев, приводящую к термическому короблению, для зубчатых колес повышенной точности (степень 7 или 6) лучше избегать. Поверхностное упрочнение предпочтительнее объемной закалки. Для получения очень высокой твердости на поверхности зубьев колес повышенной точности применяют, в основном, азотирование как операцию, не связанную со значительным нагревом.

2 Допускаемые контактные напряжения рассчитываются так же, как для зубчатых колес цилиндрических передач.

2.1 Назначить коэффициент K_H . При расчетах косозубых передач дополнительно назначается угол наклона зуба β , обычно в пределах $\beta = 15 \dots 30^\circ$.

Учитывая пониженную точность зацепления конических зубчатых колес,

$$K_H = K_{H\beta} K_{HV}.$$

Коэффициент распределения нагрузки по ширине венца $K_{H\beta}$, коэффициент динамичности нагрузки K_{HV} в проектировочном расчете назначаются так же, как для цилиндрических передач.

Не следует забывать, что в паре конических зубчатых колес хотя бы одно, как правило, закреплено на консоли вала. Нужно

для выбора коэффициента $K_{H\beta}$ отношение $\frac{b}{d_{e1}}$ можно приближенно найти по формуле:

$$\frac{b}{d_{e1}} \cong 0,15\sqrt{1+U^2}.$$

3 Из условия контактной прочности рассчитать и назначить диаметр колеса.

Для этого можно воспользоваться одной из приведенных выше формул (20).

В качестве допускаемых напряжений $[\sigma]_H$ выбирают меньшее из двух: $[\sigma]_{H_1}$, $[\sigma]_{H_2}$. Рассчитанное значение d_{e2} округляют до стандартного – d_2 (табл. 40).

Таблица 40 – Номинальные диаметры основания делительного конуса большего колеса d_2 , мм (ГОСТ 12289-76)

50	(56)	63	(71)	80	(90)	100	(112)	125	(140)
160	(180)	200	(225)	250	280	315	355	400	450
500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400

Примечание. Фактические диаметры делительного конуса большего колеса не должны отличаться от номинальных более чем на 3%. Значений, взятых в скобки, избегать.

4 Назначить модуль.

Внешний окружной модуль для прямозубых и косозубых конических зубчатых колес назначается из ряда значений по ГОСТ9563-60 (см. табл. 31).

Минимально возможный модуль можно рассчитать из условия усталостной изгибной прочности по приведенной выше формуле (29). Чаще модуль назначают так, чтобы иметь на шестерне желательное число зубьев.

$$\text{Если принять } 20(25) \leq z_{1, \text{желат}} \leq 30(35), \text{ то } m \cong \frac{d_{e2}}{Uz_{\text{желат}}}$$

(с округлением до ближайшего стандартного значения).

Желательно иметь модуль, обеспечивающий при принятом стандартном диаметре колеса целое число зубьев z_2 .

5 Рассчитать числа зубьев зубчатых колес пары:

$$z_2 = \frac{d_2}{m}; \quad z_1 = \frac{z_2}{U},$$

округлить до целого числа.

После округления рассчитанных чисел зубьев может измениться фактическое передаточное число:

$$U_{\phi} = z_2 / z_1 .$$

Отклонение фактического передаточного числа от номинального не должно выходить за пределы, допускаемые стандартом.

6 Рассчитать геометрические параметры зубчатых колес. Ниже приведены соответствующие формулы:

$$d_{e1} = m z_1 ; d_{a1} = d_{e1} + 2m \cos \delta_1 ; d_{f1} = d_{e1} - 2,4m \cos \delta_1 ;$$

$$d_{e2} = m z_2 ; d_{a2} = d_{e2} + 2m \cos \delta_2 ; d_{f2} = d_{e2} - 2,4m \cos \delta_2 .$$

$$\text{При } \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ \quad \delta_2 = \arctg U ; \delta_1 = 90^\circ - \delta_2 .$$

Ширина конических зубчатых колес назначается в соответствии с ГОСТ 12289-76 (табл. 41).

Таблица 41 – Рекомендации для назначения ширины конических зубчатых колес

d_2 , мм	Номинальные передаточные числа														
	1,00	1,12	1,25	1,40	1,60	1,80	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55	4,00	4,50	5,00
50	10	9,5	9	9	8,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
56	11	10,5	10	10	9,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
63	13	12	11,5	11	10,5	10	10	-	-	-	-	-	-	-	-
71	14	14	13	12	12	11,5	11,5	-	-	-	-	-	-	-	-
80	16	15	15	14	13	13	13	12	12	-	-	-	-	-	-
90	18	17	16	16	15	15	14	14	14	-	-	-	-	-	-
100	20	19	18	18	17	16	16	16	15	15	15	-	-	-	-
112	22	21	20	20	19	18	18	17	17	17	17	-	-	-	-
125	25	24	22	22	21	20	20	19	19	19	19	19	18	-	-
140	28	26	26	24	24	22	22	22	21	21	21	21	21	22	20
160	32	30	30	28	28	25	25	25	25	24	24	24	24	24	24
180	36	34	32	32	30	30	28	28	28	28	26	26	26	26	26
200	40	38	36	34	34	32	32	32	30	30	30	30	30	30	30
225	45	42	42	40	38	36	36	36	34	34	34	34	32	32	32
250	50	48	45	45	42	40	40	40	38	38	38	38	36	36	36
280	56	54	52	50	48	45	45	45	42	42	42	42	42	40	40
315	64	62	58	52	52	52	50	50	48	48	48	48	45	45	45
355	72	68	65	63	60	60	55	55	55	55	52	52	52	52	52
400	80	78	73	70	70	65	63	60	60	60	60	60	60	60	60

Примечания:

1 ГОСТ 12289-76 дает значения ширины конического зубчатого колеса в диапазоне диаметров колеса 50...1440 мм и передаточных чисел в диапазоне 1,00...6,30.

2 Приблизленно табличные данные соответствуют условию $b = 0,285 R_e$ с округлением до ближайшего числа по ГОСТ 6636-69 (см. табл. 32).

7 Назначить степень точности.

При назначении степени точности конических зубчатых колес можно использовать рекомендации табл. 33, 34. Окружную скорость следует рассчитывать на среднем диаметре:

$$d_m = d_e \left(1 - \frac{b}{2R_e} \right) = d_e - b \sin \delta .$$

2.2.2.3 Проверочный расчет

Проверочный расчет передач коническими зубчатыми колесами включает следующие проверки.

1 Проверка контактной выносливости зубьев

Расчетное условие – $\sigma_H \leq [\sigma]_H$.

Расчетное контактное напряжение при нормальной нагрузке может быть определено по ранее приведенным формулам (19).

Коэффициент $K_{H\beta}$ выбирается как для цилиндрических передач (см. табл. 35).

Коэффициент динамичности нагрузки K_{HV} выбирается так же, как передач цилиндрическими зубчатыми колесами (см. табл. 36), если под окружной силой понимать окружную силу на среднем диаметре F_{tm} , под окружной скоростью V_m понимать окружную скорость на среднем диаметре и вместо межосевого расстояния подставлять сумму средних радиусов:

$$\frac{d_{1m}}{2} + \frac{d_{2m}}{2}; \quad d_m = d - b \sin \delta .$$

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_H$ рассчитываются так же, как для зубчатых колес цилиндрических передач. Из двух $[\sigma]_{H_1}$ и $[\sigma]_{H_2}$ выбирают меньшее.

2 Проверка изгибной выносливости зубьев

Расчетное условие – $\sigma_F \leq [\sigma]_F$.

Расчет ведется по “слабому” элементу пары, т. е. по тому из зацепляющихся зубчатых колес, у которого меньше отношение $\frac{[\sigma]_F}{Y}$.

Расчетное изгибное напряжение при номинальной нагрузке σ_F может быть определено по ранее приведенным формулам (24).

Рекомендуется коэффициент K_F принимать:

$$K_F = K_{F\beta} K_{FV}.$$

Коэффициент распределения нагрузки по ширине венца $K_{F\beta}$ выбирается по табл. 35.

Коэффициент динамичности K_{FV} выбирается по табл. 36.

Допускаемые напряжения при расчетах на выносливость по изгибным напряжениям σ_F могут быть определены так же, как для цилиндрических зубчатых колес.

3 Проверка на контактную прочность при действии максимальной нагрузки

Расчетное условие – $\sigma_{H \max} \leq [\sigma]_{H \max}$,

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{nep}},$$

где K_{nep} – коэффициент перегрузки, выбирается аналогично расчетам цилиндрической зубчатой передачи.

Как и для цилиндрических зубчатых колес, допускаемые предельные напряжения $[\sigma]_{H \max}$ выбираются с учетом термической или термохимической обработки зубчатых колес:

- при нормализации, улучшении, объемной закалке с низким отпускком – $[\sigma]_{H \max} = 2,8\sigma_T$, где σ_T – предел текучести материала при растяжении;

- для зубьев цементированных, закаленных после нагрева ТВЧ – $[\sigma]_{H \max} = 40 H_{HRC}$;

- для азотированных – $[\sigma]_{H \max} = 3 H_{HV}$.

4 Проверка на изгибную прочность при действии максимальной нагрузки

Расчетное условие – $\sigma_{F \max} \leq [\sigma]_{F \max}$, $\sigma_{F \max} = \sigma_F K_{пер}$.

Допускаемое напряжение $[\sigma]_{F \max}$ можно приближенно определить по тем же формулам, что и для цилиндрических зубчатых колес:

- стали нормализованные, термически улучшенные – $[\sigma]_{F \max} \cong 2,75 H_{HB}$;
- стали закаленные – $[\sigma]_{F \max} \cong 29,5 H_{HRC}$;
- стали закаленные после нагрева ТВЧ – $[\sigma]_{F \max} \cong (25...30) H_{HRC}$;
- стали цементированные, закаленные – $[\sigma]_{F \max} \cong 20 H_{HRC}$;
- стали азотированные – $[\sigma]_{F \max} \cong 20 H_{HRC}$.

2.3 Примеры расчетов

Пример 1. Выполнить расчеты зубчатых передач по приведенной схеме и исходным данным (см. рис. 2).

2.3.1 Расчет шевронной передачи 1-2

Исходные данные выбираем из результатов кинематического расчета (табл. 13):

$$P_1 = 3,17 \text{ кВт};$$

$$P_2 = 3,07 \text{ кВт};$$

$$n_1 = 894 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_2 = 198,7 \text{ мин}^{-1};$$

$$U_{1-2} = 4,5.$$

Режим нагружения – табл. 42.

Таблица 42

Частота вращения	Время работы в часах с использованием мощности					
	t_1	P_1	t_2	P_2	t_3	P_3
n_1	4000	P	2000	$0,8P$	3000	$0,3P$

2.3.1.1 Проектровочный расчет

1 Назначение материалов и расчет допускаемых напряжений

Для повышения несущей способности шевронной передачи назначаем твердость зубьев шестерни не менее чем на 75 HB больше твердости зубьев колеса (см. выше).

По табл. 24, 25 выбираем:

- для шестерни принимается Сталь 40X с термообработкой – улучшение, поверхностная закалка ТВЧ с твердостью 40...53 HRC₃ (наиболее вероятная твердость $H_1 = 47 \text{ HRC}_3$),

$$\sigma_{B1} = 900 \text{ МПа}, \sigma_{T1} = 750 \text{ МПа};$$

- для колеса принимается Сталь 40X с термообработкой – улучшение с твердостью 269...302 HB (наиболее вероятная твердость $H_2 = 286 \text{ HB}$), $\sigma_{B2} = 900 \text{ МПа}$, $\sigma_{T2} = 750 \text{ МПа}$.

Допускаемые контактные напряжения:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} K_{H_L} Z_R Z_V K_L K_{XH}.$$

Для шестерни:

$$\sigma_{H \lim b} = 17 H_{HRC} + 200 = 17 \cdot 47 + 200 = 999 \text{ МПа} \quad (\text{см. табл. 26});$$

$$S_H = 1,2;$$

$$K_{H_L} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO_1}}{N_{HE_1}}} = \sqrt[6]{\frac{77652620}{273832200}} \cong 0,81 < 1, \text{ принимается } K_{H_L} = 1;$$

$$N_{HO_1} = 30 H_{HB}^{2,4} = 30 \cdot 470^{2,4} \cong 77652620,$$

$$1 \text{ HRC} \cong 10 \text{ HB};$$

$$N_{HE_1} = 60n_1 \sum_{i=1}^K \left(\frac{P_i}{P_1} \right)^3 t_i =$$

$$= 60 \cdot 894 (1^3 \cdot 4000 + 0,8^3 \cdot 2000 + 0,3^3 \cdot 3000) = 273832200;$$

$$Z_R = 1 \text{ (принято } R_a = 1,25 \dots 0,63);$$

$$Z_V = 1 \text{ (ожидается } V < 5 \text{ м/с);}$$

$$K_L = 1 \text{ (обильно смазываемая передача);}$$

$$K_{XH} = 1 \text{ (ожидается диаметр колес меньше 700 мм).}$$

$$[\sigma]_{H_1} = \frac{999}{1,2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cong 833 \text{ МПа.}$$

Для колеса:

$$\sigma_{H \text{ lim } b} = 2H_{HB} + 70 = 2 \cdot 286 + 70 = 642 \text{ МПа (см. табл. 26);}$$

$$S_H = 1,1;$$

$$K_{H_L} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO_2}}{N_{HE_2}}} = \sqrt[6]{\frac{23572179}{60851600}} \cong 0,85 < 1, \text{ принимается } K_{H_L} = 1;$$

$$N_{HO_2} = 30H_{HB}^{2,4} = 30 \cdot 286^{2,4} \cong 23572179,$$

$$N_{HE_2} = \frac{N_{HE_1}}{U_{1-2}} = \frac{273832200}{4,5} = 60851600;$$

$$[\sigma]_{H_2} = \frac{642}{1,1} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cong 584 \text{ МПа.}$$

Для косозубых (шевронных) передач, если твердость зубьев хотя бы одного колеса $H < 350HB$, за расчетное допускаемое контактное напряжение берут:

$$[\sigma]_{H \text{ расч}} = 0,45([\sigma]_{H_1} + [\sigma]_{H_2}) = 0,45(833 + 584) \cong 638 \text{ МПа} <$$

$$< 1,25[\sigma]_{H_{min}} = 1,25 \cdot 584 \cong 730 \text{ МПа.}$$

Принимается $[\sigma]_{H \text{ расч}} = 638 \text{ МПа} > 584 \text{ МПа}..$

2 Назначение ориентировочного угла наклона зуба и коэффициентов

Назначаем угол наклона зуба $\beta = 25^\circ$.

Для полушеврона из рекомендаций назначаем: коэффициент ширины зубчатого венца колеса относительно межосевого расстояния $\psi_{ba} = 0,25$ (см. табл. 28); $K_{H\beta} = 1,08$ (см. табл. 35

при $\frac{b}{d_1} = \psi_{ba} \frac{U_{1-2} + 1}{2} = 0,25 \frac{4,5 + 1}{2} \cong 0,69$; колеса прирабатываются,

положение колеса – вблизи одной из опор);

$K_{HV} = 1,2$ (колеса прирабатываются);

$K_{H\alpha} = 1,13$ (см. табл. 29, ожидается 8-я степень точности и окружная скорость до 10 м/с).

3 Расчет межосевого расстояния:

$$a \geq K_{ap}(U_{1-2} + 1) \sqrt[3]{\frac{P_1 K_{H\beta} K_{HV} K_{H\alpha}}{2 n_1 \psi_{ba} U_{1-2} [\sigma]_{Hрасч}^2}} =$$

$$= 8,7 \cdot 10^3 (4,5 + 1) \sqrt[3]{\frac{3,17 \cdot 1,08 \cdot 1,2 \cdot 1,13}{2 \cdot 894 \cdot 0,25 \cdot 4,5 \cdot 638^2}} \cong 85,3 \text{ мм.}$$

Принимается из табл. 30, $a = 90 \text{ мм}$.

4 Назначение модуля:

$$m_n = (0,01 \dots 0,025) a = (0,01 \dots 0,025) 90 = 0,9 \dots 2,25 \text{ мм}.$$

Принимается из табл. 31, $m_n = 2 \text{ мм}$.

5 Назначение числа зубьев и уточнение угла наклона зуба

$$(Z_1 + Z_2) = \frac{2 \cdot a \cdot \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 90 \cdot \cos 25^\circ}{2} \cong 81,6.$$

Принимается: $Z_1 + Z_2 = 82$.

$$\beta = \arccos\left(\frac{m_n}{2a}(Z_1 + Z_2)\right) = \arccos\left(\frac{2}{2 \cdot 90} \cdot 82\right) = 24,3406^\circ;$$

$$Z_1 = \frac{Z_1 + Z_2}{U_{1-2} + 1} = \frac{82}{4,5 + 1} \cong 15.$$

Принимается:

$$Z_1 = 15 > Z_{\min} = 17 \cos^3 \beta = 17 \cos^3 24,3406^\circ \cong 13;$$

$$Z_2 = (Z_1 + Z_2) - Z_1 = 82 - 15 = 67;$$

$$U_{1-2\phi} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{67}{15} \cong 4,47;$$

$$\Delta U = \left| \frac{U_{1-2} - U_{1-2\phi}}{U_{1-2}} \right| 100 = \left| \frac{4,50 - 4,47}{4,50} \right| 100 \cong 0,7\% < [\Delta U] = 2,5\%.$$

6 Расчет геометрических размеров зубчатых колес
Ширина полусеверона:

$$b_2 = b_{w2} = \psi_{ba} a = 0,25 \cdot 90 = 22,5 \text{ мм}.$$

Принимается из табл. 32, $b = 24 \text{ мм}$.

Проверка принятой ширины на торцевое перекрытие:

$$b_2 \geq \frac{4m_n}{\sin \beta} = \frac{4 \cdot 2}{\sin 24,3406^\circ} \cong 19,4 \text{ мм}$$

– торцевое перекрытие обеспечено.

$$d_1 = \frac{m_n Z_1}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 15}{\cos 24,3406^\circ} \cong 32,9268 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n = 32,9268 - 2,5 \cdot 2 = 27,9268 \text{ мм};$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 32,9268 + 2 \cdot 2 = 36,9268 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{m_n Z_2}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 67}{\cos 24,3406^\circ} \cong 147,0732 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 147,0732 - 2,5 \cdot 2 = 142,0732 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 147,0732 + 2 \cdot 2 = 151,0732 \text{ мм}.$$

Проверка:

$$\frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = a.$$

$$\frac{32,9268}{2} + \frac{147,0732}{2} = 90 \text{ мм}.$$

7 Назначение степени точности:

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 32,9268 \cdot 894}{60000} \cong 1,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Назначается степень точности **9-B** (см. табл. 33).

2.3.1.2 Проверочный расчет

1 Проверка на контактную усталостную прочность:

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H,$$

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H \text{ расч}} = 638 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \frac{1}{d_1} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 P_1 K_H (U_{1-2} + 1)}{2 \cdot n_1 \cdot b_2 \cdot U_{1-2}}}.$$

Принимается:

$$Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2};$$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha}} = \sqrt{\frac{2 \cos(24,3406^\circ)}{\sin(2 \cdot 20^\circ)}} \cong 1,68;$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{K_\varepsilon}} = \sqrt{\frac{1}{1,48}} \cong 0,82;$$

$$K_{\varepsilon} = \varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos \beta =$$

$$= \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{15} + \frac{1}{67} \right) \right] \cos(24,3406^{\circ}) \cong 1,48.$$

$$K_{H\beta} = 1,09 \left(\frac{b_2}{d_1} = \frac{24}{32,9268} \cong 0,73 \right);$$

$$K_{H\alpha} = 1,13 \text{ (табл. 29);}$$

$$K_{HV} = 1,02 \text{ (табл. 36);}$$

$$\sigma_H = 275 \cdot 1,68 \cdot 0,82 \frac{1}{32,9268} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot 3,17 \cdot 1,09 \cdot 1,13 \cdot 1,02 (4,47 + 1)}{2 \cdot 894 \cdot 24 \cdot 4,47}} \cong 536 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_H < [\sigma]_H.$$

536 МПа < 638 МПа – контактная усталостная прочность обеспечена.

2 Проверка на усталостную изгибную прочность:

$$\sigma_F \leq [\sigma]_F.$$

Выясняется, по какому из зубчатых колес пары вести расчет, для чего для шестерни и колеса рассчитывается $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$.

Допускаемое изгибное напряжение:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} K_{F_C} K_{F_L}.$$

где $K_{F_C} = 1$ (для нереверсивных передач).

Для шестерни:

$$\sigma_{F \lim b} = 600 \text{ МПа (см. табл. 37);}$$

$$K_{F_L} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE_1}}} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{228962045}} \cong 0,64 < 1, \text{ принимается } K_{F_L} = 1;$$

$$N_{FO} = 4 \cdot 10^6 - \text{для всех сталей;}$$

$$N_{FE_1} = 60n_1 \sum_{i=1}^k \left[\left(\frac{P_i}{P_1} \right)^9 t_i \right] =$$

$$= 60 \cdot 894 \cdot (1^9 \cdot 4000 + 0,8^9 \cdot 2000 + 0,3^9 \cdot 3000) \cong 228962045$$

$$S_F = 2,2 \text{ (см. табл. 39 при вероятности неразрушения зубьев более 0,99);}$$

$$[\sigma]_{F_1} = \frac{600}{2,2} \cdot 1 \cdot 1 \cong 273 \text{ МПа}.$$

Для колеса:

$$\sigma_{F \lim b} = 1,8H_{HB} = 1,8 \cdot 286 \cong 515 \text{ МПа}.$$

$$K_{F_L} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE_2}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{53964635}} \cong 0,65 < 1, \text{ принимается } K_{F_L} = 1;$$

$$N_{FE_2} = 60n_2 \sum_{i=1}^k \left[\left(\frac{P_i}{P_1} \right)^6 t_i \right] =$$

$$= 60 \cdot 198,7 \cdot (1^6 \cdot 4000 + 0,8^6 \cdot 2000 + 0,3^6 \cdot 3000) \cong 53964635$$

$$[\sigma]_{F_2} = \frac{515}{2,2} \cdot 1 \cdot 1 \cong 234 \text{ МПа}.$$

$$Y_{F_1} = 4,09 \text{ (см. табл. 22 при } Z_{1E} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{15}{\cos^3 24,3406^\circ} \cong 20);$$

$$Y_{F_2} = 3,605 \text{ (} Z_{2E} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{67}{\cos^3 24,3406^\circ} \cong 89);$$

$$\frac{[\sigma]_{F_1}}{Y_{F_1}} = \frac{273}{4,09} \cong 67; \quad \frac{[\sigma]_{F_2}}{Y_{F_2}} = \frac{234}{3,605} \cong 65.$$

Более «слабым» элементом является колесо, по которому и ведется дальнейший расчет:

$$\sigma_F = Y_{F_2} Y_\beta \frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot P_2 K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV}}{2 \cdot n_2 d_2 b_2 m_n}.$$

Принимается:

$$Y_{F_2} = 3,605;$$

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140^\circ} = 1 - \frac{24,3406^\circ}{140^\circ} = 0,83;$$

$K_{F\beta} = 1,22$ (см. табл. 35 при $\frac{b_2}{d_1} \cong 0,73$; положение колеса – вблизи одной из опор, колеса прирабатывающиеся);

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4 \varepsilon_\alpha} = \frac{4 + (1,48 - 1)(9 - 5)}{4 \cdot 1,48} = 1;$$

$$K_{FV} = 1,055 \text{ (см. табл. 36).}$$

$$\sigma_F = 3,605 \cdot 0,83 \frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot 3,07 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1,055}{2 \cdot 198,7 \cdot 147,0732 \cdot 24 \cdot 2} \cong 80,5 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_F < [\sigma]_F.$$

80,5 МПа < 234,0 МПа – изгибная усталостная прочность обеспечена.

3 Проверка на контактную прочность при действии максимальных перегрузок:

$$\sigma_{H \max} \leq [\sigma]_{H \max},$$

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{\text{пер}}} = 536 \cdot \sqrt{2,6} \cong 864 \text{ МПа},$$

$$\text{где } K_{\text{пер}} = \left(\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}} \right) \left(\frac{P_{\text{эо}}}{P_{\text{номр}}} \right) = 2,2 \cdot \frac{4}{3,37} \cong 2,6;$$

$$[\sigma]_{H \max} = 2,8 \sigma_T = 2,8 \cdot 750 = 2100 \text{ МПа},$$

где $\sigma_T = 750 \text{ МПа}$ (см. табл. 24), выбираем по наименее твердому колесу 2;

$$\sigma_{H \max} < [\sigma]_{H \max}.$$

864 МПа < 2100 МПа – контактная прочность при действии максимальных перегрузок обеспечена.

4 Проверка на изгибную прочность при действии максимальных перегрузок:

$$\sigma_{F \max} \leq [\sigma]_{F \max},$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F K_{\text{пер}} = 80,5 \cdot 2,6 \cong 209 \text{ МПа}.$$

$$[\sigma]_{F \max} = 2,75 H_{HB} = 2,75 \cdot 286 \cong 787 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{F \max} < [\sigma]_{F \max}.$$

209 МПа < 787 МПа – изгибная прочность при действии максимальных нагрузок обеспечена.

2.3.2 Расчет косозубой цилиндрической передачи 3-4

Исходные данные выбираем из результатов кинематического расчета (табл. 13):

$$P_3 = 3,04 \text{ кВт};$$

$$P_4 = 2,95 \text{ кВт};$$

$$n_3 = 198,7 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_4 = 55,96 \text{ мин}^{-1};$$

$$U_{3-4} = 3,55.$$

Режим нагружения – табл. 43.

Таблица 43

Частота вращения	Время работы в часах с использованием мощности					
	t_1	P_1	t_2	P_2	t_3	P_3
n_1	4000	P	2000	$0,8P$	3000	$0,3P$

2.3.2.1 Проектировочный расчет

1 По табл. 24, 25 выбираем:

- для шестерни принимается Сталь 40Х с термообработкой – улучшение с твердостью 269...302 НВ (наиболее вероятная твердость $H_3 = 286 \text{ НВ}$), $\sigma_{B_3} = 900 \text{ МПа}$; $\sigma_{T_3} = 750 \text{ МПа}$;

- для колеса принимается Сталь 40Х с термообработкой – улучшение с твердостью 235...262 НВ (наиболее вероятная твердость $H_4 = 249 \text{ НВ}$), $\sigma_{B_4} = 790 \text{ МПа}$, $\sigma_{T_4} = 640 \text{ МПа}$.

Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} K_{H_L} Z_R Z_V K_L K_{XH}.$$

Для шестерни:

$$\sigma_{H \lim b} = 2H_{HB} + 70 = 2 \cdot 286 + 70 = 642 \text{ МПа} \quad (\text{см. табл. 26});$$

$$S_H = 1,1 \quad (\text{см. табл. 27});$$

$$K_{H_L} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO_3}}{N_{HE_3}}} = \sqrt[6]{\frac{23572179}{60851600}} \cong 0,85 < 1, \text{ принимается } K_{H_L} = 1;$$

$$N_{HO_3} = 30H_{HB}^{2,4} = 30 \cdot 286^{2,4} \cong 23572179,$$

$$N_{HE_3} = N_{HE_2} = 60851600 \quad (\text{см. расчет пары 1-2});$$

$$Z_R = 1 \quad (\text{принято } R_a = 1,25 \dots 0,63);$$

$$Z_V = 1 \quad (\text{ожидается } V < 5 \text{ м/с});$$

$$K_L = 1 \quad (\text{закрытая обильно смазываемая передача});$$

$K_{xH} = 1$ (ожидается диаметр колес меньше 700 мм);

$$[\sigma]_{H_3} = \frac{642}{1,1} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cong 584 \text{ МПа}.$$

Для колеса:

$$\sigma_{H \lim b} = 2H_{HB} + 70 = 2 \cdot 249 + 70 = 568 \text{ МПа} \quad (\text{см. табл. 26});$$

$$S_H = 1,1 \quad (\text{см. табл. 27});$$

$$K_{H_L} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO_4}}{N_{HE_4}}} = \sqrt[6]{\frac{16904397}{17141296}} \cong 0,99 < 1, \text{ принимается } K_{HL} = 1;$$

$$N_{HO_4} = 30H_{HB}^{2,4} = 30 \cdot 249^{2,4} \cong 16904397;$$

$$N_{HE_4} = \frac{N_{HE_3}}{U_{3-4}} = \frac{60851600}{3,55} \cong 17141296;$$

$$[\sigma]_{H_4} = \frac{568}{1,1} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cong 516 \text{ МПа}.$$

Для зубьев косозубой передачи (при $H < 350HB$) расчетное допускаемое контактное напряжение определяем по формуле:

$$[\sigma]_{H \text{ расч}} = 0,45([\sigma]_{H_3} + [\sigma]_{H_4}) = 0,45(584 + 516) \cong \\ \cong 495 \text{ МПа} < [\sigma]_{H_{\min}} = 516 \text{ МПа}.$$

Принимается $[\sigma]_{H \text{ расч}} = 516 \text{ МПа}$, так как $495 \text{ МПа} < 516 \text{ МПа}$ и $[\sigma]_{H \text{ расч}} = [\sigma]_{H_{\min}} = 516 \text{ МПа}$.

2 Назначение ориентировочного угла наклона зуба и коэффициентов:

$$\beta \cong 16^\circ;$$

$$\psi_{ba} = 0,315 \quad (\text{см. табл. 28});$$

$$K_{H\beta} = 1 \quad (\text{см. табл. 35} \quad \text{при} \quad \frac{b}{d_3} = \psi_{ba} \frac{U_{3-4} + 1}{2} =$$

$= 0,315 \frac{3,55+1}{2} \cong 0,72$, колеса прирабатываются, положение колеса – в середине между опорами);

$K_{HV} = 1,2$ (колеса прирабатываются);

$K_{H\alpha} = 1,13$ (ождается 8-я степень точности и окружная скорость до 10 м/с).

3 Расчет межосевого расстояния:

$$a \geq K_{ap}(U_{3-4} + 1) \sqrt[3]{\frac{P_3 K_{H\beta} K_{HV} K_{H\alpha}}{n_3 \psi_{ba} U_{3-4} [\sigma]_{Hрасч}^2}} =$$

$$= 8,9 \cdot 10^3 (3,55 + 1) \sqrt[3]{\frac{3,04 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1,13}{198,7 \cdot 0,315 \cdot 3,55 \cdot 516^2}} \cong 166,6 \text{ мм.}$$

Принимается из табл. 30 $a = 180 \text{ мм}$

6 Назначение модуля:

$$m_n = (0,01 \dots 0,025) \cdot a = (0,01 \dots 0,025) \cdot 180 = 1,80 \dots 4,50 \text{ мм.}$$

Для унификации инструмента (см. пару 1-2) принимается $m_n = 2 \text{ мм}$.

7 Назначение чисел зубьев:

$$(Z_3 + Z_4) = \frac{2a \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 180 \cdot \cos 16^\circ}{2} \cong 173.$$

$$\beta = \arccos\left(\frac{m_n}{2a} (Z_3 + Z_4)\right) = \arccos\left(\frac{2}{2 \cdot 180} \cdot 173\right) \cong 16,0313^\circ.$$

$$Z_3 = \frac{(Z_3 + Z_4)}{U_{3-4} + 1} = \frac{173}{3,55 + 1} \cong 38 > Z_{min} = 17 \cdot \cos 16,0313^\circ \cong 16.$$

$$Z_4 = (Z_3 + Z_4) - Z_3 = 173 - 38 = 135.$$

$$U_{3-4\phi} = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{135}{38} \cong 3,55.$$

$$\Delta U = \left| \frac{U_{3-4} - U_{3-4\phi}}{U_{3-4}} \right| 100\% = \left| \frac{3,55 - 3,55}{3,55} \right| 100\% \cong 0\% < [\Delta U] = 2,5\%.$$

8 Расчет геометрических размеров зубчатых колес:

$$b_4 = \psi_{ba} a = 0,315 \cdot 180 \cong 56,7 \text{ мм}.$$

Принимается $b_4 = 60 \text{ мм}$.

$$b_4 \geq \frac{4 m_n}{\sin \beta} = \frac{4 \cdot 2}{\sin 16,0313^\circ} \cong 28,97 \text{ мм} \text{ — торцевое перекрытие обеспечено.}$$

$$d_3 = \frac{m_n Z_3}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 38}{\cos 16,0313^\circ} \cong 79,0752 \text{ мм};$$

$$d_{f3} = d_3 - 2,5m_n = 79,0752 - 2,5 \cdot 2 = 74,0752 \text{ мм};$$

$$d_{a3} = d_3 + 2m_n = 79,0752 + 2 \cdot 2 = 83,0752 \text{ мм};$$

$$d_4 = \frac{m_n Z_4}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 135}{\cos 16,0313^\circ} \cong 280,9248 \text{ мм};$$

$$d_{f4} = d_4 - 2,5m_n = 280,9248 - 2,5 \cdot 2 = 275,9248 \text{ мм};$$

$$d_{a4} = d_4 + 2m_n = 280,9248 + 2 \cdot 2 = 284,9248 \text{ мм}.$$

Проверка: $\frac{d_3}{2} + \frac{d_4}{2} = a.$

$$\frac{79,0752}{2} + \frac{280,9248}{2} = 180 \text{ мм}.$$

9 Назначение степени точности:

$$V = \frac{\pi d_3 n_3}{60000} = \frac{3,14 \cdot 79,0752 \cdot 198,7}{60000} \cong 0,8 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Назначается степень точности **9-B** (см. табл. 33).

2.3.2.2 Проверочный расчет

1 Проверка на контактную усталостную прочность:

$$\begin{aligned}\sigma_H &\leq [\sigma]_H; \\ [\sigma]_H &= [\sigma]_{Hppac} = 516 \text{ МПа}; \\ \sigma_H &= Z_M Z_H Z_\varepsilon \frac{1}{d_3} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 P_3 K_H (U_{3-4} + 1)}{n_3 \cdot b_4 \cdot U_{3-4}}},\end{aligned}$$

где $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$;

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 16,0313^\circ}{\sin(2 \cdot 20^\circ)}} \cong 1,73;$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{K_\varepsilon}} = \sqrt{\frac{1}{1,7}} \cong 0,77;$$

$$\begin{aligned}K_\varepsilon = \varepsilon_\alpha &= \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_3} + \frac{1}{Z_4} \right) \right] \cos \beta = \\ &= \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{38} + \frac{1}{135} \right) \right] \cos 16,0313^\circ \cong 1,7.\end{aligned}$$

$$K_{H\beta} = 1,0 \quad (\text{см. табл. 35 при } \frac{b_4}{d_3} = \frac{60}{79,0752} \cong 0,76; \text{ колеса}$$

прирабатываются; положение - в середине между опорами);

$$K_{H\alpha} = 1,13 \quad (\text{см. табл. 29});$$

$$K_{HV} = 1,01 \quad (\text{см. табл. 36});$$

$$\sigma_H = 275 \cdot 1,73 \cdot 0,77 \cdot \frac{1}{79,0752} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot 3,04 \cdot 1,0 \cdot 1,13 \cdot 1,01 \cdot (3,55 + 1)}{198,7 \cdot 60 \cdot 3,55}} \cong 391 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_H < [\sigma]_H.$$

391 МПа < 516 МПа – контактная усталостная прочность обеспечена.

2 Проверка на усталостную изгибную прочность

$$\sigma_F \leq [\sigma]_F.$$

Выясняется, по какому из зубчатых колес пары вести расчет, для чего для шестерни и колеса рассчитывается $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$.

Допускаемое изгибное напряжение:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} K_{F_C} K_{F_L},$$

где $\sigma_{F \lim b} = 1,8 H_{HB} = 1,8 \cdot 286 \cong 515 \text{ МПа}$;

$K_{F_C} = 1$ (нагрузка односторонняя);

$S_F = 2,2$ (при вероятности неразрушения более 0,99).

Для шестерни:

$$K_{F_L} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE_3}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{53964635}} \cong 0,65 < 1, \text{ принимается } K_{F_L} = 1;$$

$N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ – для всех сталей;

$$N_{FE_3} = 60 n_2 \sum_{i=1}^k \left[\left(\frac{P_i}{P_1} \right)^6 t_i \right] =$$

$$= 60 \cdot 198,7 \cdot (1^6 \cdot 4000 + 0,8^6 \cdot 2000 + 0,3^6 \cdot 3000) \cong 53964635;$$

$$[\sigma]_{F_3} = \frac{515}{2,2} \cdot 1 \cdot 1 \cong 234 \text{ МПа.}$$

Для колеса:

$$K_{F_L} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE_4}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{15201306}} \cong 0,8 < 1, \text{ принимается } K_{F_L} = 1;$$

$$N_{FE_4} = \frac{N_{FE_3}}{U_{3-4}} = \frac{53964635}{3,55} \cong 15201306;$$

$$[\sigma]_{F_3} = \frac{515}{2,2} \cdot 1 \cdot 1 \cong 234 \text{ МПа.}$$

$$Y_{F_3} = 3,70 \text{ (по табл. 22, при } Z_{3E} = \frac{Z_3}{\cos^3 \beta} = \frac{38}{\cos^3 16,0313^\circ} \cong 43);$$

$$Y_{F_4} = 3,60 \text{ (по табл. 22, при } Z_{4E} = \frac{Z_4}{\cos^3 \beta} = \frac{135}{\cos^3 16,0313^\circ} \cong 152);$$

$$\frac{[\sigma]_{F_3}}{Y_{F_3}} = \frac{234}{3,70} \cong 63,2; \quad \frac{[\sigma]_{F_4}}{Y_{F_4}} = \frac{234}{3,60} \cong 65.$$

Более «слабым» элементом является шестерня, по которой и ведется дальнейший расчет.

$$\sigma_F = Y_{F_3} Y_\beta \frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 P_3 K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV}}{n_3 d_3 b_4 m_n},$$

$$\text{где } Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140^\circ} = 1 - \frac{16,0313^\circ}{140^\circ} \cong 0,89;$$

$$K_{F\beta} = 1,07 \text{ (см. табл. 35 при } \frac{b_4}{d_3} = \frac{60}{79,0752} \cong 0,76; \text{ положение}$$

ние колеса – в середине между опорами; колеса не прирабатываются);

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4\varepsilon_\alpha} = \frac{4 + (1,70 - 1)(9 - 5)}{4 \cdot 1,70} = 1;$$

$$K_{FV} = 1,04 \text{ (табл. 36);}$$

$$\sigma_F = 3,70 \cdot 0,89 \frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot 3,04 \cdot 1 \cdot 1,07 \cdot 1,04}{198,7 \cdot 79,0752 \cdot 60 \cdot 2} \cong 112,8 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_F > [\sigma]_F.$$

112,8 МПа > 234 МПа – изгибная усталостная прочность не обеспечена.

3 Проверка на контактную прочность при действии максимальных перегрузок:

$$\sigma_{H \max} \leq [\sigma]_{H \max},$$

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{nep}} = 391 \cdot \sqrt{2,6} \cong 630 \text{ МПа},$$

$$\text{где } K_{nep} = \left(\frac{T_{\max}}{T_{ном}} \right) \left(\frac{P_{\odot \partial}}{P_{номр}} \right) = 2,2 \cdot \frac{4}{3,37} \cong 2,6 \text{ (см. расчет пары}$$

1-2).

$$[\sigma]_{H \max} = 2,8 \sigma_T = 2,8 \cdot 640 = 1792 \text{ МПа},$$

где $\sigma_T = 640 \text{ МПа}$ (см. табл. 24), выбираем по наименее твердому колесу 4;

$$\sigma_{H \max} < [\sigma]_{H \max}.$$

630 МПа < 1792 МПа – контактная прочность при действии максимальных перегрузок обеспечена.

4 Проверка на изгибную прочность при действии максимальных перегрузок:

$$\sigma_{F \max} \leq [\sigma]_{F \max},$$

$$\text{где } \sigma_{F \max} = \sigma_F K_{nep} = 112,8 \cdot 2,6 \cong 293,3 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F \max} = 2,75 \cdot H_{HB} = 2,75 \cdot 249 \cong 685 \text{ МПа (выбираем по колесу 4).}$$

$$\text{Принимается } [\sigma]_{F \max} = 685 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{F \max} < [\sigma]_{F \max}.$$

293,3 МПа < 685 МПа – изгибная прочность при действии максимальных нагрузок обеспечена.

Пример 2. Выполнить расчеты зубчатых передач по приведенной схеме и исходным данным (см. рис. 5).

2.3.3 Расчет конической передачи 1-2

Исходные данные выбираем из результатов кинематического расчета по табл. 15:

$$P_1 = 4,82 \text{ кВт};$$

$$P_2 = 4,63 \text{ кВт};$$

$$n_1 = 1445 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_2 = 802,8 \text{ мин}^{-1};$$

$$U_{1-2} = 1,8.$$

$$K_{пер} = \beta = 1,8.$$

Режим нагружения – табл. 44.

Таблица 44

Частота вращения	Время работы в часах с использованием мощности					
	t_1	P_1	t_2	P_2	t_3	P_3
n_1	4000	P	3000	$0,7P$	2000	$0,2P$
n_2	6000	P	6000	$0,3P$	3000	$0,3P$

2.3.3.1 Проектировочный расчет

Примечание. Коническая прямозубая передача 1-2 постоянного зацепления, что необходимо учитывать при расчетах эквивалентных чисел циклов перемены напряжений.

1 Назначение материалов и расчет допускаемых напряжений

Принимается для изготовления шестерни и колеса Сталь 45 с термообработкой – улучшение.

По данным табл. 24, 25 выбираем:

- для шестерни – твердость поверхности зубьев $H_1 = 269...302 \text{ НВ}$ (наиболее вероятная твердость $H_1 = 286 \text{ НВ}$),

$$\sigma_{B_1} = 890 \text{ МПа}, \quad \sigma_{T_1} = 650 \text{ МПа};$$

• для колеса – твердость поверхности зубьев
 $H_2 = 235 \dots 262 \text{ НВ}$ (наиболее вероятная твердость $H_2 = 249 \text{ НВ}$),
 $\sigma_{B_1} = 780 \text{ МПа}, \quad \sigma_{T_1} = 540 \text{ МПа}.$

Допускаемые контактные напряжения:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} K_{H_L} Z_R Z_V K_L K_{XH}.$$

Для шестерни:

$$\sigma_{H \lim b} = 2H_{HB} + 70 = 2 \cdot 286 + 70 = 642 \text{ МПа};$$

$$S_H = 1,1;$$

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO_1}}{N_{HE_1}}} = \sqrt[6]{\frac{23572179}{978669600}} \cong 0,54 < 1.$$

Принимается $K_{HL} = 1.$

$$N_{HO_1} = 30H_{HB}^{2,4} = 30 \cdot 286^{2,4} \cong 23572179;$$

$$N_{HE_1} = 60n_1 \sum_{i=1}^k \left[\left(\frac{P_i}{P_1} \right)^3 t_i \right] = 60 \cdot 1445 \cdot (1^3 \cdot 4000 + 0,7^3 \cdot 3000 +$$

$$+ 0,2^3 \cdot 2000 + 1^3 \cdot 6000 + 0,3^3 \cdot 6000 + 0,3^3 \cdot 3000) \cong 978669600;$$

$$Z_R = 1 \text{ (принято } R_a = 1,25 \dots 0,63);$$

$$Z_V = 1 \text{ (ожидается } V < 5 \text{ м/с);}$$

$$K_L = 1 \text{ (закрытая обильно смазываемая передача);}$$

$$K_{XH} = 1 \text{ (ожидается диаметр колес меньше 700 мм);}$$

$$[\sigma]_{H_1} = \frac{642}{1,1} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cong 584 \text{ МПа.}$$

Для колеса:

$$\sigma_{H \lim b} = 2H_{HB} + 70 = 2 \cdot 249 + 70 = 568 \text{ МПа};$$

$$S_H = 1,1;$$

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO_2}}{N_{HE_2}}} = \sqrt[6]{\frac{16904397}{543705333}} \cong 0,56 < 1.$$

Принимается $K_{HL} = 1$.

$$N_{HO_2} = 30H_{HB}^{2,4} = 30 \cdot 249^{2,4} \cong 16904397;$$

$$N_{HE_2} = \frac{N_{HE_1}}{U_{1-2}} = \frac{978669600}{1,8} \cong 543705333$$

$$Z_R = 1 \text{ (принято } R_a = 1,25 \dots 0,63 \text{)};$$

$$Z_V = 1 \text{ (ожидается } V < 5 \text{ м/с)};$$

$$K_L = 1 \text{ (закрытая обильно смазываемая передача)};$$

$$K_{XH} = 1 \text{ (ожидается диаметр колес меньше 700 мм)};$$

$$[\sigma]_{H_2} = \frac{568}{1,1} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cong 516 \text{ МПа}.$$

Для прямозубых передач в качестве расчетного контактного допускаемого напряжения принимается меньшее – $[\sigma]_{Hрасч} = 516 \text{ МПа}$.

2 Назначение коэффициентов:

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV},$$

где $K_{H\alpha} = 1$ (прямые зубья);

$$K_{H\beta} = 1,1 \quad (\text{см. табл. 35} \quad \text{при} \quad \frac{b_2}{d_{e1}} \cong 0,15 \sqrt{1 + U_{1-2}^2} = 0,15 \sqrt{1 + 1,8^2} \cong 0,3; \text{ положение – на консоли; колеса прирабатываются});$$

$$K_{HV} = 1,2 \text{ (принят ориентировочно)}.$$

3 Расчет диаметра колеса:

$$d_{e2min} = K_{d2p} \sqrt[3]{\frac{P_2 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot U_{1-2}}{n_2 [\sigma]_H^2}} =$$

$$= 33 \cdot 10^3 \sqrt[3]{\frac{4,63 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot 1,8}{802,8 \cdot 516^2}} \cong 123 \text{ мм.}$$

Принимается ближайшее стандартное значение $d_{e2} = 125 \text{ мм}$ (см. табл. 40).

4 Назначение модуля

Учитывая, что для силовых конических передач рекомендуемое число зубьев шестерни $Z_1 = 17 \dots 20$ при $U = 1,0 \dots 1,5$ предварительно назначаем $Z_1 = 20$.

$$m_e = \frac{d_{e2}}{U \cdot Z_1} = \frac{125}{1,8 \cdot 20} \cong 3,47 \text{ мм.}$$

Принимается стандартный $m_e = m = 3,5 \text{ мм}$ (см. табл. 31).

5 Назначение чисел зубьев

$$Z_2 = \frac{d_{e2}}{m} = \frac{125}{3,5} \cong 36 \quad (\text{подбором стандартных значений мо-}$$

дуля не удалось обеспечить целое число зубьев колеса Z_2);

$$Z_1 = \frac{Z_2}{U_{1-2}} = \frac{36}{1,8} = 20.$$

$$U_{1-2\phi} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{36}{20} = 1,8.$$

$$\Delta U = \left| \frac{U_{1-2} - U_{1-2\phi}}{U_{1-2}} \right| 100 = \left| \frac{1,8 - 1,8}{1,8} \right| 100 = 0\%.$$

6 Расчет геометрических параметров зубчатых колес:

$$d_{e1} = mZ_1 = 3,5 \cdot 20 = 70 \text{ мм} ;$$

$$d_{e2} = mZ_2 = 3,5 \cdot 36 = 126 \text{ мм} ;$$

$$\delta_2 = \arctg U_{1-2\phi} = \arctg 1,8 = 60,9454^\circ ;$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 60,9454^\circ = 29,0546^\circ ;$$

$$b = 20 \text{ мм (см. табл. 41)}.$$

Внешние диаметры выступов и впадин зубьев:

$$d_{a1} = d_{e1} + 2m \cdot \cos \delta_1 = 70 + 2 \cdot 3,5 \cdot \cos 29,0546^\circ \cong 76,13 \text{ мм} ;$$

$$d_{a2} = d_{e2} + 2m \cdot \cos \delta_2 = 126 + 2 \cdot 3,5 \cdot \cos 60,9454^\circ \cong 129,40 \text{ мм} ;$$

$$d_{f1} = d_{e1} - 2,4m \cdot \cos \delta_1 = 70 - 2,4 \cdot 3,5 \cdot \cos 29,0546^\circ \cong 62,66 \text{ мм} ;$$

$$d_{f2} = d_{e2} - 2,4m \cdot \cos \delta_2 = 126 - 2,4 \cdot 3,5 \cdot \cos 60,9454^\circ \cong 121,92 \text{ мм} .$$

Внешнее конусное расстояние:

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2} = \frac{126}{2 \sin 60,9454^\circ} \cong 72,07 \text{ мм} .$$

Среднее конусное расстояние:

$$R_m = R_e - 0,5b = 72,07 - 0,5 \cdot 20 = 62,07 \text{ мм} .$$

Средний модуль зубьев:

$$m_m = m \frac{R_m}{R_e} = 3,5 \cdot \frac{62,07}{72,07} \cong 3,01 \text{ мм} .$$

Средние делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_{m1} = m_m Z_1 = 3,01 \cdot 20 \cong 60,20 \text{ мм} ;$$

$$d_{m2} = m_m Z_2 = 3,01 \cdot 36 \cong 108,36 \text{ мм} .$$

7 Назначение степени точности зубчатых колес.

В зависимости от окружной скорости

$$V_m = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 60,2 \cdot 1445}{60000} \cong 4,55 \text{ м/с по табл. 33 назначается}$$

степень точности **7-B ГОСТ 1758-81.**

2.3.3.2 Проверочный расчет

1 Проверка на контактную усталостную прочность:

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H .$$

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{\text{расч}} = 516 \text{ МПа} .$$

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \frac{1}{d_{e2}} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 P_2 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} \sqrt{1 + U_{1-2}^2}}{n_2 \cdot b \cdot K_p}} ,$$

где $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$;

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,7}{3}} \cong 0,88 ;$$

$$\varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_{E1}} + \frac{1}{Z_{E2}} \right) = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{23} + \frac{1}{74} \right) \cong 1,7 ;$$

$$Z_{E1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \frac{20}{\cos 29,0546^\circ} \cong 23 ;$$

$$Z_{E2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = \frac{36}{\cos 60,9454^\circ} \cong 74 ;$$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha}} = \sqrt{\frac{2}{\sin(2 \cdot 20^\circ)}} \cong 1,76 ;$$

$K_{H\alpha} = 1$ – для прямых зубьев;

$$K_{H\beta} = 1,1 \text{ (см. табл. 35 при } \frac{b}{d_{e1}} = \frac{20}{70} \cong 0,29 \text{ ; на консоли; ко-}$$

леса прирабатываются);

$K_{HV} = 1,16$ (см. табл. 36 при $H_2 \leq 350 \text{ HB}$; степень точно-
сти по норме плавности – 7; $V = 4,55 \text{ м/с}$);

$$K_p = 1 - \frac{b}{R_e} = 1 - \frac{20}{72,07} \cong 0,72 ;$$

$$\sigma_H = 275 \cdot 0,88 \cdot 1,76 \cdot \frac{1}{126} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot 4,63 \cdot 1,1 \cdot 1,16 \cdot \sqrt{1 + 1,8^2}}{802,8 \cdot 20 \cdot 0,72}} \cong 479 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_H < [\sigma]_H .$$

479 МПа < 516 МПа – контактная усталостная прочность
обеспечена.

2 Проверка на усталостную изгибную прочность:

$$\sigma_F \leq [\sigma]_F .$$

Выясняем, по какому из зубчатых колес пары вести расчет,
для чего для шестерни и колеса рассчитывается $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$.

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} K_{Fc} K_{FL} .$$

Для шестерни:

$$[\sigma]_{F \lim b} = 1,8 H_{HB} = 1,8 \cdot 286 \cong 515 \text{ МПа} ;$$

$$S_F = 2,2 ;$$

$$K_{Fc} = 1 \text{ (неревверсивная передача);}$$

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE_1}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{898180441}} \cong 0,4 < 1. \text{ Принимается } K_{FL} = 1.$$

$$N_{FO} = 4 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE_1} = 60n_1 \sum_{i=1}^k \left[\left(\frac{P_i}{P_1} \right)^6 t_i \right] = 60 \cdot 1445 \cdot (1^6 \cdot 4000 + 0,7^6 \cdot 3000 + \\ + 0,2^6 \cdot 2000 + 1^6 \cdot 6000 + 0,3^6 \cdot 6000 + 0,3^6 \cdot 3000) \cong 898180441.$$

$$[\sigma]_{F_1} = \frac{515}{2,2} \cdot 1 \cdot 1 \cong 234 \text{ МПа}.$$

Для колеса:

$$[\sigma]_{F \lim b} = 1,8H_{HB} = 1,8 \cdot 249 \cong 448 \text{ МПа};$$

$$S_F = 2,2;$$

$$K_{FC} = 1;$$

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE_2}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{498989134}} \cong 0,45 < 1. \text{ Принимается } K_{FL} = 1.$$

$$N_{FO} = 4 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE_2} = \frac{N_{FE_1}}{U_{1-2}} = \frac{898180441}{1,8} \cong 498989134;$$

$$[\sigma]_{F_2} = \frac{448}{2,2} \cdot 1 \cdot 1 \cong 204 \text{ МПа}.$$

$$Y_{F_1} = 4,0 \text{ (см. табл. 22 при } Z_{E_1} = 23 \text{ и } x = 0);$$

$$Y_{F_2} = 3,615 \text{ (см. табл. 22 при } Z_{E_2} = 74 \text{ и } x = 0);$$

$$\frac{[\sigma]_{F_1}}{Y_{F_1}} = \frac{234}{4,0} \cong 59; \quad \frac{[\sigma]_{F_2}}{Y_{F_2}} = \frac{204}{3,615} \cong 56.$$

Более «слабым» элементом является колесо, по которому и ведется дальнейший расчет.

$$\sigma_F = Y_{F_2} \frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 P_2 K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV}}{n_2 d_{e2} b m_e K_p},$$

где $K_{F\alpha} = 1$ (прямые зубья);

$$K_{F\beta} = 1,22 \text{ (см. табл. 35 при } \frac{b}{d_{e1}} = \frac{20}{70} \cong 0,29 \text{ ; на консоли;}$$

колеса прирабатываются);

$K_{FV} = 1,38$ (см. табл. 36 при $H_2 \leq 350 \text{ HB}$; степень точности по норме плавности – 7; $V = 4,55 \text{ м/с}$);

$$\sigma_F = 3,615 \frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot 4,63 \cdot 1 \cdot 1,22 \cdot 1,38}{802,8 \cdot 126 \cdot 20 \cdot 3,5 \cdot 0,72} \cong 106 \text{ МПа},$$

$$\sigma_F < [\sigma]_F.$$

106 МПа < 204 МПа – изгибная усталостная прочность обеспечена.

3 Проверка на контактную прочность при действии максимальных перегрузок:

$$\sigma_{H \max} \leq [\sigma]_{H \max},$$

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{nep}} = 479 \sqrt{1,8} \cong 643 \text{ МПа},$$

где $K_{nep} = 1,8$ (он же коэффициент запаса сцепления муфты фрикционной дисковой, который указан в задании на курсовое проектирование, $\beta = 1,8$).

$$[\sigma]_{H \max} = 2,8 \sigma_T = 2,8 \cdot 540 = 1512 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{H \max} < [\sigma]_{H \max}.$$

643 МПа < 1512 МПа – контактная прочность при действии максимальных перегрузок обеспечена.

4 Проверка на изгибную прочность при действии максимальных перегрузок:

$$\sigma_{F \max} \leq [\sigma]_{F \max}.$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot K_{\text{пер}} = 106 \cdot 1,8 \cong 191 \text{ МПа},$$

где $K_{\text{пер}} = 1,8$;

$$[\sigma]_{F \max} = 2,75 H_{\text{HB}} = 2,75 \cdot 249 \cong 685 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{F \max} < [\sigma]_{F \max}.$$

191 МПа < 685 МПа – изгибная прочность при действии максимальных нагрузок обеспечена.

2.3.4 Расчет цилиндрических прямозубых передач 3-4 и 5-6

Примечания:

1 Цилиндрические прямозубые передачи 3-4 и 5-6 составляют блочные пары, работающие попеременно.

2 Поскольку пары 3-4 и 5-6 соосные ($a_{3-4} = a_{5-6}$), расчет ведется по наиболее нагруженной паре 3-4 ($U_{3-4} > U_{5-6}$). Тогда для пары 5-6 проводят только проектировочный расчет.

2.3.4.1 Расчет пары 3-4

Исходные данные пары 3-4 выбираем из результатов кинематического расчета (табл. 15):

$$P_3 = 4,58 \text{ кВт};$$

$$P_4 = 4,44 \text{ кВт};$$

$$n_3 = 802,8 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_4 = 286,7 \text{ мин}^{-1};$$

$$U_{3-4} = 2,8.$$

Режим нагружения – табл. 45.

Таблица 45

Частота вращения	Время работы в часах с использованием мощности					
	t_1	P_1	t_2	P_2	t_3	P_3
n_1	4000	P	3000	0,7P	2000	0,2P

Проектировочный расчет

1 Назначение материалов и расчет допускаемых напряжений

Замечание. Для блочных пар 3-4 и 5-6 с целью обеспечения компактности механизма желательно принимать материал с термообработкой, обеспечивающей твердость $H > 350 \text{ HB}$. Однако при назначении твердости рабочих поверхностей зубьев следует иметь в виду, что большей твердости соответствует более сложная технология изготовления зубчатых колес и малые размеры передачи, что может привести к трудностям при конструктивной разработке узла. Поэтому вопрос выбора материала и режимов термообработки решается индивидуально для каждого конкретного случая.

Принимается для изготовления шестерни и колеса Сталь 20Х с термообработкой – улучшение, цементация.

По табл. 24, 25 выбираем:

• для шестерни – твердость поверхности зубьев
 $H_3 = 57 \dots 63 \text{ HRC}_3$ (с учетом рекомендаций

$H_3 = H_4 + (30 \dots 35) \text{ HB}$ принимаем $H_3 = 63 \text{ HRC}_3$);

$\sigma_{B_3} = 1000 \text{ МПа}$, $\sigma_{T_3} = 800 \text{ МПа}$;

• для колеса – твердость поверхности зубьев
 $H_4 = 57 \dots 63 \text{ HRC}_3$ (принимаем $H_4 = 60 \text{ HRC}_3$);

$\sigma_{B_4} = 1000 \text{ МПа}$, $\sigma_{T_4} = 800 \text{ МПа}$.

Допускаемые контактные напряжения:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} K_{H_L} Z_R Z_V K_L K_{XH}.$$

Для шестерни:

$$\sigma_{H \lim b} = 23 H_{HRC} = 23 \cdot 63 = 1449 \text{ МПа};$$

$$S_H = 1,2;$$

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO_3}}{N_{HE_3}}} = \sqrt[6]{\frac{12 \cdot 10^7}{243007560}} \cong 0,89 < 1. \text{ Принимается } K_{HL} = 1;$$

$$N_{HO_3} = 30H_{HB}^{2,4} = 30 \cdot 630^{2,4} \cong 156869522.$$

Так как $N_{HO_3} > 12 \cdot 10^7$, принимается $N_{HO_3} = 12 \cdot 10^7$.

$$1HRC \cong 10HB.$$

$$N_{HE_3} = 60n_3 \sum_{i=1}^k \left[\left(\frac{P_i}{P_1} \right)^3 t_i \right] = 60 \cdot 802,8 \cdot (1^3 \cdot 4000 + 0,7^3 \cdot 3000 +$$

$$+ 0,2^3 \cdot 2000) \cong 243007560;$$

$$Z_R = 1 \text{ (принято } R_a = 1,25 \dots 0,63);$$

$$Z_V = 1 \text{ (ожидается } V < 5 \text{ м/с);}$$

$$K_L = 1 \text{ (закрытая обильно смазываемая передача);}$$

$$K_{XH} = 1 \text{ (ожидается диаметр колес меньше 700 мм);}$$

$$[\sigma]_{H_3} = \frac{1449}{1,2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cong 1208 \text{ МПа.}$$

Для колеса:

$$\sigma_{H \lim b} = 23H_{HRC} = 23 \cdot 60 = 1380 \text{ МПа;}$$

$$S_H = 1,2;$$

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO_4}}{N_{HE_4}}} = \sqrt[6]{\frac{12 \cdot 10^7}{86788414}} \cong 1,06.$$

Так как $1 < K_{HL} < 2,6$, принимается $K_{HL} = 1,06$.

$$N_{HO_4} = 30H_{HB}^{2,4} = 30 \cdot 600^{2,4} \cong 139535353 > 12 \cdot 10^7. N_{HO_4} = 12 \cdot 10^7.$$

$$N_{HE_4} = \frac{N_{HE_3}}{U_{3-4}} = \frac{243007560}{2,8} \cong 86788414;$$

$$[\sigma]_{H_4} = \frac{1380}{1,2} \cdot 1,06 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cong 1219 \text{ МПа.}$$

Для прямозубых передач для дальнейшего расчета принимается меньшее из допускаемых напряжений зубьев шестерни и колеса – $[\sigma]_{Hрасч} = 1208 \text{ МПа}$.

2 Назначение коэффициентов

Примечание. Для обеспечения относительно небольшой ширины переключающихся колес блочных пар рекомендуется выбирать коэффициент ширины зубчатого колеса относительно межосевого расстояния из ряда: 0,100; 0,125; 0,160.

Принимается $\psi_{ba} = 0,125$.

$$K_{H\alpha} = 1;$$

$$K_{H\beta} = 1,06 \quad (\text{см. табл. 35} \quad \text{при} \quad \frac{b}{d_3} = \psi_{ba} \frac{U_{3-4} + 1}{2} = 0,125 \frac{2,8 + 1}{2} \cong 0,24; \text{ вблизи одной из опор; колеса не прирабатываются});$$

$$K_{HV} = 1,4 \quad (\text{не прирабатывающиеся зубчатые колеса}).$$

3 Расчет межосевого расстояния:

$$a \geq K_{ap} (U_{3-4} + 1)^3 \sqrt{\frac{P_3 K_{H\beta} K_{HV} K_{H\alpha}}{n_3 \psi_{ba} U_{3-4} [\sigma]_{Hрасч}^2}} =$$

$$= 9,75 \cdot 10^3 (2,8 + 1)^3 \sqrt{\frac{4,58 \cdot 1,06 \cdot 1,4 \cdot 1}{802,8 \cdot 0,125 \cdot 2,8 \cdot 1208^2}} \cong 94,5 \text{ мм.}$$

Принимается стандартное $a = 90 \text{ мм}$ (табл. 30).

4 Назначение модуля:

$$m = (0,01 \dots 0,025) a = (0,01 \dots 0,025) \cdot 90 = (0,9 \dots 2,25) \text{ мм.}$$

Принимается $m = 2 \text{ мм}$ (см. табл. 31), который обеспечивает

$$(Z_3 + Z_4) = \frac{2a}{m} = \frac{2 \cdot 90}{2} = 90 - \text{целое число.}$$

5 Назначение чисел зубьев:

$$Z_3 = \frac{Z_3 + Z_4}{U_{3-4} + 1} = \frac{90}{2,8 + 1} \cong 24.$$

Принимается $Z_3 = 24$.

$$Z_4 = (Z_3 + Z_4) - Z_3 = 90 - 24 = 66.$$

$$U_{3-4\phi} = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{66}{24} = 2,75.$$

$$\Delta U = \left| \frac{U_{3-4} - U_{3-4\phi}}{U_{3-4}} \right| 100 = \left| \frac{2,80 - 2,75}{2,80} \right| 100 \cong 1,79\% < [\Delta U] = 2,5\%.$$

6 Расчет геометрических размеров зубчатых колес:

$$b = b_4 = \psi_{ba} a = 0,125 \cdot 90 = 11,5 \text{ мм}.$$

Округляем до ближайшего большего значения из ряда нормальных линейных размеров $b = 12 \text{ мм}$.

$$d_3 = mZ_3 = 2 \cdot 24 = 48 \text{ мм};$$

$$d_{a3} = d_3 + 2m = 48 + 2 \cdot 2 = 52 \text{ мм};$$

$$d_{f3} = d_3 - 2,5m = 48 - 2,5 \cdot 2 = 43 \text{ мм};$$

$$d_4 = mZ_4 = 2 \cdot 66 = 132 \text{ мм};$$

$$d_{a4} = d_4 + 2m = 132 + 2 \cdot 2 = 136 \text{ мм};$$

$$d_{f4} = d_4 - 2,5m = 132 - 2,5 \cdot 2 = 127 \text{ мм}.$$

Проверка: $\frac{d_3}{2} + \frac{d_4}{2} = a,$

$$\frac{48}{2} + \frac{132}{2} = 90.$$

7 Назначение степени точности:

$$V = \frac{\pi d_3 n_3}{60000} = \frac{3,14 \cdot 48 \cdot 802,8}{60000} \cong 2,02 \frac{м}{с}.$$

Назначается степень точности **8-B** ГОСТ 1643-81.

Проверочный расчет

Проверка на контактную усталостную прочность:

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H;$$

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \frac{1}{d_3} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 P_3 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} (U_{3-4\phi} + 1)}{n_3 \cdot b_4 \cdot U_{3-4\phi}}},$$

где $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$;

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,70}{3}} \cong 0,88;$$

$$\varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_3} + \frac{1}{Z_4} \right) = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{24} + \frac{1}{66} \right) \cong 1,70;$$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha}} = \sqrt{\frac{2}{\sin(2 \cdot 20^\circ)}} \cong 1,76;$$

$$K_{H\alpha} = 1;$$

$$K_{H\beta} = 1,07 \text{ (см. табл. 35 при } \frac{b_4}{d_3} = \frac{12}{48} \cong 0,25 \text{ ; положение ко-}$$

лес – вблизи одной из опор; колеса не прирабатываются);

$K_{HV} = 1,06$ (см. табл. 36 при $V \cong 2 \text{ м/с}$; степени точности по норме плавности – 8; $H_2 \geq 40 \text{ HRC}_9$).

$$\sigma_H = 275 \cdot 0,88 \cdot 1,76 \cdot \frac{1}{48} \times \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot 4,58 \cdot 1 \cdot 1,07 \cdot 1,06 \cdot (2,75 + 1)}{802,8 \cdot 12 \cdot 2,75}} \cong 1052 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_H < [\sigma]_H .$$

1052 МПа < 1208 МПа – контактная усталостная прочность обеспечена.

2 Проверка на усталостную изгибную прочность.

$$\sigma_F \leq [\sigma]_F .$$

Выясняем, по какому из зубчатых колес пары вести расчет, для чего для шестерни и колеса рассчитывается $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$.

Допускаемое изгибное напряжение

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} K_{F_C} K_{F_L} .$$

Для шестерни:

$$\sigma_{F \lim b} = 800 \text{ МПа (см. табл. 37);}$$

$$K_{F_C} = 1 \text{ (нереверсивная передача);}$$

$$S_F = 2,2 \text{ (при вероятности неразрушения зубьев 0,99);}$$

$$K_{F_L} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE_3}}} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{198503307}} \cong 0,65 < 1, \text{ принимается } K_{F_L} = 1;$$

$$N_{FO} = 4 \cdot 10^6 ;$$

$$N_{FE_3} = 60 n_3 \sum_{i=1}^k \left[\left(\frac{P_i}{P_1} \right)^9 t_i \right] = 60 \cdot 802,8 \cdot (1^9 \cdot 4000 + 0,7^9 \cdot 3000 + 0,2^9 \cdot 2000) \cong 198503307;$$

$$[\sigma]_{F_3} = \frac{800}{2,2} \cdot 1 \cdot 1 \cong 364 \text{ МПа} .$$

Для колеса:

$$\sigma_{F \lim b} = 800 \text{ МПа (см. табл. 37);}$$

$$S_F = 2,2 \text{ (при вероятности неразрушения зубьев 0,99);}$$

$$K_{F_C} = 1 \text{ (нереверсивная передача);}$$

$$K_{F_L} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE_4}}} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{70894038}} \cong 0,73 < 1, \text{ принимается } K_{F_L} = 1;$$

$$N_{FO} = 4 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE_4} = \frac{N_{FE_3}}{U_{3-4}} = \frac{198503307}{2,8} \cong 70894038.$$

$$[\sigma]_{F_4} = \frac{800}{2,2} \cdot 1 \cdot 1 \cong 364 \text{ МПа}.$$

$$Y_{F_3} = 3,90 \text{ (см. табл. 22 при } Z_3 = 24 \text{ и } x = 0);$$

$$Y_{F_4} = 3,618 \text{ (см. табл. 22 при } Z_4 = 66 \text{ и } x = 0);$$

$$\frac{[\sigma]_{F_3}}{Y_{F_3}} = \frac{364}{3,9} \cong 93,3; \quad \frac{[\sigma]_{F_4}}{Y_{F_4}} = \frac{364}{3,618} \cong 100,6.$$

Более «слабым» элементом является шестерня, по которой ведется дальнейший расчет.

$$\sigma_F = Y_{F_3} \frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 P_3 K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV}}{n_3 d_3 b_4 m},$$

где $K_{F\alpha} = 1$ (для прямых зубьев);

$$K_{F\beta} = 1,07 \text{ (см. табл. 35 при } \frac{b_4}{d_3} = \frac{12}{48} = 0,25; \text{ вблизи одной}$$

из опор; колеса не прирабатываются);

$K_{FV} = 1,06$ (см. табл. 36 при $V = 2 \text{ м/с}$; степень точности по норме плавности – 8; $H_2 \geq 40 \text{ HRC}_J$).

$$\sigma_F = 3,9 \frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot 4,58 \cdot 1 \cdot 1,07 \cdot 1,06}{802,8 \cdot 48 \cdot 12 \cdot 2} \cong 418 \text{ МПа} .$$

$$\sigma_F > [\sigma]_F .$$

418 МПа > 364 МПа – изгибная усталостная прочность не обеспечена.

Принимается решение увеличить модуль зацепления при неизменном межосевом расстоянии передачи.

$$m = 2,5 \text{ мм} .$$

$$(Z_3 + Z_4) = \frac{2 \cdot 90}{2,5} = 72 .$$

$$Z_3 = \frac{72}{2,8 + 1} \cong 19 .$$

$$\text{Принимается } Z_3 = 19 > Z_{\min} = 17 .$$

$$Z_4 = 72 - 19 = 53 .$$

$$U_{3-4\phi} = \frac{53}{19} \cong 2,79 .$$

$$\Delta U = \left| \frac{2,80 - 2,79}{2,80} \right| 100 \cong 0,4\% < [\Delta U] = 2,5\% .$$

Тогда:

$$b_4 = 12 \text{ мм} .$$

$$d_3 = 2,5 \cdot 19 = 47,5 \text{ мм} ;$$

$$d_{a3} = 47,5 + 2 \cdot 2,5 = 52,5 \text{ мм} ;$$

$$d_{f3} = 47,5 - 2,5 \cdot 2,5 = 41,25 \text{ мм} ;$$

$$d_4 = 2,5 \cdot 53 = 132,5 \text{ мм} ;$$

$$d_{a4} = 132,5 + 2 \cdot 2,5 = 137,5 \text{ мм} ;$$

$$d_{f4} = 132,5 - 2,5 \cdot 2,5 = 126,25 \text{ мм} .$$

$$\text{Проверка: } \frac{47,5}{2} + \frac{132,5}{2} = 90.$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 47,52 \cdot 802,8}{60000} \cong 1,99 \frac{м}{с}.$$

Назначается степень точности **9-B** ГОСТ 1643-81.

$Y_{F3} = 4,15$ (см. табл. 22 при $Z_3 = 19$ и $x = 0$);

$K_{F\alpha} = 1$;

$K_{F\beta} = 1,07$ при $\frac{b_4}{d_3} = \frac{12}{47,5} \cong 0,25$;

$K_{FV} = 1,07$ при $V \cong 2 \frac{м}{с}$, степень точности – 9, $H_2 \geq 40 HRC$.

$$\sigma_F = 4,15 \frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot 4,58 \cdot 1 \cdot 1,07 \cdot 1,07}{802,8 \cdot 47,5 \cdot 12 \cdot 2,5} \cong 363 \text{ МПа}.$$

363 МПа < 364 МПа – изгибная усталостная прочность обеспечена.

3 Проверка на контактную прочность при действии максимальных нагрузок (перегрузок).

$$\sigma_{H \max} \leq [\sigma]_{H \max}.$$

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{\text{пер}}} = 1052 \sqrt{1,8} \cong 1411 \text{ МПа},$$

где $K_{\text{пер}} = 1,8$ (он же коэффициент запаса сцепления муфты фрикционной дисковой, который указан в задании на курсовое проектирование, $\beta = 1,8$).

$$[\sigma]_{H \max} = 40 H_{HRC} = 40 \cdot 60 = 2400 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{H \max} < [\sigma]_{H \max}.$$

1411 МПа < 2400 МПа – контактная прочность при действии максимальных перегрузок обеспечена.

4 Проверка на изгибную прочность при действии максимальных нагрузок (перегрузок).

$$\sigma_{F \max} \leq [\sigma]_{F \max},$$

где $\sigma_{F \max} = \sigma_F K_{\text{пер}} = 363 \cdot 1,8 \cong 653 \text{ МПа}$;

$$[\sigma]_{F \max} = 20 H_{\text{HRC}} = 20 \cdot 60 = 1200 \text{ МПа} .$$

$$\sigma_{F \max} < [\sigma]_{F \max} .$$

653 МПа < 1200 МПа – изгибная прочность при действии максимальных нагрузок обеспечена.

2.3.4.2 Расчет пары 5-6

Исходные данные пары 5-6 выбираем из результатов кинематического расчета (табл. 15):

$$P_5 = 4,58 \text{ кВт};$$

$$P_6 = 4,44 \text{ кВт};$$

$$n_5 = 802,8 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_6 = 401,4 \text{ мин}^{-1};$$

$$U_{5-6} = 2,0.$$

Режим нагружения – табл. 46.

Таблица 46

Частота вращения	Время работы в часах с использованием мощности					
	t_1	P_1	t_2	P_2	t_3	P_3
n_2	6000	P	6000	0,3P	3000	0,3P

Проектировочный расчет

Примечание. Для блочных пар желательно использовать одинаковые материалы и режимы термической обработки с целью унификации.

1 Назначение материалов и расчет допускаемых напряжений.

Принимается для изготовления шестерни и колеса Сталь 20Х с термообработкой – улучшение, цементация.

По табл. 24, 25 выбираем:

• для шестерни – твердость поверхности зубьев
 $H_5 = 57 \dots 63 HRC_3$ (с учетом рекомендаций
 $H_5 = H_6 + (30 \dots 35) HB$ принимаем $H_5 = 63 HRC_3$);
 $\sigma_{B_5} = 1000 \text{ МПа}$, $\sigma_{T_5} = 800 \text{ МПа}$;

• для колеса – твердость поверхности зубьев
 $H_6 = 57 \dots 63 HRC_3$ (принимаем $H_6 = 60 HRC_3$);
 $\sigma_{B_6} = 1000 \text{ МПа}$, $\sigma_{T_6} = 800 \text{ МПа}$.

Допускаемые контактные напряжения:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} K_{H_L} Z_R Z_V K_L K_{XH}.$$

Для шестерни:

$$\sigma_{H \lim b} = 23 H_{HRC} = 23 \cdot 63 = 1449 \text{ МПа};$$

$$S_H = 1,2;$$

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO_5}}{N_{HE_5}}} = \sqrt[6]{\frac{12 \cdot 10^7}{300712824}} \cong 0,86 < 1. \text{ Принимается } K_{HL} = 1;$$

$$N_{HO_5} = 30 H_{HB}^{2,4} = 30 \cdot 630^{2,4} \cong 156869522.$$

Так как $N_{HO} > 12 \cdot 10^7$, принимается $N_{HO_5} = 12 \cdot 10^7$.
 $1 HRC \cong 10 HB$.

$$N_{HE_5} = 60 n_5 \sum_{i=1}^k \left[\left(\frac{P_i}{P_1} \right)^3 t_i \right] = 60 \cdot 802,8 \cdot (1^3 \cdot 6000 + 0,3^3 \cdot 6000 +$$

$$+ 0,3^3 \cdot 3000) \cong 300712824$$

$$Z_R = 1 \text{ (принято } R_a = 1,25 \dots 0,63);$$

$$Z_V = 1 \text{ (ожидается } V < 5 \text{ м/с);}$$

$$K_L = 1 \text{ (закрытая обильно смазываемая передача);}$$

$$K_{XH} = 1 \text{ (ожидается диаметр колес меньше 700 мм);}$$

$$[\sigma]_{H_5} = \frac{1449}{1,2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cong 1208 \text{ МПа}.$$

Для колеса:

$$\sigma_{H \lim b} = 23H_{HRC} = 23 \cdot 60 = 1380 \text{ МПа};$$

$$S_H = 1,2;$$

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO_6}}{N_{HE_6}}} = \sqrt[6]{\frac{12 \cdot 10^7}{150356412}} \cong 0,96 < 1. \text{ Принимается } K_{HL} = 1;$$

$$N_{HO_6} = 30H_{HB}^{2,4} = 30 \cdot 600^{2,4} \cong 139535353 > 12 \cdot 10^7. \quad N_{HO_4} = 12 \cdot 10^7.$$

$$N_{HE_6} = \frac{N_{HE_5}}{U_{5-6}} = \frac{300712824}{2,0} \cong 150356412$$

$$[\sigma]_{H_6} = \frac{1380}{1,2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cong 1150 \text{ МПа}.$$

Для прямозубых передач для дальнейшего расчета принимается меньшее из допускаемых напряжений зубьев шестерни и колеса – $[\sigma]_{Hрасч} = 1150 \text{ МПа}$.

2 Назначение коэффициентов:

$$\psi_{ba} = 0,125.$$

3 Расчет межосевого расстояния

Принимается $a = 90 \text{ мм}$, так как пары 3-4 и 5-6 – соосные.

4 Назначение модуля

Для унификации принимается $m = 2,5 \text{ мм}$ (как у пары 3-4).

$$(Z_5 + Z_6) = \frac{2 \cdot a}{m} = \frac{2 \cdot 90}{2,5} = 72.$$

$$Z_5 = \frac{Z_5 + Z_6}{U_{5-6} + 1} = \frac{72}{2 + 1} = 24.$$

$$Z_6 = (Z_5 + Z_6) - Z_5 = 72 - 24 = 48.$$

$$U_{5-6\phi} = \frac{Z_6}{Z_5} = \frac{48}{24} = 2.$$

$$\Delta U = \left| \frac{U_{5-6} - U_{5-6\phi}}{U_{5-6}} \right| 100 = \left| \frac{2 - 2}{2} \right| 100 = 0\% < [\Delta U] = 2,5\%.$$

6 Расчет геометрических размеров зубчатых колес.

$$b_6 = 12 \text{ мм};$$

$$d_5 = mZ_5 = 2,5 \cdot 24 = 60 \text{ мм};$$

$$d_{a5} = d_5 + 2m = 60 + 2 \cdot 2,5 = 65 \text{ мм};$$

$$d_{f5} = d_5 - 2,5m = 60 - 2,5 \cdot 2,5 = 53,75 \text{ мм};$$

$$d_6 = mZ_6 = 2,5 \cdot 48 = 120 \text{ мм};$$

$$d_{a6} = d_6 + 2m = 120 + 2 \cdot 2,5 = 125 \text{ мм};$$

$$d_{f6} = d_6 - 2,5m = 120 - 2,5 \cdot 2,5 = 113,75 \text{ мм}.$$

Проверка: $\frac{d_5}{2} + \frac{d_6}{2} = a.$

$$\frac{60}{2} + \frac{120}{2} = 90 \text{ мм}.$$

7 Назначение степени точности.

$$V = \frac{\pi d_5 n_5}{60000} = \frac{3,14 \cdot 60 \cdot 802,8}{60000} \cong 2,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Назначается степень точности **8-В** ГОСТ 1643-81.

Пример 3. Выполнить расчеты зубчатой передачи по приведенной схеме и исходным данным (см. рис. 7).

2.3.5 Расчет прямозубой цилиндрической передачи 1-2 цилиндро-червячного редуктора

Исходные данные выбираем из результатов кинематического расчета по табл. 17:

$$P_1 = 3,42 \text{ кВт};$$

$$P_2 = 3,31 \text{ кВт};$$

$$n_1 = 2880 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_2 = 1600 \text{ мин}^{-1};$$

$$U_{1-2}=1,8.$$

Режим нагружения – табл. 47.

Таблица 47

Частота вращения	Время работы в часах с использованием мощности					
	t_1	P_1	t_2	P_2	t_3	P_3
n_1	3000	P	3000	0,7P	4000	0,4P

Проектировочный расчет

1 Назначение материалов и расчет допускаемых напряжений

Принимается для изготовления шестерни и колеса Сталь 45 с термообработкой – улучшение.

Обоснование. Зубья нарезают после термообработки заготовки, при этом достигается достаточная точность изготовления зубчатых колес без использования дорогих финишных операций. Колеса хорошо прирабатываются.

По табл. 24, 25 выбираем:

- для шестерни – твердость поверхности зубьев $H_1 = 269...302 \text{ НВ}$ (наиболее вероятная твердость 285 НВ);
 $\sigma_{B_1} = 890 \text{ МПа}$, $\sigma_{T_1} = 650 \text{ МПа}$;

- для колеса – твердость поверхности зубьев $H_2 = 235...262 \text{ НВ}$ (наиболее вероятная твердость 250 НВ);
 $\sigma_{B_2} = 780 \text{ МПа}$, $\sigma_{T_2} = 540 \text{ МПа}$.

Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} K_{H_L} Z_R Z_V K_L K_{xH}.$$

Для шестерни (табл. 26):

$$\sigma_{H \lim b} = 2 H_{HB} + 70 = 2 \cdot 285 + 70 = 640 \text{ МПа} ;$$

$$S_H = 1,1 ;$$

$$K_{H_L} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO_1}}{N_{HE_1}}} = \sqrt[6]{\frac{23374855}{740448000}} \cong 0,56 < 1, \text{ принимается } K_{HL} = 1 ;$$

$$N_{HO_1} = 30 H_{HB}^{2,4} = 30 \cdot 285^{2,4} \cong 23374855 ;$$

$$N_{HE_1} = 60 n_1 \sum_{i=1}^k \left[\left(\frac{P_i}{P_1} \right)^3 t_i \right] = 60 \cdot 2880 \cdot (1^3 \cdot 3000 + 0,7^3 \cdot 3000 + 0,4^3 \cdot 4000) = 740448000 ;$$

$$Z_R = 1; Z_V = 1; K_L = 1; K_{xH} = 1 \text{ (см. расчет выше).}$$

$$[\sigma]_{H_1} = \frac{640}{1,1} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cong 582 \text{ МПа} .$$

Для колеса:

$$\sigma_{H \lim b} = 2 H_{HB} + 70 = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа} ;$$

$$S_H = 1,1 ;$$

$$K_{H_L} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO_2}}{N_{HE_2}}} = \sqrt[6]{\frac{17067789}{411360000}} \cong 0,59 < 1, \text{ принимается } K_{HL} = 1 ;$$

$$N_{HO_2} = 30 H_{HB}^{2,4} = 30 \cdot 250^{2,4} \cong 17067789 ;$$

$$N_{HE_2} = \frac{N_{HE_1}}{U_{1-2}} = \frac{740448000}{1,8} \cong 411360000 ;$$

$$Z_R = 1; Z_V = 1; K_L = 1; K_{xH} = 1 .$$

$$[\sigma]_{H_2} = \frac{570}{1,1} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cong 518 \text{ МПа} .$$

За расчетное допускаемое контактное напряжение для прямо-зубой цилиндрической передачи принимается меньшее из $[\sigma]_{H_1}$ и $[\sigma]_{H_2} - [\sigma]_{H \text{ расч.}} = 518 \text{ МПа}$.

2 Назначение коэффициентов:

$\psi_{ba} = 0,315$ (см. табл. 28 принимается из рекомендаций для многоступенчатых редукторов).

$K_{H\alpha} = 1$ (прямые зубья);

$K_{H\beta} = 1,055$ (см. табл. 35 при $\frac{b_2}{d_1} = \psi_{ba} \frac{U_{1-2} + 1}{2} = 0,315 \frac{1,8 + 1}{2} \cong 0,44$; вблизи одной из опор; колеса прирабатываются);

$K_{HV} = 1,2$ (для проектировочного расчета).

3 Расчет межосевого расстояния:

$$a \geq K_{ap} (U_{1-2} + 1) \sqrt[3]{\frac{P_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}}{n_1 \psi_{ba} U_{1-2} [\sigma]_{H \text{ расч}}^2}} =$$

$$= 9,75 \cdot 10^3 (1,8 + 1) \sqrt[3]{\frac{3,42 \cdot 1,0 \cdot 1,055 \cdot 1,2}{2880 \cdot 0,315 \cdot 1,8 \cdot 518^2}} \cong 59 \text{ мм.}$$

Принимается стандартное $a = 63 \text{ мм}$ (см. табл. 30).

4 Назначение модуля:

$$m = (0,01 \dots 0,025) a = (0,01 \dots 0,025) \cdot 63 = (0,63 \dots 1,58) \text{ мм.}$$

Принимается $m = 1,5 \text{ мм}$.

Примечание. Для силовых передач рекомендуется принимать $m \geq 1,5 \text{ мм}$ с учетом экономических затрат и по условию обеспечения плавности работы передачи.

$$(Z_1 + Z_2) = \frac{2a}{m} = \frac{2 \cdot 63}{1,5} = 84 - \text{целое число.}$$

5 Назначение чисел зубьев:

$$Z_1 = \frac{Z_1 + Z_2}{U_{1-2} + 1} = \frac{84}{1,8 + 1} = 30.$$

$$Z_2 = (Z_1 + Z_2) - Z_1 = 84 - 30 = 54.$$

$$U_{1-2\phi} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{54}{30} = 1,8.$$

$$\Delta U = \left| \frac{U_{1-2} - U_{1-2\phi}}{U_{1-2}} \right| 100 = \left| \frac{1,8 - 1,8}{1,8} \right| 100 = 0\% < [\Delta U] = 2,5\%.$$

6 Расчет геометрических размеров зубчатых колес:

$$b = b_2 = \psi_{ba} a = 0,315 \cdot 63 \cong 19,8 \text{ мм}.$$

Принимается из ряда нормальных линейных размеров,
 $b_2 = 20 \text{ мм}.$

$$d_1 = mZ_1 = 1,5 \cdot 30 = 45 \text{ мм};$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 45 + 2 \cdot 1,5 = 48 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 45 - 2,5 \cdot 1,5 = 41,25 \text{ мм};$$

$$d_2 = mZ_2 = 1,5 \cdot 54 = 81 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 81 + 2 \cdot 1,5 = 84 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 81 - 2,5 \cdot 1,5 = 77,25 \text{ мм}.$$

Проверка: $\frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = a,$

$$\frac{45}{2} + \frac{81}{2} = 63 \text{ мм}.$$

7 Назначение степени точности:

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 45 \cdot 2880}{60000} \cong 6,8 \frac{м}{с}.$$

Назначается степень точности **7-B** по ГОСТ 1643-81 (см. табл. 33).

Проверочный расчет

1 Проверка на контактную усталостную прочность:

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H.$$

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \frac{1}{d_1} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 P_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} (U_{1-2} + 1)}{n_1 \cdot b_2 \cdot U_{1-2}}},$$

где $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$;

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,71}{3}} \cong 0,87;$$

$$\varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{30} + \frac{1}{54} \right) \cong 1,71;$$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha}} = \sqrt{\frac{2}{\sin(2 \cdot 20^\circ)}} \cong 1,76;$$

$K_{H\alpha} = 1$ (прямые зубья);

$$K_{H\beta} = 1,055 \text{ (см. табл. 35 при } \frac{b_2}{d_1} = \frac{20}{45} \cong 0,44 \text{ ; вблизи одной}$$

из опор; колеса прирабатываются);

$K_{HV} = 1,24$ (см. табл. 36 при $V \cong 6,8 \text{ м/с}$; степени точности по норме плавности – 7; $H_2 \leq 350 \text{ HB}$).

$$\sigma_H = 275 \cdot 1,76 \cdot 0,87 \cdot \frac{1}{45} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot 3,42 \cdot 1 \cdot 1,055 \cdot 1,24 (1,8 + 1)}{2880 \cdot 20 \cdot 1,8}} \cong 450 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_H < [\sigma]_H .$$

450 МПа < 518 МПа – контактная усталостная прочность обеспечена.

2 Проверка на усталостную изгибную прочность

$$\sigma_F \leq [\sigma]_F .$$

Выясняем, по какому из зубчатых колес пары вести расчет, для чего для шестерни и колеса рассчитывается $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$.

Допускаемое изгибное напряжение:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_H} K_{F_C} K_{F_L} ,$$

Для шестерни:

$$\sigma_{F \lim b} = 1,8 H_{HB} = 1,8 \cdot 285 = 513 \text{ МПа} ;$$

$$K_{F_C} = 1 \text{ (нереверсивная передача);}$$

$$S_H = 2,2 \text{ (при вероятности неразрушения зубьев более 0,99);}$$

$$K_{F_L} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE_1}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{582220397}} \cong 0,44 < 1, \text{ принимается } K_{F_L} = 1;$$

$$N_{FO} = 4 \cdot 10^6 \text{ (для всех сталей);}$$

$$N_{FE_1} = 60 n_1 \sum_{i=1}^k \left[\left(\frac{P_i}{P_1} \right)^6 t_i \right] = 60 \cdot 2880 \cdot (1^6 \cdot 3000 + 0,7^6 \cdot 3000 + 0,4^6 \cdot 4000) \cong 582220397.$$

$$[\sigma]_{F_1} = \frac{513}{2,2} \cdot 1 \cdot 1 \cong 233 \text{ МПа} .$$

Для колеса:

$$\sigma_{F \lim b} = 1,8 H_{HB} = 1,8 \cdot 250 = 450 \text{ МПа} ;$$

$$S_H = 2,2 ;$$

$$K_{F_C} = 1 ;$$

$$K_{F_L} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE_2}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{323455776}} \cong 0,48 < 1, \text{ принимается } K_{F_L} = 1 ;$$

$$N_{FO} = 4 \cdot 10^6 \text{ (для всех сталей)} ;$$

$$N_{FE_2} = \frac{N_{FE_1}}{U_{1-2}} = \frac{582220397}{1,8} \cong 323455776.$$

$$[\sigma]_{F_2} = \frac{450}{2,2} \cdot 1 \cdot 1 \cong 205 \text{ МПа} .$$

$$Y_{F_1} = 3,80 \text{ (см. табл. 22 при } Z_1 = 30 \text{ и } \chi = 0) ;$$

$$Y_{F_2} = 3,63 \text{ (см. табл. 22 при } Z_2 = 54 \text{ и } \chi = 0) ;$$

$$\frac{[\sigma]_{F_1}}{Y_{F_1}} = \frac{233}{3,8} \cong 61 ; \quad \frac{[\sigma]_{F_2}}{Y_{F_2}} = \frac{205}{3,63} \cong 56.$$

Более «слабым» элементом является колесо, по которому ведется дальнейший расчет.

$$\sigma_F = Y_{F_2} \cdot \frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot P_2 \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{n_2 \cdot d_2 \cdot b_2 \cdot m} ,$$

где $K_{F\alpha} = 1$ (для прямых зубьев);

$$K_{F\beta} = 1,05 \text{ (см. табл. 35 при } \frac{b_2}{d_1} = \frac{20}{45} \cong 0,44 ; \text{ вблизи одной}$$

из опор; колеса прирабатываются);

$K_{FV} = 1,57$ (см. табл. 36 при $V = 6,8 \text{ м/с}$; степени точности по норме плавности – 7; $H_2 \leq 350 \text{ HB}$).

$$\sigma_F = 3,63 \frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot 3,31 \cdot 1 \cdot 1,05 \cdot 1,57}{1600 \cdot 81 \cdot 20 \cdot 1,5} \cong 97 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_F < [\sigma]_F.$$

97 МПа < 205 МПа – изгибная усталостная прочность обеспечена.

3 Проверка на контактную прочность при действии максимальных нагрузок:

$$\sigma_{H \max} \leq [\sigma]_{H \max}.$$

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{nep}} = 450 \sqrt{2,55} \cong 719 \text{ МПа},$$

$$\text{где } K_{nep} = \left(\frac{T_{\max}}{T_{ном}} \right) \left(\frac{P_{\varepsilon\theta}}{P_{номр}} \right) = 2,2 \cdot \frac{4}{3,45} \cong 2,55;$$

$$[\sigma]_{H \max} = 2,8 \cdot \sigma_T = 2,8 \cdot 540 = 1512 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{H \max} < [\sigma]_{H \max}.$$

719 МПа < 1512 МПа – контактная прочность при действии максимальных нагрузок обеспечена.

4 Проверка на изгибную прочность при действии максимальных нагрузок:

$$\sigma_{F \max} \leq [\sigma]_{F \max}.$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F K_{nep} = 97 \cdot 2,55 \cong 247 \text{ МПа}.$$

$$[\sigma]_{F \max} = 2,75 H_{HB} = 2,75 \cdot 250 = 688 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{F \max} < [\sigma]_{F \max}.$$

247 МПа < 688 МПа – изгибная прочность при действии максимальных нагрузок обеспечена.

3 РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ В РЕДУКТОРНОМ ИСПОЛНЕНИИ

3.1 Исходные предпосылки к расчёту

В приводах червячные передачи, как правило, выполняются в закрытом исполнении. Основным видом движения в зацеплении различных видов червячных цилиндрических передач (с архимедовым, конволютным и эвольвентным червяком) является скольжение, а контакт сопряженных поверхностей всегда происходит по линии, расположение которой весьма неблагоприятно в отношении возможности образования разделительного слоя смазки между ними. В связи с этим венцы червячных колес изготавливаются из соответствующих величинам скорости скольжения антифрикционных сплавов, а червяки – из качественных углеродистых или легированных сталей. При этом важно иметь в виду, что чем больше твердость и выше класс чистоты поверхностей витков червяка, тем выше и работоспособность передачи. Поэтому указанные поверхности желательно подвергать цементации, закалке или другим видам поверхностного упрочнения с последующей их шлифовкой и полировкой. В этом отношении при выборе вида червячной цилиндрической передачи следует отдавать предпочтение передачам с конволютным и эвольвентным червяком (в реальных условиях – при наличии соответствующего технологического оборудования).

Главным критерием работоспособности червячных цилиндрических передач принято считать контактную выносливость рабочих поверхностей зубьев колеса. Этот критерий строго справедлив только в случае, когда венец червячного колеса выполнен из высококачественного антифрикционного сплава (например, оловянной бронзы) и работает в паре с червяком, витки которого поверхностно упрочнены до $HV > 350$ с последующей их шлифовкой и полировкой.

Критерий контактной выносливости является условным для передач, у которых венцы червячных колес выполнены из сплавов, обладающих пониженными антифрикционными свойствами (например: безоловянные бронзы, латуни, чугуны), а также во всех случаях, когда витки червяка окончательно обработаны резцом (имеют твердость $HV < 350$).

Передача червячная, основные размеры которой определены из условия контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев колеса, должна быть дополнительно проверена по следующим возможным критериям работоспособности:

- контактной выносливости зубьев колеса;
- изгибной выносливости зубьев колеса;
- статической изгибной прочности зубьев колеса в условиях возможной кратковременной статической перегрузки;
- теплостойкости.

Червячные колеса нарезают червячными фрезами и в редких случаях – резцами, укрепленными на вращающейся оправке (летучими резцами). Червячная фреза для нарезания червячного колеса является инструментом, расположение режущих граней которого соответствует форме червяка. При нарезании заготовка колеса и фреза совершают относительное движение, какое имеют червячное колесо и червяк в передаче (в отличие от червяка у фрезы имеются режущие кромки, а наружный диаметр больше на величину двойного радиального зазора в зацеплении). Используя возможность нарезания червячных колес одним и тем же инструментом при постоянном межосевом расстоянии за счет изменения относительной скорости вращения фрезы и заготовки, получают колеса с разным количеством зубьев. Такая технология может считаться **технологией нарезания с условным смещением червяка x** (и инструмента при нарезании зубьев). Соответствующим подбором коэффициента смещения можно влиять на размеры и форму зоны зацепления с целью улучшения условий работы. Смещение червяка выполняют также с целью вписывания передачи в стандартное межосевое расстояние. **С целью упрощения расчета смещение можно не учитывать, принимая в расчетных формулах вместо диаметра начальной окружности червяка d_{o1} диаметр делительной окружности d_1 .**

Исходные данные для расчета передачи должны содержать сведения о: нагрузке (желательно на колесе, по которому ведется расчет) P_2 , кВт (или T_2 , Н·м); n_2 , мин⁻¹; передаточном числе передачи U ; режиме нагружения (с указанием величины нагрузки, дли-

тельности ее действия и частоты вращения на каждой ступени нагружения, если он переменный); месте установки редуктора с передачей и температуре окружающего воздуха; кратности возможной кратковременной (статической) перегрузки, которые выбираются из бланка задания; результатов кинематического расчета и предыдущих расчетов передач; общих соображений, вытекающих из анализа назначения привода.

Передаточное число передачи должно быть назначено из стандартного ряда, значения которого приведены в табл. 9.

3.2 Материалы и допускаемые напряжения

Червяки изготавливаются обычно из качественных углеродистых или легированных сталей с твердостью $HВ \geq 280$. Работоспособность червячной передачи существенно увеличивается, если при прочих равных условиях витки червяка подвергаются поверхностному упрочнению до более высокой твердости (закалка, цементация, азотирование и т. п.) с последующей их шлифовкой и полировкой.

Червячные колеса изготавливают в основном составными – с венцом из цветного сплава и стальной или чугунной ступицей. Значительно реже венцы выполняются из менее качественных материалов типа латуней, чугунов и т. п. Наилучшими антифрикционными и, следовательно, эксплуатационными свойствами обладают оловянные бронзы, однако они дороги и дефицитны. В связи с этим часто используются различные заменители в виде безоловянных бронз, латуней, антифрикционных чугунов и т. п., которые обладают более высокими прочностными свойствами, но являются менее стойкими против заедания и износа. Выбор материала зубьев колеса производится в зависимости от величины скорости скольжения в зацеплении V_s , твердости и чистоты поверхности витков червяка.

Выработанные практикой соответствующие рекомендации приведены в табл. 48. Отклонения допускаются только в сторону улучшения материала колеса при данной скорости скольжения (для улучшения условий работы зацепления).

Таблица 48 – Материалы зубьев червячных колес

Состояние поверхности витков червяка	Скорость скольжения V_s , м/с				
	$V_s > 8$	$8 > V_s \geq 5$	$5 > V_s \geq 2$	$2 > V_s \geq 1$	$V_s < 1$
Шлифованные, полированные, $HRC \geq 45$	Бронзы оловянные	Бронзы без-оловянные	Латуни	Чугуны	—
Окончательно обработаны резцом, $HRC < 45$	—	Бронзы оловянные	Бронзы без-оловянные	Латуни	Чугуны

Допускаемые напряжения контактные $[\sigma]_H$ и изгибные $[\sigma]_F$ (без учета влияния режима работы передачи) приведены в табл. 49. Для оловянных бронз они определены из условия обеспечения контактной выносливости, для других материалов, обладающих пониженными антифрикционными свойствами – из условий отсутствия заедания и износостойкости зубьев колеса.

Допускаемые напряжения с учетом влияния режима работы передачи:

$$[\sigma]_{HL} = [\sigma]_H K_{HL}, \quad (33)$$

$$[\sigma]_{FL} = [\sigma]_F K_{FL}. \quad (34)$$

Для материалов, обладающих хорошими антифрикционными свойствами (например, оловянные бронзы), коэффициент долговечности:

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}. \quad (35)$$

Если зубья из указанных материалов работают в паре с поверхностью упрочненным до твердости $HRC \geq 45$, шлифованным и полированным червяком, базовое число циклов перемен напряжений, соответствующее длительному пределу выносливости, равно $N_{HO} = 25 \cdot 10^7$.

Таблица 49 – Допускаемые напряжения для расчёта червячных передач

Материал зубьев колеса			Витки червяка шлифованы и полированы, HRC≥45										Витки червяка окончательно обработаны резцом, HRC<45									
Марка	Способ отливки	σ _в , МПа	[σ] _н , МПа при V _с , м/с								[σ] _г , МПа при нагрузке		[σ] _н , МПа при V _с , м/с						[σ] _г , МПа при нагрузке			
			0,5	1	2	3	4	6	8	нере- версивн., симв.	ревер- при нагрузке	0,5	1	2	3	4	6	нере- версивн., симв.	ревер- при нагрузке			
Бр 010 Ф1	В кокиль	245,0	147								40	27	122						30	20		
	В песч. форму	215,5	128								35	22	106						25	15		
Бр 010 Ц2	В кокиль	225,5	135								38	25	112						28	17		
	В песч. форму	215,5	128								35	22	106						25	15		
Бр 04 Ц7С5	В кокиль	176,2	106								21	18	88						16	14		
	В песч. форму	147,0	91								18	13	75						14	11		
Бр А9ЖЗЛ	В кокиль	490,0	188	183	178	170	166	160	145	58	53	153	147	144	137	134	127	47	42			
	В песч. форму	392,0	184	178	173	165	162	152	138	54	40	147	142	140	134	130	123	42	34			
Бр А10Ж4Н4Л	В кокиль	587,0	193	190	185	178	173	162	148	65	63	156	154	148	145	140	133	52	51			
ЛМЦ С58-2-2	В кокиль	340,0	148	144	140	134	130	123	112	42	37	120	117	114	110	105	100	34	30			
ЛАЗМЦ 66-6-3-2	В кокиль	650,0	172	169	154	149	140	128	118	76	70	140	137	125	120	114	104	61	56			
	В песч. форму	600,0	170	166	150	146	136	125	115	73	65	138	134	122	118	110	100	58	52			
А 4С-1	—	350,0	120	100	80	—	—	—	—	54	34	104	—	—	—	—	—	43	27			

Эквивалентное число циклов перемен напряжений:

$$N_{HE} = 60 \sum t_i n_i \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^4 = 60 \sum t_i n_i \left(\frac{P_i}{P_1} \right)^4, \quad (36)$$

где t_i, n_i – время действия и частота вращения колеса, которые соответствуют каждой ступени нагружения, включая ступень с максимальной нагрузкой (рис. 9);

T_i, P_i – нагрузка на каждой ступени нагружения, включая наибольшую;

T_1, P_1 – нагрузка наибольшая из числа действующих за цикл, принимаемая в расчетах за номинальную.

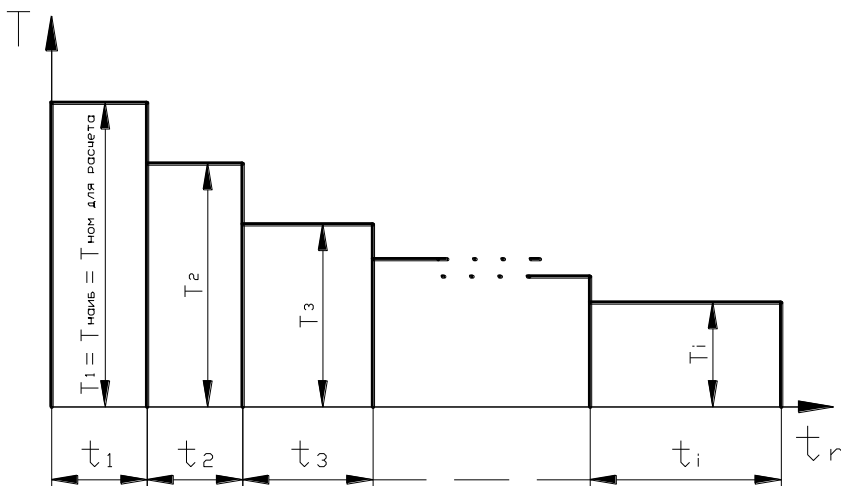


Рисунок 9 – Циклограмма действующих на передачу нагрузок

Расчетные значения K_{HL} должны соответствовать условию:

$$1,7 \geq K_{HL} \geq 1. \quad (37)$$

Если они выходят за пределы указанных значений, то их целесообразно принимать предельными.

Для материалов, обладающих пониженными антифрикционными свойствами (безоловянные бронзы, латуни, чугуны), а также во всех случаях при использовании червяков с твердостью $HRC < 45$, окончательно обработанных резцом, следует принять $K_{HL} = 1$.

Коэффициент долговечности:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}. \quad (38)$$

Базовое число циклов перемен напряжений:

- для бронз и латуней – $N_{FO} = 25 \cdot 10^7$;
- для чугунов – $N_{FO} = 10^7$.

Эквивалентное число циклов перемен напряжений (см. рис. 9):

$$N_{FE} = 60 \sum t_i n_i \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^9 = 60 \sum t_i n_i \left(\frac{P_i}{P_1} \right)^9. \quad (39)$$

Расчетные значения K_{FL} также должны соответствовать условию:

$$1,7 \geq K_{FL} \geq 1. \quad (40)$$

Допускаемые напряжения изгиба при статической перегрузке передачи:

$$[\sigma]_{F \max} = 0,6 \sigma_B. \quad (41)$$

3.3 Расчет на контактную выносливость

3.3.1 Расчет проектировочный (предварительный)

Его основная цель – определение межосевого расстояния передачи из условия контактной выносливости зубьев колеса.

Расчетные формулы:

$$a \geq K'_{aT} (q + z_2) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{q z_2^2 [\sigma]_{HL}^2}} \quad (42)$$

или, приняв $T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_2}$,

$$a \geq K'_{ap} (q + z_2) \sqrt[3]{\frac{P_2 K_H}{n_2 q z_2^2 [\sigma]_{HL}^2}} \quad (43)$$

Рассчитанное значение межосевого расстояния должно быть округлено до ближайшего большего стандартного (табл. 50).

Таблица 50 – Межосевые расстояния червячных передач по ДСТУ 2458-98

а, мм	63	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280	315
-------	----	----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

3.3.2 Расчет проверочный

3.3.2.1 Проверка контактной выносливости зубьев колеса

Его основная цель – определение контактных напряжений при окончательно принятых параметрах передачи. Эти напряжения не должны превышать напряжений допускаемых.

Расчетные формулы:

$$\sigma_H = \frac{Z'_H Z'_M}{d_2} \sqrt{\frac{T_2 K_H}{d_1}} \leq [\sigma]_{HL}, \quad (44)$$

$$\sigma_H = \frac{Z'_H Z'_M}{d_2} \sqrt{9550 \frac{P_2 K_H}{n_2 d_1}} \leq [\sigma]_{HL}. \quad (45)$$

$$0,8[\sigma]_{HL} \leq \sigma_H \leq 1,05[\sigma]_{HL}.$$

Это означает, что недогруз передачи $\sigma_H < [\sigma]_{HL}$ допустим не более 20%, перегруз $\sigma_H > [\sigma]_{HL}$ – не более 5%. Выход за указанные пределы величины σ_H требует уточнения ранее найденных параметров передачи.

Значения коэффициентов, вошедших в расчетные формулы, приведены в табл. 51.

Таблица 51 – Усредненные значения коэффициентов для расчетов на контактную выносливость

Сочетание материалов червяк – колесо	Z'_M	K'_{aT}	K'_{ap}
Сталь – бронза	8600	310	6550
Сталь – латунь	8250	300	6350
Сталь – чугун	7650	285	6050

$$Z'_H = \sqrt{\frac{2 \cos^2 \gamma}{\sin 2\alpha}} \text{ при } \alpha = 20^\circ; \gamma = 7 \dots 10^\circ; Z'_H \cong 1,75.$$

3.3.2.2 Проверка изгибной выносливости зубьев колеса

Основная ее цель – определение расчетных изгибных напряжений в зубьях колеса. Эти напряжения не должны превышать напряжений допускаемых. Расчетные формулы:

$$\sigma_F = Y'_F \frac{2300 T_2 K_F}{d_1 d_2 m} \leq [\sigma]_{FL} \quad (46)$$

или

$$\sigma_F = Y'_F \frac{22 \cdot 10^6 P_2 K_F}{n_2 d_1 d_2 m} \leq [\sigma]_{FL}. \quad (47)$$

Значения коэффициента формы зуба червячного колеса приведены в табл. 52.

Таблица 52 – Коэффициент формы зуба червячного колеса Y_F'

$Z_{E_2} = Z_2 / \cos^3 \gamma$	20	24	26	28	30	32	35	37
Y_F'	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61
$Z_{E_2} = Z_2 / \cos^3 \gamma$	40	45	50	60	80	100	150	300 и более
Y_F'	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

Расчетная нагрузка или расчетный момент могут быть получены умножением соответствующих номинальных величин на коэффициент нагрузки K .

Коэффициенты нагрузки приблизительно можно выбирать с учетом следующих рекомендаций:

$$K = K_H \cong K_F = K_v K_\beta, \quad (48)$$

где K_v – коэффициент динамичности, зависит от степени точности передачи и скорости скольжения, для наиболее распространенных степеней точности передач 7, 8 и скоростей скольжения $V_s = 1,5 \dots 7,5$ м/с значения $K_v = 1,0 \dots 1,3$;

K_β – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактной линии, приблизительно $K_\beta = 1,03 \dots 1,1$ (меньшее значение – при большей величине q).

Для проектировочных расчетов можно принимать $K = 0,5(K_\beta^0 + 1)$. Значения начального коэффициента концентрации принимают по рис. 10.

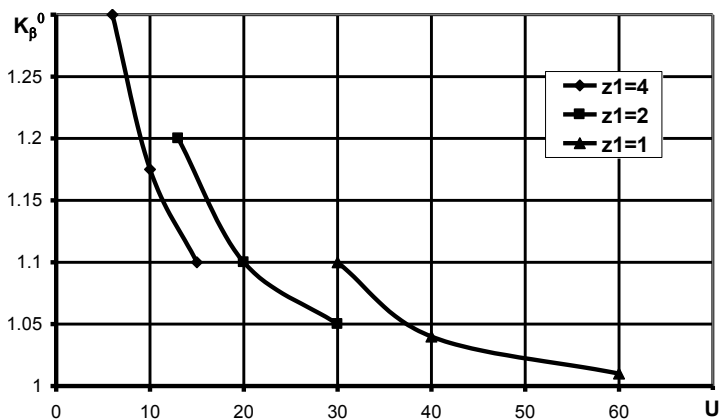


Рисунок 10 – График для определения начального коэффициента концентрации K_{β}^0

3.3.2.3 Проверка статической изгибной прочности зубьев колеса

Основная ее цель – определение расчетных изгибных напряжений в зубьях колеса при действии на передачу наибольших кратковременных (статических) перегрузок. Эти напряжения не должны превышать напряжений допускаемых.

Расчетное условие –

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F K_{\text{пер}} \leq [\sigma]_{F \max}, \quad (49)$$

$$\text{где } K_{\text{пер}} = \frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}} \frac{P_{\text{эд}}}{P_{\text{потр}}} \text{ или } K_{\text{пер}} = \beta.$$

3.3.2.4 Проверка передачи на теплостойкость

Основная ее цель – определение расчетной температуры нагрева в процессе эксплуатации передачи. Эта температура не должна превышать температуру, допустимую для выбранного сорта масла.

Расчетное условие:

$$t_p = t_0 + \frac{10^3 P_1 (1 - \eta)}{k_t S_t} \frac{F}{F_{\text{наиб}}} \leq [t_{\text{max}}] \quad (50)$$

Для расчета необходимо уточненное определение коэффициента полезного действия передачи:

$$\eta = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho')}. \quad (51)$$

Рекомендации для выбора коэффициента теплопередачи k_t приведены в табл. 53. При выборе ρ' можно воспользоваться рекомендациями табл. 54

Таблица 53 – Значения коэффициента теплопередачи k_t в червячных редукторах

Охлаждение естественное		Охлаждение искусственное	
Слабая циркуляция окружающего воздуха, загрязнённая поверхность корпуса, наличие внутренних рёбер, препятствующих подвижности масла	Хорошая циркуляция окружающего воздуха, чистая поверхность корпуса, отсутствие внутренних перегородок, рёбер	Вентиляционный обдув воздухом окружающей среды при температуре 20...25°C	Вентиляционный обдув охлаждённым воздухом, наличие внутри корпуса змеевика с проточной холодной водой
8...10	12...17	18...24	25...35

Под площадью поверхности теплоотдачи S_t понимается внешняя часть корпуса, которая омывается или обрызгивается изнутри маслом. Если для увеличения внешней поверхности на корпусе сделаны ребра, выступы, бобышки, в состав теплоотдающей поверхности включается только 70 % их внешней площади. В проектном расчете площадь поверхности теплоотдачи ориентировочно можно рассчитать, как $S_t \cong 20a^{1,7}$ или выбрать из табл. 55.

Таблица 54 – Значения приведенных коэффициентов и углов трения

Скорость скольжения v_s , м/с	Материал зубьев колеса											
	Бронзы оловянистые				Бронзы безоловянистые и латуни				Чугуны			
	Витки червяка шлифованы и полированы, $HRC \geq 45$		Витки червяка окончательно обработаны резцом $HRC < 45$		Витки червяка шлифованы и полированы, $HRC \geq 45$		Витки червяка окончательно обработаны резцом $HRC < 45$		Витки червяка шлифованы и полированы, $HRC \geq 45$		Витки червяка окончательно обработаны резцом $HRC < 45$	
	f'	ρ'	f'	ρ'	f'	ρ'	f'	ρ'	f'	ρ'	f'	ρ'
0,01	0,11	6°17'	0,12	6°51'	0,18	10°12'	0,19	10°45'	0,18	10°12'	0,19	10°45'
0,05	0,09	5°09'	0,10	5°43'	0,14	7°58'	0,16	9°05'	0,14	7°58'	0,16	9°05'
0,10	0,08	4°34'	0,09	5°09'	0,13	7°24'	0,14	7°58'	0,13	7°24'	0,14	7°58'
0,25	0,065	3°43'	0,075	4°17'	0,10	5°43'	0,12	6°51'	0,10	5°43'	0,12	6°51'
0,50	0,055	3°09'	0,065	3°43'	0,09	5°09'	0,10	5°43'	0,09	5°09'	0,10	5°43'
1,0	0,045	2°35'	0,055	3°09'	0,07	4°00'	0,09	5°09'	0,07	4°00'	—	—
1,5	0,04	2°17'	0,05	2°52'	0,065	3°43'	0,08	4°34'	0,065	3°43'	—	—
2,0	0,035	2°00'	0,045	2°35'	0,055	3°09'	0,07	4°00'	—	—	—	—
2,5	0,03	1°43'	0,04	2°17'	0,05	2°52'	0,06	3°32'	—	—	—	—
3	0,028	1°36'	0,035	2°00'	0,045	2°35'	0,052	2°54'	—	—	—	—
4	0,024	1°22'	0,031	1°47'	0,04	2°17'	0,045	2°35'	—	—	—	—
5	0,022	1°15'	0,029	1°40'	0,035	2°00'	—	—	—	—	—	—
8	0,018	1°02'	0,026	1°24'	0,03	2°00'	—	—	—	—	—	—
10	0,016	0°55'	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
15	0,014	0°48'	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
25	0,012	0°43'	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Таблица 55 – Рекомендации по выбору S_t

$a, мм$	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280
$S_t, м^2$	0,16	0,24	0,35	0,42	0,53	0,65	0,78	0,95	1,14	1,34

Отношение $\frac{F}{F_{наиб}}$ в формуле (50) следует понимать как поправку на переменность режима нагружения. Имея в виду циклограмму нагружения (см. рис. 9),

$$\frac{F}{F_{наиб}} = \frac{T}{T_{наиб}} = \frac{\sum T_i n_i t_i}{T_{наиб} \sum t_i n_i}. \quad (52)$$

При постоянной частоте вращения:

$$\frac{T}{T_{наиб}} = \frac{\sum T_i t_i}{T_{наиб} \sum t_i} = \frac{\sum P_i t_i}{P_{наиб} \sum t_i}. \quad (53)$$

Максимально допускаемая рабочая температура масла указывается в стандартах на марку масла. Для промышленных масел $[t_{max}] = 60...80^\circ C$, для авиационных – $[t_{max}] = 100...120^\circ C$.

3.4 Рекомендуемый порядок расчета передачи

Исходные данные: P_2 , кВт; n_2 , мин⁻¹ (T_2 , Н·м); U ; режим нагружения (циклограмма или описание), место установки редуктора с передачей и температура окружающего воздуха выбираются из результатов кинематического расчета привода и данных задания на курсовое проектирование.

3.4.1 Расчет передачи проективный

1 Назначить материалы червяка и червячного колеса, выбрать или рассчитать допускаемые контактные напряжения. Для этого можно воспользоваться данными табл. 48, 49.

Ориентировочное значение скорости скольжения V_s рассчитывают по формуле:

$$V_s = \frac{4,5n_1}{10^4} \sqrt[3]{T_2}. \quad (54)$$

Поправку к табличным значениям $[\sigma]_H$ на режим нагружения K_{HL} вводят лишь в том случае, когда червяк имеет твердость рабочих поверхностей витков $HRC > 45$, шлифован, полирован, а венец червячного колеса выполнен из оловянной бронзы.

2 Рассчитать коэффициент нагрузки K_H по формуле (48).

3 Назначить число заходов червяка z_1 , число зубьев колеса z_2 , задаться значением коэффициента диаметра червяка q .

Червячную передачу со стандартным передаточным числом и стандартным межосевым расстоянием можно осуществить только при определенном сочетании параметров. Эти сочетания приведены в табл. 56. Анализируя таблицу, нетрудно убедиться, что заданное U получается однозначным сочетанием z_1 и z_2 , а q в зависимости от a может иметь обычно не более двух разных значений. Опыт в расчетах позволяет предвидеть ожидаемое межосевое расстояние и, соответственно, относительно обоснованно выбирать для расчетов q . В противном случае берут цифру, которая чаще повторяется, т. е. более вероятна. Если выбор сделан неудачно (это покажет последующий расчет a), следует принять другое значение q и расчет a повторить.

Для того, чтобы исключить слишком тонкие червяки, что нарушает правильность зацепления из-за прогибов, рекомендуется $q \geq 0,25Z_2$.

4 Рассчитать потребное межосевое расстояние a по формуле (42) или (43) и округлить его, как правило, до ближайшего большего стандартного значения (см. табл. 50). При необходимости уточнить принятое ранее q и повторить расчет.

Таблица 56 – Основные параметры червячных цилиндрических передач, ДСТУ 2458-98

Передающие числа $U_{\text{норм}}$	Параметры	Межосевое расстояние a_w , мм																							
		40				50				63				80				100				125			
8 16 31,5	$Z_2 : Z_1$	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1
	m	2,00			2,00			2,50			3,15			4,00			5,00			6,30					
	q	8			8			8			8			8			8			8					
	x	0			0			0			0			0			0			0					
	U	8	16	32	8	16	32	8	16	32	8	16	32	8	16	32	8	16	32	8	16	32	8	16	32
9 18 35,5	$Z_2 : Z_1$	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1
	m	1,60			2,00			2,50			3,15			4,00			5,00			6,30					
	q	12,5			12,5			12,5			12,5			16,0			20,0			25,0					
	x	+0,750			+0,750			+0,950			+1,000			+1,200			+1,400			+1,600					
	U	9	18	36	9	18	36	9	18	36	9	18	36	9	18	36	9	18	36	9	18	36	9	18	36
10 20 40	$Z_2 : Z_1$	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1
	m	1,60			2,00			2,50			3,15			4,00			5,00			6,30					
	q	10			10			10			10			10			10			10					
	x	0			0			0			0			0			0			0					
	U	10	20	40	10	20	40	10	20	40	10	20	40	10	20	40	10	20	40	10	20	40	10	20	40
11,2 22,4 45	$Z_2 : Z_1$	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1
	m	1,25			1,60			2,00			2,50			3,15			4,00			5,00					
	q	16			16			16			16			16			16			16					
	x	+1,000			+1,000			+1,250			+1,500			+1,750			+2,000			+2,250					
	U	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0
12,5 25 50	$Z_2 : Z_1$	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1
	m	1,25			1,60			2,00			2,50			3,15			4,00			5,00					
	q	12,5			12,5			12,5			12,5			12,5			12,5			12,5					
	x	+0,750			0			+0,250			+0,750			+1,000			+1,250			+1,500					
	U	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0
14 28 56	$Z_2 : Z_1$	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1
	m	1,00			1,25			1,60			2,00			2,50			3,15			4,00					
	q	20			20			20			20			20			20			20					
	x	+1,000			+1,000			+1,250			+1,500			+1,750			+2,000			+2,250					
	U	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0
63	$Z_2 : Z_1$	63:1			63:1			63:1			63:1			63:1			63:1			63:1					
	m	1,00			1,25			1,60			2,00			2,50			3,15			4,00					
	q	16			16			16			16			16			16			16					
	x	+0,500			+0,500			+0,750			+1,000			+1,250			+1,500			+1,750					
	U	63			63			63			63			63			63			63					

Продолжение таблицы 56

Передаточные числа U_{nom}	Параметры	Межосевое расстояние a_w , мм																				
		40	50				63				80				100				125			
80	$Z_2 : Z_1$																					
	m																					
	q																					
	x																					
	U																					
Передаточные числа U_{nom}	Параметры	Межосевое расстояние a_w , мм																				
		140	160				180				200				225				250			
		$Z_2 : Z_1$	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1		
		m	6,3	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	12,5		
		q	12,5	8,0	8,0	8,0	12,5	12,5	8,0	8,0	8,0	12,5	12,5	8,0	8,0	12,5	12,5	8,0	8,0	12,5		
		x	-0,03	0	0	0	+0,25	0	0	+0,25	0	+0,25	0	0	+0,25	0	0	+0,25	0	0		
		$Z_2 : Z_1$	8	16	32	8	16	32	8	16	32	8	16	32	8	16	32	8	16	32		
		$Z_2 : Z_1$	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1		
		m	6,3	6,3	6,3	6,3	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	10,0		
		q	8,0	14,0	8,0	14,0	8,0	8,0	12,5	12,5	8,0	12,5	12,5	8,0	12,5	12,5	8,0	12,5	12,5	8,0		
		x	-0,222	+0,397	+0,500	+0,397	+0,500	+0,500	+0,500	+0,750	+0,500	+0,750	+0,500	+0,750	+0,500	+0,750	+0,500	+0,750	+0,500	+0,750		
		10 20 40	U	9	18	36	9	18	36	9	18	36	9	18	36	9	18	36	9	18	36	
			$Z_2 : Z_1$	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	
m	5,0		6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	10,0			
q	16		10	10	16	10	16	10	16	10	16	10	16	10	16	10	16	10	16			
x	0		+0,397	+0,571	+0,397	+0,571	+0,571	0	+0,125	0	+0,125	0	+0,125	0	+0,125	0	+0,125	0	+0,125			
11,2 22,4 45	U	10	20	40	10	20	40	10	20	40	10	20	40	10	20	40	10	20	40			
	$Z_2 : Z_1$	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1			
	m	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	8,0			
	q	10	16	16	10	16	10	16	10	16	10	16	10	16	10	16	10	16	16			
	x	0	+1,000	+0,571	+1,000	+0,571	+0,571	+0,750	+0,500	+0,750	+0,500	+0,750	+0,500	+0,750	+0,500	+0,750	+0,500	+0,750	+0,500			
12,5 25 50	U	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0			
	$Z_2 : Z_1$	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1			
	m	4,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	8,0			
	q	20,0	12,5	20,0	12,5	20,0	12,5	20,0	12,5	20,0	12,5	20,0	12,5	20,0	12,5	20,0	12,5	20,0	12,5			
	x	0	+0,750	+0,100	+0,750	+0,100	+0,100	+0,496	+0,710	+0,496	+0,710	+0,496	+0,710	+0,496	+0,710	+0,496	+0,710	+0,496	+0,710			

Продолжение таблицы 56

Передаточные числа $U_{\text{пол}}$	Параметры	Межосевое расстояние a_n , мм															
		140				160				180				200			
14 28 56	$Z_2 : Z_1$	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	250
	m	4,00			4,00			5,00			5,00			6,30			58:4 58:2 58:1
	q	12,5			20,0			12,5			20,0			12,5			6,30
	x	-0,250			+1,000			+0,750			+1,000			+0,464			20,0
	U	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	+0,682
63	$Z_2 : Z_1$				63:1			63:1			63:1			63:1			63:1
	m				4,0			5,0			5,0			6,3			6,3
	q				16,0			12,5			16,0			12,5			16,0
	x				+0,500			-0,750			+0,500			-1,000			+0,182
	U				63			63			63			63			63
71	$Z_2 : Z_1$	73:1						73:1						73:1			
	m	3,15						4,00						5,00			
	q	16						16						16			
	x	-0,560						+0,500						+0,500			
	U	73						73						73			
80	$Z_2 : Z_1$				80:1						80:1						80:1
	m				3,15						4,00						5,00
	q				20						20						20
	x				+0,794						0						0
	U				80						80						80
Передаточные числа $U_{\text{пол}}$	Параметры	Межосевое расстояние a_n , мм															
		280				315				355				400			
8 16 31,5	$Z_2 : Z_1$	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	500
	m				16,0			16,0			20,0						
	q	12,5			8,0			12,5			8,0						
	x	+0,150			-0,300			-0,063			0						
	U	8	16	32	8	16	32	8	16	32	8	16	32	8	16	32	
9 18 35,5	$Z_2 : Z_1$	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	
	m				12,5			16,0			16,0			20,0			
	q	8,0			12,5			8,0			12,5			8,0			
	x	+0,400			+0,950			+0,187			+0,750			+0,500			
	U	9	18	36	9	18	36	9	18	36	9	18	36	9	18	36	

Передаточные числа $U_{\text{ном}}$	Параметры	Межосевое расстояние a_w , мм																					
		280				315				355				400				450				500	
10 20 40	$Z_2 : Z_1$	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	
	m	10,0			12,5			12,5			16,0			16,0			16,0			20,0			
	q	16			10			16			10			16			10			10			
	x	0			+0,200			+0,400			0			+0,125			0			0			
	U	10	20	40	10	20	40	10	20	40	10	20	40	10	20	40	10	20	40	10	20	40	
11,2 22,4 45	$Z_2 : Z_1$	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	
	m	10,0			10,0			12,5			12,5			16,0			16,0			16,0			
	q	10			16			10			16			10			16			16			
	x	0			+0,500			+0,400			+1,000			+0,250			+0,125			+0,250			
	U	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	
12,5 25 50	$Z_2 : Z_1$	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	
	m	8,0			10,0			10,0			12,5			12,5			12,5			16,0			
	q	20,0			12,5			20,0			12,5			20,0			12,5			20,0			
	x	0			+0,250			+0,500			+0,750			+1,000			+0,250			0			
	U	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	
14 28 56	$Z_2 : Z_1$	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	
	m	8,0			8,0			10,0			10,0			10,0			12,5			12,5			
	q	12,5			20,0			12,5			20,0			20,0			20,0			20,0			
	x	-0,250			+0,375			+0,250			+1,000			+0,750			+1,000			+0,750			
	U	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	
63	$Z_2 : Z_1$				63:1			63:1			63:1			61:1			61:1			63:1			
	m				8,0			10,0			10,0			12,5			12,5			12,5			
	q				16,0			16,0			16,0			12,5			12,5			16,0			
	x				-0,125						+0,500			-0,750			+0,500			+0,500			
	U				63			63			63			61			61			63			
71	$Z_2 : Z_1$	73:1						73:1						73:1			73:1						
	m	6,3						8,0						10,0			10,0						
	q	16						16						16			16						
	x	-0,056						-0,125						+0,500			+0,500						
	U	73						73						73			73						
80	$Z_2 : Z_1$				80:1						80:1									80:1			
	m				6,3						8,00								10,0				
	q				20						20								20				
	x				0						0								0				
	U				80						80								80				

5 С учетом U и принятого q по табл. 56 назначить параметры передачи: z_1 ; z_2 ; m ; q ; x ; U , рассчитать геометрические и конструктивные параметры (рис. 11):

$$d_1 = qm;$$

$$d_{a1} = d_1 + 2mx;$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m;$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m;$$

$$d_2 = z_2m;$$

$$d_{a2} = d_{\omega 2} + 2m;$$

$$d_{f2} = d_{\omega 2} - 2,4m.$$

Формулы для расчётов d_{aM2} ; b_2 ; b_1 приведены в табл. 57.

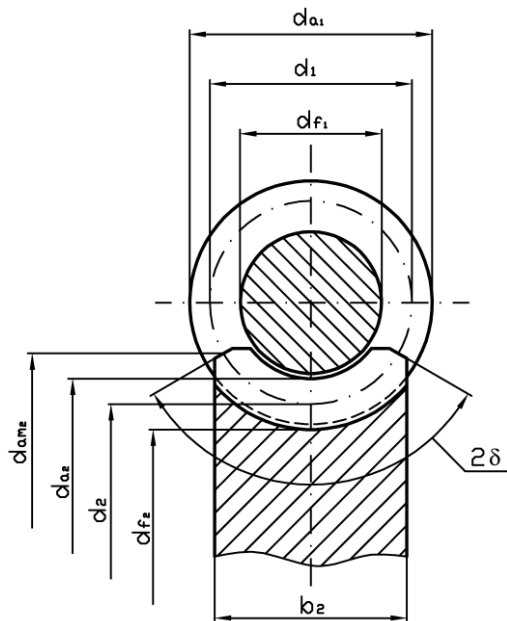


Рисунок 11 – Схема зацепления червячной цилиндрической передачи

Таблица 57 – Формулы для расчетов длины нарезанной части червяка b_1 , наибольшего диаметра червячного колеса d_{a2} , ширины червячного колеса b_2

Z_1		1	2	4
b_1 , мм	$x = 0$	$b_1 \geq (10 + 0,06z_2)m$		$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m$
	$x = -0,5$	$b_1 \geq (8 + 0,06z_2)m$		$b_1 \geq (9,5 + 0,09z_2)m$
	$x = -1$	$b_1 \geq (10,5 + 0,1z_1)m$		$b_1 \geq (10,5 + 0,1z_1)m$
	$x = +0,5$	$b_1 \geq (11 + 0,1z_2)m$		$b_1 \geq (12,5 + 0,1z_2)m$
	$x = +1$	$b_1 \geq (12 + 0,1z_2)m$		$b_1 \geq (13 + 0,1z_2)m$
d_{a2} , мм		$d_{a2} \leq d_{a2} + 2m$	$d_{a2} \leq d_{a2} + 1,5m$	$d_{a2} \leq d_{a2} + m$
b_2 , мм		$b_2 \leq 0,75d_{a1}$		$b_2 \leq 0,67d_{a1}$

Примечания:

1 Для шлифуемых червяков b_1 увеличивается на 25 мм при $m < 10$ мм, на 35...40 мм – при $m = 10...16$ мм, на 50 мм – при $m > 16$ мм.

2 Знаки $>$, $<$ указывают на то, что рассчитанное значение следует увеличить/уменьшить до целого или удобного числа.

6 Назначить степень точности передачи.

Рекомендации см. табл. 58.

Таблица 58 – Рекомендуемые степени точности червячных передач в зависимости от скорости скольжения

Скорость скольжения V_s , м/с	1,5	1,5...7,5	1,5...12	3...25
Степень точности червячной передачи	9	8	7	6

3.4.2 Расчет передачи проверочный

Предварительно необходимо уточнить исходные данные: U ; $P_2, кВт$; $n_2, мин^{-1}$ ($T_2, Н \cdot м$), рассчитать фактическую скорость скольжения V_s и проверить, соответствуют ли назначенные материалы рекомендациям табл. 48, уточнить (с учетом $V_{s_{факт}}$) значения $[\sigma]_{HL}$, рассчитать $[\sigma]_{F \max}$, уточнить при необходимости значения коэффициентов нагрузки.

Эффективный коэффициент концентрации нагрузки с учетом приработки зубьев червячного колеса:

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - X),$$

где θ – коэффициент деформации червяка (табл. 59);

X – отношение средневзвешенной мощности к максимальной:

$$X = \frac{P_{cp}}{P_{\max}} = \sum_{i=1}^k \left(\frac{P_i}{P_{\max}} \sum t_i n_i \right).$$

Таблица 59 – Коэффициент деформации червяка θ

z_1	Коэффициент деформации θ при q						
	7,1	8	9	10	11	12,5	14
1	57	72	89	108	127	157	190
2	45	57	71	86	102	125	152
4	37	47	58	70	82	101	123

Некоторые используемые при этом формулы:

$$V_s = \frac{\pi d_1 n_1}{60000 \cos \gamma} = \frac{\pi d_1 n_1}{60000 \sin \gamma}; \quad (55)$$

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}; \quad (56)$$

$$P_2 = P_1 \eta = \frac{T_2 n_2}{9550} = \frac{T_1 U n_2 \eta}{9550}; \quad (57)$$

$$n_2 = \frac{n_1}{U}, \quad (58)$$

а также формула (51).

Проверку можно выполнить по формулам:

(44), (45) – на контактную выносливость передачи;

(46), (47) – на изгибную выносливость зубьев колеса;

(49) – на статическую изгибную прочность зубьев колеса при максимально возможной перегрузке;

(50) – на теплостойкость передачи.

3.5 Пример расчёта

Выполнить расчет червячной цилиндрической передачи по приведенной схеме и исходным данным (см. рис. 7).

Исходные данные выбираем из результатов кинематического расчета по табл. 15:

$$T_4 = 391 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$n_3 = 1600 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_4 = 64 \text{ мин}^{-1};$$

$$U_{3-4} = 25.$$

Режим нагружения – табл. 60.

Таблица 60

Частота вращения	Время работы в часах с использованием мощности					
	t_1	P_1	t_2	P_2	t_3	P_3
n_1	3000	P	3000	0,7P	4000	0,4P

Анализируя назначение привода к ножницам, полагали, что передача будет работать в слабо вентилируемом помещении со средней температурой воздуха $t_0 = 20^\circ \text{C}$. В связи с этим для отвода тепла корпус редуктора предполагается выполнить с оребрением, а в конструкции промежуточного вала червяка предусмотрен вентилятор для обдува передачи воздухом.

3.5.1 Расчет передачи проектировочный

$$1 \quad V_s = \frac{4,5n_3}{10^4} \sqrt[3]{T_4} = \frac{4,5 \cdot 1600}{10^4} \sqrt[3]{391} \cong 5,3 \frac{м}{с}.$$

2 Назначается из табл. 48, 49: для червяка – Сталь 45 закаленная ТВЧ до твердости 50 HRC с последующей шлифовкой и полировкой витков, для колеса – бронза *Бр А9ЖЗЛ* с отливкой в кокиль.

3 Так как венец червячного колеса выполнен из безоловянистой бронзы, принимается $K_{H_L} = 1$.

4 Допускаемые контактные напряжения:

$$[\sigma]_{H_L} = [\sigma]_H \cdot K_{H_L} = 163 \cdot 1 = 163 \text{ МПа},$$

где $[\sigma]_H = 163 \text{ МПа}$ (см. табл. 49).

5 По табл. 56 назначается предварительно для $U_{ном} = 25$ коэффициент диаметра червяка, который может иметь значения: 12,5; 20. Наиболее часто повторяется значение 12,5. Поэтому

$$q = 12,5 \text{ наиболее вероятно. При этом отношение } \frac{q}{Z_4} = \frac{12,5}{50} = 0,25$$

находится в рекомендованных пределах $q \geq 0,25Z_4$.

6 Коэффициент нагрузки:

$$K_H = K_V K_\beta = 1,2 \cdot 1,05 \cong 1,26,$$

где $K_V = 1,2$ (что соответствует $V_s = 5,3 \text{ м/с}$);

$K_\beta = 1,05$ (для $q = 12,5$).

7 Рассчитывается потребное межосевое расстояние:

$$\begin{aligned} a &\geq K_{aT}' (q + Z_4) \sqrt[3]{\frac{T_4 K_H}{q \cdot Z_4^2 [\sigma]_{H_L}^2}} = \\ &= 310(12,5 + 50) \sqrt[3]{\frac{391 \cdot 1,26}{12,5 \cdot 50^2 \cdot 163^2}} \cong 162,8 \text{ мм}, \end{aligned}$$

где $K' a_T = 310 \text{ МПа}^{1/3}$ (см. табл. 51);

$Z_4 = Z_3 \cdot U_{3-4} = 2 \cdot 25 = 50 > Z_{\min} = 28$ (из условия неподрезания зубьев колеса). При $U_{3-4} = 25 - Z_3 = 2$.

Принимается из стандартного ряда (табл. 50) $a_\omega = 160 \text{ мм}$.

8 По табл. 56 назначаем параметры передачи:

$Z_3 = 2$; $Z_4 = 50$; $m = 5 \text{ мм}$; $q = 12,5$; $x = +0,750$; $U = 25$.

9 Остальные геометрические и конструктивные параметры передачи:

- для червяка:

$$d_3 = mq = 5 \cdot 12,5 = 62,2 \text{ мм};$$

$$d_{\omega 3} = mq + 2mx = 5 \cdot 12,5 + 2 \cdot 5(+0,75) = 70 \text{ мм};$$

$$d_{a3} = d_{\omega 3} + 2m = 70 + 2 \cdot 5 = 80 \text{ мм};$$

$$d_{f3} = d_{\omega 3} - 2,4m = 70 - 2,4 \cdot 5 = 58 \text{ мм};$$

- для червячного колеса:

$$d_{\omega 4} = d_4 = mZ_4 = 5 \cdot 50 = 250 \text{ мм};$$

$$d_{a4} = d_4 + 2m = 250 + 2 \cdot 5 = 260 \text{ мм};$$

$$d_{f4} = d_4 - 2,4m = 250 - 2,4 \cdot 5 = 238 \text{ мм}.$$

$$\text{Проверка: } a_\omega = \frac{d_{\omega 3}}{2} + \frac{d_{\omega 4}}{2} = \frac{70}{2} + \frac{250}{2} = 160 \text{ мм}.$$

Из табл. 57:

$$d_{aM4} \leq d_{a4} + 1,5m = 260 + 1,5 \cdot 5 = 267,5 \text{ мм};$$

$$b_4 \leq 0,75d_{a3} = 0,75 \cdot 80 = 60 \text{ мм};$$

$$b_3 \geq (12 + 0,1Z_4)m = (12 + 0,1 \cdot 50) \cdot 5 = 85 \text{ мм}.$$

Принимается $b_3 = 110 \text{ мм}$, т. к. для шлифованных червяков b_3 увеличивается на 25 мм при $m < 10 \text{ мм}$.

10 В соответствии с табл. 58 назначается степень точности передачи – 8.

Расчёт передачи проверочный

1 Фактическая частота вращения колеса:

$$n_4 = \frac{n_3}{U_{3-4}} = \frac{1600}{25} = 64 \text{ мин}^{-1}.$$

2 Угол подъема витков червяка:

$$\gamma = \arctg \frac{Z_3}{q} = \arctg \frac{2}{12,5} \cong 9,09^\circ.$$

3 Фактическая скорость скольжения:

$$V_s = \frac{\pi d_4 n_4}{60000 \cdot \sin \gamma} = \frac{3,14 \cdot 250 \cdot 64}{60000 \cdot \sin 9,09^\circ} \cong 5,3 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Следовательно, согласно табл. 48 материал колеса выбран правильно.

4 КПД червячного зацепления:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} = \frac{\operatorname{tg} 9,09^\circ}{\operatorname{tg}(9,09^\circ + 2^\circ)} \cong 0,82,$$

где $\rho' = 2^\circ 00'$ (см. табл. 54).

Ранее было принято $\eta = 0,8$. Полученное отклонение 2,5% считается допустимым.

5 Уточняется мощность на червяке:

$$P_{3\phi} = \frac{T_3 n_3}{9550 \eta} = \frac{391 \cdot 64}{9550 \cdot 0,82} = 3,21 \text{ кВт}.$$

$P_{3\phi} < P_3$ – электродвигатель выбран верно.

6 Коэффициент долговечности по условию контактной прочности $K_{H_L} = 1$.

7 Коэффициент долговечности по условию изгибной выносливости зубьев колес:

$$K_{F_L} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE_4}}} = \sqrt[9]{\frac{25 \cdot 10^7}{12 \cdot 10^6}} \cong 1,4;$$

где $N_{Fo} = 25 \cdot 10^7$ – для бронз и латуней;

$$N_{FE_3} = 60n_4 \sum \left[t_i \left(\frac{P_i}{P_1} \right)^9 \right] = 60 \cdot 64 (3000 \cdot 1^9 + 3000 \cdot 0,7^9 + 3000 \cdot 0,5^9) = 12 \cdot 10^6.$$

Принимается $K_{F_L} = 1,4$, что соответствует (40).

8 Допускаемые напряжения:

- контактные – $[\sigma]_H = 163 \text{ МПа}$ (см. табл. 49);
- изгибные – $[\sigma]_F = 58 \text{ МПа}$ (по умолчанию нагрузка – не-реверсивная (см. табл. 49)).

Допускаемые напряжения с учетом режима работы передачи:

$$\begin{aligned} [\sigma]_{H_L} &= [\sigma]_H \cdot K_{H_L} = 163 \cdot 1 = 163 \text{ МПа}; \\ [\sigma]_{F_L} &= [\sigma]_F \cdot K_{F_L} = 58 \cdot 1,4 \cong 81 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

9 Уточняем коэффициенты расчетной нагрузки:

$$K_H = K_F = K_V K_\beta = 1,2 \cdot 1,02 \cong 1,22,$$

где $K_V = 1,2$ (что соответствует $V_s = 5,3 \text{ м/с}$);

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{Z_4}{\theta} \right)^3 (1 - X) = 1 + \left(\frac{50}{125} \right)^3 (1 - 0,74) = 1,02;$$

$\theta = 1,25$ (см. табл. 59 для $Z_3 = 2$; $q = 12,5$);

$$\begin{aligned} X &= \left(\frac{P}{P} \right) \cdot \frac{3000 \cdot 64}{(3000 \cdot 64 + 3000 \cdot 64 + 3000 \cdot 64)} + \\ &+ \left(\frac{0,7P}{P} \right) \cdot \frac{3000 \cdot 64}{(3000 \cdot 64 + 3000 \cdot 64 + 3000 \cdot 64)} + \\ &+ \left(\frac{0,5P}{P} \right) \cdot \frac{3000 \cdot 64}{(3000 \cdot 64 + 3000 \cdot 64 + 3000 \cdot 64)} = 0,74. \end{aligned}$$

10 Расчетные контактные напряжения

$$\sigma_H = \frac{Z'_H Z'_M}{d_4} \sqrt{\frac{T_4 K}{d_3}} = \frac{1,74 \cdot 8600}{250} \sqrt{\frac{391 \cdot 1,22}{62,5}} \cong 165 \text{ МПа},$$

$$\text{где } Z'_H = \sqrt{\frac{2 \cos^2 \gamma}{\sin 2\alpha}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos^2 9,09^0}{\sin 2 \cdot 20^0}} \cong 1,74;$$

$$Z'_M = 8600 \text{ МПа}^{1/2}.$$

$$\sigma_H > [\sigma]_H.$$

165 МПа > 163 МПа – контактная усталостная прочность обеспечена. Перегруз составляет $\left| \frac{165 - 163}{163} \right| \cdot 100 \cong 1,2\% < 5\%$, что соответствует рекомендациям $1,05[\sigma]_H \geq \sigma_H \geq 0,80[\sigma]_H$.

11 Расчетные изгибные напряжения:

$$\sigma_F = Y'_F \frac{2300 T_4 K_F}{d_3 d_4 m} = 1,44 \frac{2300 \cdot 391 \cdot 1,22}{62,5 \cdot 250 \cdot 5} \cong 20 \text{ МПа},$$

где $Y'_F = 1,44$ (см. табл. 52), что соответствует числу зубьев эквивалентного колеса $Z_{F4} = \frac{Z_4}{\cos^3 \gamma} = \frac{50}{\cos^3 9,09^0} \cong 52$.

$$\sigma_F < [\sigma]_{FL}.$$

20 МПа < 81 МПа – изгибная усталостная прочность обеспечена.

12 Проверяем передачу на статическую прочность при кратковременных перегрузках:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F K_{nep} = 20 \cdot 2,55 = 51 \text{ МПа},$$

$$\text{где } K_{пер} = \left(\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}} \right) \left(\frac{P_{\varepsilon\partial}}{P_{\text{нотр}}} \right) = 2,2 \cdot \frac{4}{3,45} \cong 2,55 \quad (\text{см. расчет})$$

зубчатой передачи 1-2 цилиндрично-червячного редуктора).

Допускаемые напряжения изгиба при статической перегрузке передачи:

$$[\sigma]_{F \max} \cong 0,6 \sigma_s = 0,6 \cdot 490 = 294 \text{ МПа},$$

где $\sigma_B = 490$ МПа – для бронзы *БрА9Ж3Л* (см. табл. 49).

$$\sigma_{F \max} < [\sigma]_{F \max}.$$

51,5 МПа < 294 МПа – статическая изгибная прочность при перегрузках обеспечена.

13 Проверяем передачу на теплостойкость.

Рабочая температура масла:

$$t_p = t_0 + \frac{10^3 P_3 (1 - \eta)}{K_t S_t} \cdot \frac{F}{F_{\text{наиб}}} = 20^0 + \frac{10^3 \cdot 3,21 (1 - 0,82)}{20 \cdot 0,87} \cdot 0,9 \cong 50^0 \text{ C}.$$

где $t_0 = 20^0 \text{ C}$; $P_3 = 3,21 \text{ кВт}$; $\eta = 0,82$;

$K_t = 20 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ \text{C}}$ – охлаждение искусственное обдувом воздухом (см. табл. 53);

$$S_t \cong 20 \cdot a^{1,71} = 20 \cdot 0,16^{1,71} \cong 0,87 \text{ м}^2;$$

$$\frac{F}{F_{\text{наиб}}} = \frac{\sum P_i t_i}{P_{\text{наиб}} \sum t_i} = \frac{1 \cdot 3000 + 0,7 \cdot 3000 + 0,5 \cdot 3000}{3000 + 3000 + 3000} = 0,9.$$

$$t_p < [t_{\max}].$$

50 °C < 60 °C – теплостойкость передачи обеспечена.

4 ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

4.1 Общие сведения

Цепная передача (рис. 12) – передача зацеплением с промежуточной гибкой связью, основанная на зацеплении шарниров или зубьев цепи с зубьями звездочек. Применяется при больших межосевых расстояниях, а также для передачи движения от одного ведущего вала нескольким ведомым, когда применение зубчатых передач невозможно или нецелесообразно, а ременные передачи недостаточно надежны.

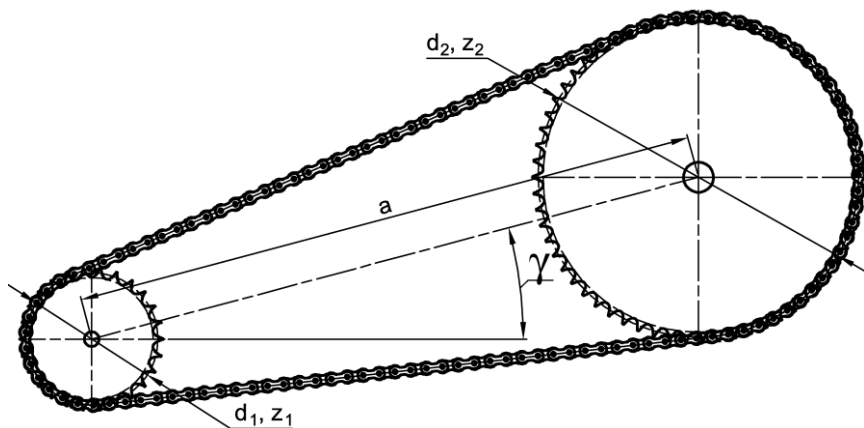


Рисунок 12 – Схема цепной передачи

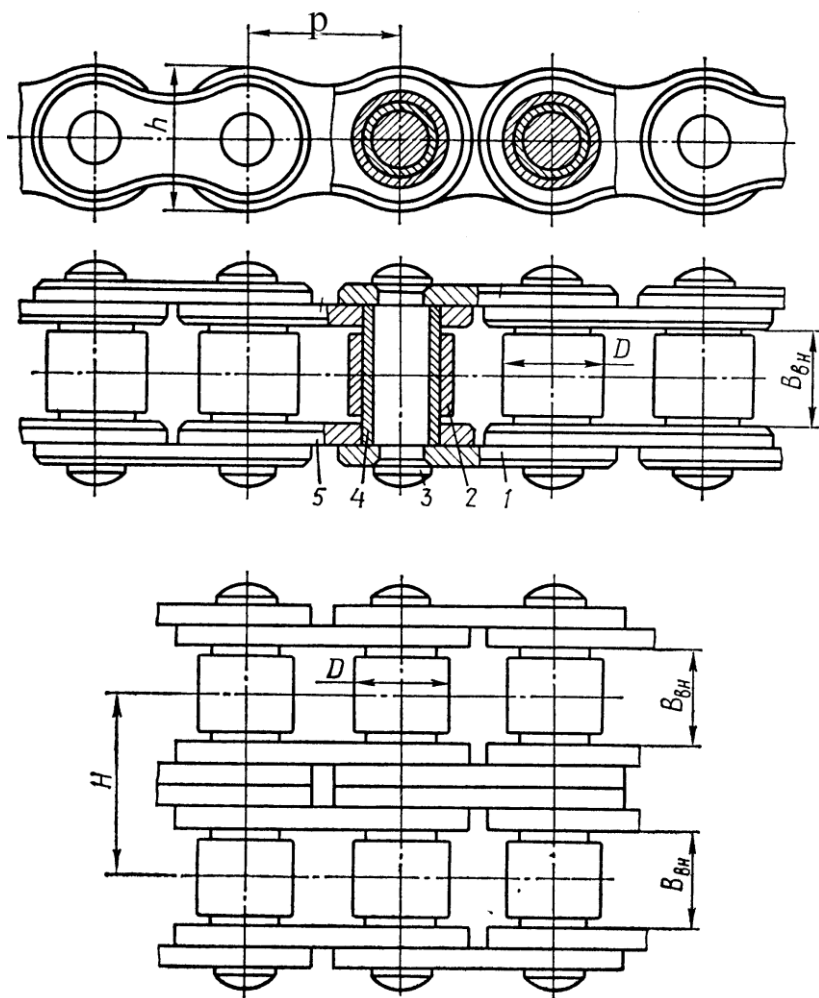
Цепные передачи различают по типу приводной цепи: с роликовыми, втулочными или зубчатыми цепями. Наиболее широко распространены передачи с роликовыми цепями.

4.2 Конструкция приводных роликовых цепей

Конструкция приводной роликовой цепи представлена на рис. 13.

Основные размеры по ГОСТ 13568-75, мм: p – шаг цепи; d_v – диаметр валика; D_p – диаметр ролика; B – ширина внутрен-

него звена; $B_{вн}$ – расстояние между пластинами внутреннего звена;
 Q – нагрузка разрушающая;



1 – наружная пластина; 2 – ролик; 3 – валик;
 4 – втулка; 5 – внутренняя пластина

Рисунок 13 – Конструкция приводной роликовой цепи

Стандарт регламентирует выпуск одно-, двух-, трех- и четырехрядных цепей с шагами от 12,7 до 50,8 мм.

Установлены следующие обозначения видов роликовых цепей:

- ПРЛ – роликовые, однорядные, нормальной точности;
- ПР – роликовые повышенной точности;
- ПРД – роликовые длиннозвенные;
- ПРИ – роликовые с изогнутыми пластинами.

В маркировке роликовых цепей указываются: число рядов (кроме однорядной), шаг, статическая разрушающая нагрузка (в килограммах).

Например:

ПР – 15,875 – 2270 ГОСТ 13568-75;

2ПР – 19,05 – 7200 ГОСТ 13568-75.

4.3 Звездочки приводных роликовых цепей

Зубья звездочек для роликовых цепей (рис. 14) профилируются по ГОСТ 591-69. Стандарт предусматривает нарезание их профилей без смещения – для реверсивных передач и со смещением – для нереверсивных передач. Оси шарниров звеньев цепи, находящиеся в зацеплении со звездочкой, располагаются на делительной окружности звездочки с диаметром

$$d = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)}, \quad (59)$$

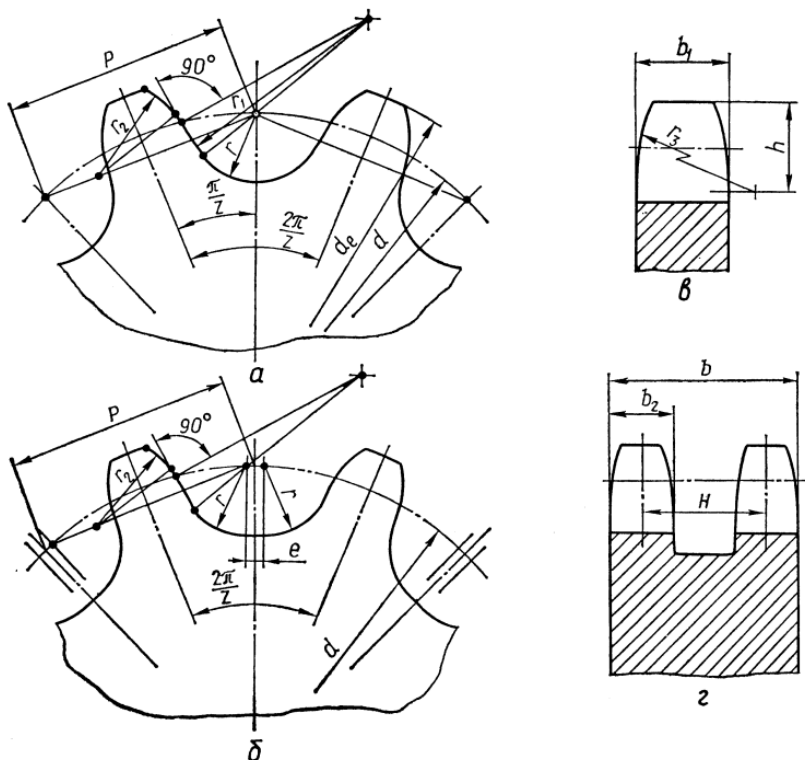
где z – число зубьев звездочки.

Диаметр окружности, ограничивающей вершины зубьев, определяется по формуле:

$$d_e = p \left[0,5 + \operatorname{ctg}\left(\frac{180^\circ}{z}\right) \right]. \quad (60)$$

Ширина зубчатого венца звездочек:

$$b_1 = 0,93B_{\text{от}} - 0,15. \quad (61)$$



a – профиль зубьев без смещения; *б* – профиль зубьев со смещением *e* ; *в* – ширина зубчатого венца звездочки однорядной цепи; *з* – ширина зубчатого венца звездочки двухрядной цепи

Рисунок 14 – Параметры венца звездочки

4.4 Геометрические параметры цепной передачи

4.4.1 Числа зубьев звездочек

Минимальное число зубьев ведущей звездочки ограничивается увеличением шага цепи вследствие износа шарниров, динамическими нагрузками на цепь и шумом работающей передачи. Оно назначается в пределах числа зубьев звездочек:

$$z_{\min} \geq 15...17. \quad (62)$$

Определять z_1 рекомендуется по формуле:

$$z_1 = 31 - 2U . \quad (63)$$

4.4.2 Шаг цепи

Целесообразно выбирать цепь с минимально допустимым для действующей нагрузки шагом. Шаг цепи можно уменьшить, увеличивая числа зубьев звездочек или количество рядов цепи. Предварительно шаг цепи можно назначить исходя из условия обеспечения износостойкости шарнира:

$$p \geq 600 \sqrt[3]{\frac{P_1 K_A}{n_1 z_1 K_m [p]_{изн}}} , \quad (64)$$

где K_A – коэффициент, учитывающий динамичность внешней нагрузки (табл. 61);

Таблица 61 – Коэффициент динамичности внешней нагрузки

Динамичность	Нагрузка спокойная	Умеренные колебания нагрузки	Резкие колебания нагрузки
K_A	1	1,3	1,5

K_m – коэффициент, учитывающий количество рядов цепи (табл. 62);

Таблица 62 – Коэффициент, учитывающий число рядов цепи

Число рядов m	1	2	3	4
K_m	1	1,7	2,5	3

n_1 – частота вращения ведущей звездочки;

$[p]_{изн}$ – допускаемое давление, гарантирующее износостойкость шарнира в течение заданного срока службы:

$$[p]_{изн} = \frac{C}{h_{\Sigma} K_V K_R K_{\mathcal{O}}}, \quad (65)$$

где C – коэффициент работоспособности передачи при граничной норме износа $(\Delta t/t) \cdot 100\% = 3\%$ $C = 4 \cdot 10^6$;

h_{Σ} – срок службы передачи, ч:

$$h_{\Sigma} = t_1 + t_2 + t_3 + \dots + t_n; \quad (66)$$

t_i – время работы передачи в каждом i – том режиме нагружения, ч;

K_V – коэффициент, учитывающий частоту вращения ведущей звездочки при расчете из условия обеспечения износостойкости шарниров цепи:

$$K_V = \sqrt[3]{(0,1 n_1)^2}; \quad (67)$$

K_R – коэффициент, учитывающий параметры передачи:

$$K_R = K_{z1} K_a K_u, \quad (68)$$

где K_{z1} – коэффициент, учитывающий число зубьев ведущей звездочки:

$$K_{z1} = \frac{25}{z_1}; \quad (69)$$

K_a – коэффициент, учитывающий длину ведущей ветви передачи (межосевое расстояние), выраженную в шагах:

$$K_a = \sqrt[4]{\frac{40}{a_p}}; \quad (70)$$

a_p – межосевое расстояние, выраженное в шагах звеньев цепи, рекомендуется назначать $a_p = 30 \dots 50$;

K_u – коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа:

$$K_u = \frac{1}{\sqrt[6]{U}}; \quad (71)$$

K_{γ} – коэффициент, учитывающий условия эксплуатации передачи:

$$K_{\gamma} = K_{\gamma} K_p K_{см}, \quad (72)$$

где K_{γ} – коэффициент, учитывающий угол наклона линии центров передачи к горизонту (табл. 63);

Таблица 63 – Коэффициент, учитывающий угол наклона линии центров передачи к горизонту

γ	До 70°	Свыше 70°
K_{γ}	1	1,25

K_p – коэффициент, учитывающий способ компенсации вытяжки цепи вследствие износа шарниров (табл. 64);

Таблица 64 – Коэффициент, учитывающий способ компенсации вытяжки цепи вследствие износа шарниров

Способ компенсации	Перемещение опор валов передачи	Передача с натяжной звездочкой	Удаление пары звеньев цепи
K_p	1	1,15	1,25

$K_{см}$ – коэффициент, учитывающий способ смазки шарнира (табл. 65).

Таблица 65 – Коэффициент, учитывающий способ смазки шарнира

Способ смазки	Окунание ветви цепи в масляную ванну	Капельная смазка	Периодическая смазка шарниров	Периодическая смазка при работе в загрязненной среде
$K_{см}$	0,9	1,5	2	3

4.4.3 Межосевое расстояние передачи

Оптимальное межосевое расстояние назначается по условию обеспечения нормальной жесткости ведущей ветви передачи. Его рекомендуется назначать в пределах $a_p = (30 \dots 50) p$:

- при $U \leq 3 - a_{\min} = 0,5(d_{e1} + d_{e2}) + (30 \dots 50) \text{ мм}$;
- при $U > 3 - a_{\min} = (d_{e1} + d_{e2})(9 + U) / 20$,

где d_{e1}, d_{e2} – наружные диаметры ведущей и ведомой звездочек.

4.4.4 Число звеньев цепи

Число звеньев цепи рассчитывается в зависимости от ориентировочного, ранее назначенного межосевого расстояния передачи:

$$l_p = \frac{2a}{p} + 0,5(z_1 + z_2) + \frac{p}{a} \left[\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right]^2. \quad (73)$$

Полученное значение округляется до ближайшего четного числа.

4.4.5 Уточнение межосевого расстояния передачи

Теоретическое (расчетное) межосевое расстояние определяется в зависимости от назначенного числа звеньев:

$$a = \frac{p}{4} \left[l_p - 0,5(z_1 + z_2) + \sqrt{\left[l_p - 0,5(z_1 + z_2) \right]^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (74)$$

Цепная передача работает нормально, если ее ведомая ветвь провисает. Для оптимального провисания расчетное межосевое расстояние уменьшается на $(0,2...0,4)\%$:

$$\Delta a = (0,002...0,004)a.$$

4.5 Расчет передачи приводной роликовой цепью

4.5.1 Основные критерии работоспособности

Основными критериями работоспособности роликовой цепи являются:

- износостойкость шарнира (увеличение шага вследствие износа шарнира нарушает зацепление цепи со звездочкой);
- усталостное разрушение пластин и роликов;
- разрушение цепи при кратковременном действии максимальных нагрузок и др.

4.5.2 Расчет износостойкости шарниров цепи

Расчетное условие:

$$p \leq [p]_{изн}.$$

Расчетная схема представлена на рис. 15.

$$p = \frac{F_{tэ} K_A}{A_{он} K_m} \leq [p]_{изн}, \quad (75)$$

где p – расчетное давление в шарнире, МПа;

K_A – коэффициент, учитывающий динамичность внешней нагрузки;

K_m – коэффициент, учитывающий число рядов цепи (см. табл. 62);

A_{on} – площадь опорной поверхности шарнира, мм² (табл. 66);

$[p]_{изн}$ – допускаемое давление в шарнире, МПа;

$F_{t\Theta}$ – эквивалентная полезная нагрузка на цепь, Н:

$$F_{t\Theta} = F_t K_n,$$

где K_n – коэффициент, учитывающий переменность нагрузки:

$$K_n = \sum_{i=1}^k \frac{P_i}{P_{\max}} \frac{t_i}{h_{\Sigma}} \sqrt[3]{\left(\frac{n_i}{n_1}\right)^2}. \quad (76)$$

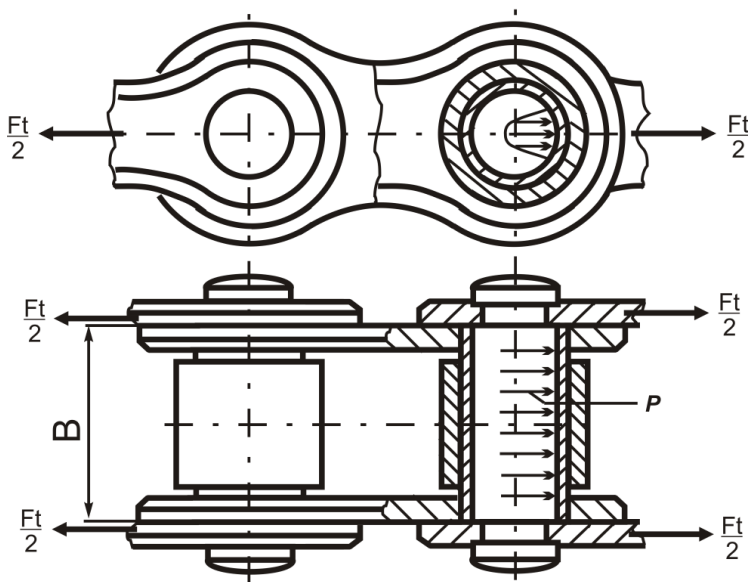


Рисунок 15 – Расчетная схема

Таблица 66 – Параметры приводных роликовых цепей по ГОСТ 13568-75

Обозначение цепи	p , мм	H , мм	$B_{вн}$, мм	D_p , мм	$A_{он}$, мм ²	$F_{разр}$, кН	q , кг/м
ПР-12,7-1820	12,7	13,92	7,75	8,51	50	18,2	0,75
2ПР-12,7-3180						31,8	1,40
ПР-15,875-2270	15,875	16,59	9,65	10,16	71	22,7	1,00
2ПР-15,875-4540						45,4	1,90
ПР-19,05-3180	19,05	22,78	12,70	11,91	106	31,8	1,90
2ПР-19,05-7200						72,0	3,50
ПР-25,4-5670	25,4	29,29	15,88	15,88	180	56,7	2,60
2ПР-25,4-11340						113,4	5,00
ПР-31,75-8850	31,75	35,76	19,05	19,05	262	88,5	3,80
2ПР-31,75-17700						177,0	7,30
ПР-38,1-12700	38,1	45,44	25,4	22,23	395	127,0	5,50
2ПР-38,1-25400						254,0	11,00

Примечание. Рекомендуется назначать цепь с ближайшим большим к расчетному значению шагом;

4.5.3 Расчет усталостной прочности пластин цепи

Расчетное условие:

$$p \leq [p]_{уст},$$

$$p = \frac{F_{тэ} K_A}{A_{он} K_m} \leq [p]_{уст}, \quad (77)$$

где $[p]_{уст}$ - допускаемое давление в шарнире, гарантирующее усталостную прочность пластин в течение заданного срока службы, МПа:

$$[p]_{уст} = \frac{270 K'_{z1} K_h}{K_y K_p}, \quad (78)$$

где K'_{z1} – коэффициент, учитывающий влияние числа зубьев ведущей звездочки:

$$K'_{z1} = \sqrt[12]{z_1} \quad (79)$$

K_h – коэффициент, учитывающий срок службы передачи:

$$K_h = \sqrt[4]{\frac{15000}{h_\Sigma}}; \quad (80)$$

K_y – коэффициент, учитывающий частоту вращения ведущей звездочки из условия усталостной прочности пластин цепи

$$K_y = 10^9 \sqrt[9]{0,1n_1}; \quad (81)$$

K_p – коэффициент, учитывающий шаг цепи:

$$\bullet \quad K_p = \sqrt[24]{\frac{p}{25,4}} \quad - \text{при } p \leq 25,4 \text{ мм}; \quad (82)$$

$$\bullet \quad K_p = \sqrt[6]{\frac{p}{25,4}} \quad - \text{при } p > 25,4 \text{ мм}. \quad (83)$$

4.5.4 Проверка статической прочности цепи

Расчетное условие:

$$S \geq [S],$$

где S – фактическое значение коэффициента безопасности;

$[S]$ – допускаемая величина коэффициента безопасности,
 $[S] = 6 \dots 8$.

$$S = \frac{F_{разр}}{F_t K_{неп} + F_y} \geq [S], \quad (84)$$

где $F_{разр}$ – стандартное значение статической разрушающей нагрузки, Н;

$K_{пер}$ – коэффициент перегрузки, при наличии настраиваемого предохранительного звена в кинематической цепи механизма (фрикционной муфты) задается настройкой и равен запасу сцепления β , для остальных случаев можно рекомендовать:

$$K_{пер} = \frac{T_{\max}}{T_{ном}} \frac{P_{эд}}{P_{ном}} ; \quad (85)$$

F_y – сила удара шарнира о зуб звездочки при входе его в зацепление, Н:

- $F_y = 0$ - при $V < 10$ м/с ;
- $F_y = 1,36 \cdot n_1 \cdot p \cdot m$ - при $V = 10$ м/с ,

где m – число рядов цепи.

4.6 Последовательность расчета передачи приводной роликовой цепью

4.6.1 Предварительный расчет передачи

Предварительный расчет передачи приведен в табл. 67, 68.

Таблица 67 – Предварительный расчет передачи

Наименование величины	Обозначение	Метод определения
1	2	3
1 Число зубьев вед. звездочки (ориентировочное)	$z_{1ор}$	$z_{1ор} = 31 - 2U$
2 Число зубьев ведущей звездочки (назначенное)	z_1	Округлить $z_{1ор}$ до ближайшего нечетного числа
3 Коэффициент работоспособности передачи	C	$C = 4 \cdot 10^6$
4 Коэффициент, учитывающий влияние частоты вращения ведущей звездочки на износ шарнира	K_v	$K_v = \sqrt[3]{(0,1 n_1)^2}$

Продолжение таблицы 67

1	2	3
5 Коэффициент, учитывающий влияние числа зубьев ведущей звездочки передачи	K_{z1}	$K_{z1} = \frac{25}{z_1}$
6 Межосевое расстояние передачи (в шагах)	a_p	Рекомендуется: $a_p = 30 \dots 50$
7 Коэффициент, учитывающий межосевое расстояние передачи	K_a	$K_a = \sqrt[4]{\frac{40}{a_p}}$
8 Коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа	K_u	$K_u = \frac{1}{\sqrt[6]{U}}$
9 Коэффициент, учитывающий параметры передачи	K_R	$K_R = K_{z1} K_a K_u$
10 Коэффициент, учитывающий угол наклона линии центров к горизонту	K_γ	Табл. 63
11 Коэффициент, учитывающий способ компенсации вытяжки цепи	K_p	Табл. 64
12 Коэффициент, учитывающий способ смазки шарнира	K_{cm}	Табл. 65
13 Коэффициент, учитывающий условия эксплуатации передачи	K_ε	$K_\varepsilon = K_\gamma K_p K_{cm}$
14 Допускаемое давление для расчета износостойкости шарнира	$[p]_{изн}, \text{ МПа}$	$[p]_{изн} = \frac{C}{h_\Sigma K_V K_R K_\varepsilon}$
15 Желательное число рядов цепи	m	Рекомендуется: $m=1$
16 Коэффициент, учитывающий число рядов цепи	K_m	Табл. 62
17 Расчетный шаг цепи	$p_{op}, \text{ мм}$	$p_{op} \geq 600 \sqrt[3]{\frac{P_1 K_A}{n_1 z_1 K_m [p]_{изн}}}$

Таблица 68 – Расчет геометрических параметров передачи

Наименование величины	Обозначение	Метод определения
1	2	3
1 Расчетное число зубьев ведомой звездочки	z_{2op}	$z_{2op} = z_1 U$

Продолжение таблицы 68

1	2	3
2 Число зубьев ведомой звездочки (назначенное)	z_2	Полученное значение z_{2op} округлить до ближайшего целого числа
3 Расчетное число звеньев цепи	$l_{p\,op}$	$l_{p\,op} = 2a_p + 0,5(z_1 + z_2) + \frac{1}{a_p} \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2$
4 Число звеньев цепи (назначенное)	l_p	Полученное значение $l_{p\,op}$ округлить до ближайшего четного числа
5 Расчетное межосевое расстояние передачи	a_0 , мм	$a_0 = \frac{p}{4} [l_p - 0,5(z_1 + z_2) + \sqrt{[l_p - 0,5(z_1 + z_2)]^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2}]$
6 Межосевое расстояние, обеспечивающее провисание цепи	a , мм	$a \cong 0,997 a_0$
7 Диаметр делительной окружности ведущей звездочки	d_1 , мм	$d_1 = \frac{p}{\sin(180^\circ / z_1)}$
8 Диаметр делительной окружности ведомой звездочки	d_2 , мм	$d_2 = \frac{p}{\sin(180^\circ / z_2)}$
9 Наружный диаметр ведущей звездочки	d_{e1} , мм	$d_{e1} = p \left[0,5 + \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{z_1} \right) \right]$
10 Наружный диаметр ведомой звездочки	d_{e2} , мм	$d_{e2} = p \left[0,5 + \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{z_2} \right) \right]$
11 Диаметр ролика	D_p , мм	Табл. 66
12 Радиус впадины	r , мм	$r = 0,525 D_p + 0,05$
13 Диаметр окружности впадин ведущей звездочки	d_{i1} , мм	$d_{i1} = d_1 - 2r$
14 Диаметр окружности впадин ведомой звездочки	d_{i2} , мм	$d_{i2} = d_2 - 2r$

Продолжение таблицы 68

1	2	3
15 Расстояние между пластинами внутреннего звена	$B_{вн}$, мм	Табл. 66
16 Ширина зубчатого венца звездочек	b , мм	Для однорядной цепи: $b_1 = 0,93 B_{вн} - 0,15$. Для многорядной цепи: $b_2 = 0,9 B_{вн} - 0,15$.
17 Радиус боковой поверхности зубьев звездочек	R , мм	$R = 1,7 D_p$
18 Координата центра кривизны боковой поверхности зуба	h , мм	$h = 0,8 D_p$

4.6.2 Проверочные расчеты передачи

Проверочные расчеты приведены в табл. 69–71.

Таблица 69 – Проверка износостойкости шарнира цепи

Наименование величины	Обозначение	Метод определения
1	2	3
1 Скорость цепи в передаче	V , м/с	$V = \frac{z_1 p n_1}{60000}$
2 Окружная сила на ведущей звездочке (полезное натяжение цепи)	F_t , Н	$F_t = \frac{1000 P_1}{V} = \frac{2000 T_1}{d_1}$
3 Коэффициент, учитывающий переменность нагрузки	K_H	$K_H = \sum_{i=1}^k \frac{P_i}{P_{\max}} \frac{t_i}{h_{\Sigma}} \sqrt[3]{\left(\frac{n_i}{n_1}\right)^2}$
4 Эквивалентная полезная нагрузка на цепь	$F_{т\text{э}}$, Н	$F_{т\text{э}} = F_t K_H$
5 Коэффициент, учитывающий динамичность внешней нагрузки	K_A	Табл. 61
6 Площадь опорной поверхности шарнира	$A_{оп}$, мм ²	Табл. 66
7 Коэффициент, учитывающий число рядов цепи	K_m	Табл. 62

Продолжение таблицы 69

1	2	3
8 Расчетное давление в шарнире	p , МПа	$p = \frac{F_{т9} K_A}{A_{он} K_m}$
9 Допустимое давление в шарнире, обеспечивающее его износостойкость	$[p]_{изн}$, МПа	$[p]_{изн} = \frac{C}{h_{\Sigma} K_V K_R K_{\Sigma}}$
10 Заключение о работоспособности цепи	Если $p \leq [p]_{изн}$ – износостойкость шарнира обеспечена. Если $p > [p]_{изн}$ – необходимо увеличить число рядов или увеличить шаг цепи.	

Таблица 70 – Проверка усталостной прочности пластин цепи

Наименование величины	Обозначение	Метод определения
1	2	3
1 Коэффициент, учитывающий число зубьев ведущей звездочки	K'_{z1}	$K'_{z1} = \sqrt[12]{z_1}$
2 Коэффициент, учитывающий срок службы передачи	K_h	$K_h = \sqrt[4]{\frac{15000}{h_{\Sigma}}}$
3 Коэффициент, учитывающий величину шага цепи	K_p	$K_p = \sqrt[24]{\frac{p}{25,4}}$ при $p \leq 25,4 \text{ мм}$; $K_p = \sqrt[6]{\frac{p}{25,4}}$ при $p > 25,4 \text{ мм}$
4 Коэффициент, учитывающий частоту вращения ведущей звездочки	K_y	$K_y = 10^9 \sqrt{0,1 n_1}$
5 Допускаемое давление, обеспечивающее усталостную прочность пластин	$[p]_{ycm}$, МПа	$[p]_{ycm} = \frac{270 K'_z K_h}{K_y K_p}$
6 Расчетное давление в шарнире	p , МПа	$p = \frac{F_{т9} K_A}{A_{он} K_m} \leq [p]_{ycm}$

Продолжение таблицы 70

1	2	3
7 Заключение о работоспособности цепи	Если $p \leq [p]_{уст}$ – усталостная прочность пластины обеспечена. Если $p > [p]_{уст}$ – необходимо увеличить число рядов или шаг цепи.	

Таблица 71 – Проверка статической прочности цепи

Наименование величины	Обозначение	Метод определения
1	2	3
1 Окружная сила	F_t , Н	$F_t = \frac{1000 P_1}{V} = \frac{2000 T_1}{d_1}$
2 Сила, действующая на вал со стороны цепной передачи	F_{ϵ} , Н	$F_{\epsilon} \cong 1,15 F_t$
2 Коэффициент возможной перегрузки	$K_{пер}$	При наличии настраиваемого предохранительного звена $K_{пер}$ задается настройкой: $K_{пер} = \beta$, в остальных случаях – $K_{пер} = \frac{P_{\epsilon d}}{P_{номр}} \frac{T_{max}}{T_{ном}}$
3 Сила удара шарнира о зуб звездочки	F_y , Н	При $V < 10$ м/с – $F_y = 0$. При $V = 10$ м/с – $F_y = 1,36 \cdot n_1 p m$
4 Стандартная статическая разрушающая нагрузка	$F_{разр}$, Н	Табл. 66
5 Расчетный коэффициент безопасности	S	$S = \frac{F_{разр}}{F_t K_{пер} + F_y}$
6 Допускаемый коэффициент безопасности	[S]	Рекомендуется: [S] = 6...8
7 Заключение о работоспособности передачи	Если $S \geq [S]$ – статическая прочность цепи обеспечена. Если $S < [S]$ – необходимо увеличить число рядов или шаг цепи.	

4.7 Пример расчета

Выполнить расчет цепной передачи по приведенной схеме и исходным данным (см. рис. 2).

Исходные данные (выбираются из результатов кинематического расчета (см. табл. 13) задания на курсовое проектирование):

$$P_{\text{вых}} = P_{\text{зв}} = P_1 = 2,92 \text{ кВт} ;$$

$$n_{\text{вых}} = n_{\text{зв}} = n_1 = 55,96 \text{ мин}^{-1} ;$$

$$T_{\text{вых}} = T_{\text{зв}} = T_1 = 498 \text{ Нм} ;$$

$$U = 1,8.$$

Режим нагружения – табл. 72.

Таблица 72

Частота вращения	Время работы в часах с использованием мощности					
	t_1	P_1	t_2	P_2	t_3	P_3
n_1	4000	P	2000	0,8P	3000	0,3P

Передача расположена под углом 30° к горизонту. Работа односторонняя, смазка регулярная окутыванием ветви цепи в масляную ванну. Натяжение цепи регулируется перемещением опор одного из валов. Возможная перегрузка соответствует $K_{\text{пер}} \cong 2,85$ (см. расчет зубчатых передач – пара 1-2).

4.7.1 Предварительный расчет передачи

1 Число зубьев ведущей звездочки (ориентировочное):

$$z_{1\text{оп}} = 31 - 2 \cdot U = 31 - 2 \cdot 1,8 \cong 27.$$

Назначается $z_1 = 27$.

2 Коэффициент работоспособности передачи:

$$C = 4 \cdot 10^6.$$

3 Срок службы передачи:

$$h_{\Sigma} = t_1 + t_2 + t_3 = 4000 + 2000 + 3000 = 9000 \text{ ч}.$$

4 Коэффициент, учитывающий влияние частоты вращения ведущей звездочки на износ шарнира:

$$K_V = \sqrt[3]{(0,1n_1)^2} = \sqrt[3]{(0,1 \cdot 55,96)^2} \cong 3,15.$$

5 Коэффициент, учитывающий влияние числа зубьев ведущей звездочки передачи:

$$K_{Z_1} = \frac{25}{Z_1} = \frac{25}{27} \cong 0,93.$$

6 Межосевое расстояние передачи (в шагах) принимается из рекомендаций: $a_p = 40$.

7 Коэффициент, учитывающий межосевое расстояние передачи:

$$K_a = \sqrt[4]{\frac{40}{a_p}} = \sqrt[4]{\frac{40}{40}} = 1.$$

8 Коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа:

$$K_U = \frac{1}{\sqrt[6]{U}} = \frac{1}{\sqrt[6]{1,8}} \cong 0,91.$$

9 Коэффициент, учитывающий параметры передачи,

$$K_R = K_{Z_1} K_a K_U = 0,93 \cdot 1 \cdot 0,91 \cong 0,85.$$

10 Коэффициент, учитывающий угол наклона линии центров к горизонту: $K_{\gamma} = 1$ (см. табл. 63 при γ до 70°).

11 Коэффициент, учитывающий способ компенсации вытяжки цепи: $K_p = 1$ (см. табл. 64 при способе компенсации за счет перемещения опор одного из валов).

12 Коэффициент, учитывающий способ смазки шарнира:

$K_{с.м} = 0,9$ (см. табл. 65 при окунании цепи в масляную ванну).

13 Коэффициент, учитывающий условия эксплуатации передачи:

$$K_{\Sigma} = K_{\gamma} K_p K_{cm} = 1 \cdot 1 \cdot 0,9 = 0,9.$$

14 Допускаемое давление для расчета износостойкости шарнира:

$$[p]_{изн} = \frac{C}{h_{\Sigma} K_{\gamma} K_p K_{\Sigma}} = \frac{4 \cdot 10^6}{9000 \cdot 3,15 \cdot 0,85 \cdot 0,9} \cong 184 \text{ МПа}.$$

15 Принимается число рядов цепи: $m = 1$

16 Коэффициент, учитывающий число рядов цепи:

$K_m = 1$ (см. табл. 62 при числе рядов цепи $m = 1$).

17 Расчетный шаг цепи:

$$p_{op} \geq 600 \sqrt[3]{\frac{P_1 K_A}{n_1 z_1 K_m [p]_{изн}}} = 600 \sqrt[3]{\frac{2,92 \cdot 1,5}{55,96 \cdot 27 \cdot 1 \cdot 184}} \cong 15 \text{ мм},$$

где $K_A = 1,5$ (см. табл. 61, т. к. работа привода к драге сопровождается резкими колебаниями нагрузки).

Из табл. 66 выбирается приводная роликовая цепь с шагом:

$$p = 15,875 \text{ мм} - \text{ПР} - 15,875 - 2270.$$

4.7.2 Проверочные расчеты

Проверка износостойкости шарнира цепи

1 Скорость цепи в передаче:

$$V = \frac{Z_1 p n_1}{60000} = \frac{27 \cdot 15,875 \cdot 55,96}{60000} \cong 0,4 \text{ м/с}.$$

2 Окружная сила на ведущей звездочке:

$$F_t = \frac{1000 P_1}{V} = \frac{1000 \cdot 2,92}{0,4} \cong 7300 \text{ Н}.$$

3 Коэффициент, учитывающий переменность нагрузки:

$$K_H = \sum_{i=1}^k \frac{P_i}{P_{\max}} \frac{t_i}{h_{\Sigma}} \sqrt[3]{\left(\frac{n_i}{n_{\max}}\right)^2} = \left(1 \cdot \frac{4000}{9000} + 0,8 \cdot \frac{2000}{9000} + 0,3 \cdot \frac{3000}{9000}\right) = 0,7.$$

4 Эквивалентная полезная нагрузка на цепь:

$$F_{t\sigma} = F_t \cdot K_H = 7300 \cdot 0,7 = 5110 \text{ Н}.$$

5 Сила, действующая на вал со стороны цепной передачи

$$F_{\sigma} = 1,15 \cdot F_t = 1,15 \cdot 7300 \cong 8395 \text{ Н}.$$

6 Расчетное давление в шарнире:

$$p = \frac{F_{t\sigma} K_A}{A_{on} K_m} = \frac{5110 \cdot 1,5}{71 \cdot 1} \cong 108 \text{ МПа},$$

где $A_{on} = 71 \text{ мм}^2$ (см. табл. 66).

$$p < [p]_{изн}.$$

108 МПа < 184 МПа – износостойкость шарнира цепи обеспечена.

Проверка усталостной прочности пластин цепи

1 Коэффициент, учитывающий число зубьев ведущей звездочки:

$$K'_{z_1} = \sqrt[12]{z_1} = \sqrt[12]{27} \cong 1,3.$$

2 Коэффициент, учитывающий срок службы передачи:

$$K_h = \sqrt[4]{\frac{15000}{h_{\Sigma}}} = \sqrt[4]{\frac{15000}{9000}} \cong 1,14.$$

3 Коэффициент, учитывающий величину шага цепи:

$$K_p = \sqrt[24]{\frac{p}{25,4}} = \sqrt[24]{\frac{15,875}{25,4}} \cong 0,98 \text{ при } p \leq 25,4 \text{ мм}.$$

4 Коэффициент, учитывающий частоту вращения ведущей звездочки:

$$K_y = 10^9 \sqrt[9]{0,1n_1} = 10^9 \sqrt[9]{0,1 \cdot 55,96} \cong 12,1.$$

5 Допускаемое давление, обеспечивающее усталостную прочность пластин:

$$[p]_{уст} = \frac{270K_{z1}'K_h}{K_yK_p} = \frac{270 \cdot 1,3 \cdot 1,14}{12,1 \cdot 0,98} \cong 34 \text{ МПа}.$$

6 Расчетное давление в шарнире принимается равным $p = 108 \text{ МПа}$ (см. расчет выше).

$$p > [p]_{уст}.$$

108 МПа > 34 МПа – усталостная прочность пластин цепи не обеспечена.

Принимается решение увеличить число рядов цепи и выбирается цепь **2ПР – 15,875 – 4540**.

$$p = \frac{5110 \cdot 1,5}{71 \cdot 1,7} \cong 64 \text{ МПа} > [p]_{уст} = 34 \text{ МПа} \quad \text{– усталостная}$$

прочность пластин цепи не обеспечена.

Принимается решение увеличить шаг цепи и выбирается цепь **ПР – 25,4 – 5670**.

$$V = \frac{27 \cdot 25,4 \cdot 55,96}{60000} \cong 0,64 \text{ м/с}.$$

$$F_t = \frac{1000 \cdot 2,92}{0,64} \cong 4563 \text{ Н}.$$

$$F_{t_3} = 4563 \cdot 0,7 \cong 3194 \text{ Н}.$$

$$p = \frac{3194 \cdot 1,5}{180 \cdot 1} \cong 27 \text{ МПа},$$

где $A_{он} = 180 \text{ мм}^2$ (см. табл. 66);

$K_m = 1$ (см. табл. 62 для однорядной цепи).

27 МПа < 184 МПа – износостойкость шарнира цепи обеспечена.

$$K_p = \sqrt[24]{\frac{25,4}{25,4}} = 1.$$

$$[p]_{уст} = \frac{270 \cdot 1,3 \cdot 1,14}{12,1 \cdot 1} \cong 33 \text{ МПа}.$$

27 МПа < 33 МПа – усталостная прочность пластин цепи обеспечена.

Проверка статической прочности цепи

1 Сила удара шарнира цепи о зуб звездочки:

$$F_y = 0 \text{ при } V < 10 \text{ м/с}.$$

2 Из табл. 66 выбирается стандартная статическая разрушающая нагрузка: $F_{разр} = 56700 \text{ Н}$.

3 Расчетный коэффициент безопасности:

$$S = \frac{F_{разр}}{F_t K_{пер} + F_y} = \frac{56700}{4563 \cdot 2,85 + 0} \cong 4,4 < [S] = 6..8$$

– статическая прочность цепи не обеспечена.

Принимается решение увеличить число рядов цепи и выбирается цепь **2ПР – 25,4 – 113400**.

$$S = \frac{113400}{4563 \cdot 2,85 + 0} \cong 8,7.$$
$$S > [S]$$

8,7 > 8 – статическая прочность цепи обеспечена.

Расчет геометрических параметров передачи

1 Расчетное число зубьев ведомой звездочки:

$$z_{2op} = z_1 \cdot U = 27 \cdot 1,8 \cong 49.$$

Назначаем число зубьев ведомой звездочки: $z_2 = 49$.

2 Расчетное число звеньев цепи

$$\begin{aligned} l_{p\,op} &= 2a_p + 0,5(z_1 + z_2) + \frac{1}{a_p} \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 = \\ &= 2 \cdot 40 + 0,5(27 + 49) + \frac{1}{40} \left(\frac{49 - 27}{2\pi} \right)^2 \cong 118,3. \end{aligned}$$

Принимается: $l_p = 118$ (ближайшее четное число).

3 Расчетное межосевое расстояние передачи

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{p}{4} \left[l_p - 0,5(z_1 + z_2) + \sqrt{\left[l_p - 0,5(z_1 + z_2) \right]^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] = \\ &= \frac{25,4}{4} \left[118 - 0,5(27 + 49) + \sqrt{\left[118 - 0,5(27 + 49) \right]^2 - 8 \left(\frac{49 - 27}{2\pi} \right)^2} \right] \cong \\ &\qquad \qquad \qquad \cong 1012 \text{ мм}. \end{aligned}$$

4 Межосевое расстояние, обеспечивающее провисание цепи:

$$a = 0,997 a_0 = 0,997 \cdot 1012 \cong 1009 \text{ мм}.$$

5 Диаметр делительной окружности ведущей звездочки:

$$d_1 = \frac{p}{\sin(180^\circ/z_1)} \cong \frac{25,4}{\sin(180^\circ/27)} \cong 218,8 \text{ мм}.$$

6 Диаметр делительной окружности ведомой звездочки:

$$d_2 = \frac{p}{\sin(180^\circ/z_2)} \cong \frac{25,4}{\sin(180^\circ/49)} \cong 396,4 \text{ мм}.$$

7 Наружный диаметр ведущей звездочки:

$$d_{e1} = p[0,5 + \operatorname{ctg}(180^\circ / z_1)] = 25,4[0,5 + \operatorname{ctg}(180^\circ / 27)] \cong 230,0 \text{ мм}.$$

8 Наружный диаметр ведомой звездочки:

$$d_{e2} = p[0,5 + \operatorname{ctg}(180^\circ / z_2)] = 25,4[0,5 + \operatorname{ctg}(180^\circ / 49)] \cong 408,3 \text{ мм}.$$

9 Из табл. 66 выбирается диаметр ролика: $D_p = 15,88 \text{ мм}$;
 $A_{on} = 180 \text{ мм}^2$; $H = 29,29 \text{ мм}$.

10 Радиус впадины:

$$r = 0,525 D_p + 0,05 \text{ мм} = 0,525 \cdot 15,88 + 0,05 \cong 8,4 \text{ мм}.$$

11 Диаметр окружности впадин ведущей звездочки:

$$d_{i1} = d_1 - 2r = 218,8 - 2 \cdot 8,4 \cong 202,0 \text{ мм}.$$

12 Диаметр окружности впадин ведомой звездочки:

$$d_{i2} = d_2 - 2r = 396,4 - 2 \cdot 8,4 \cong 379,6 \text{ мм}.$$

13 Из табл. 66 выбирается расстояние между пластинами внутреннего звена: $B_{вн} = 15,88 \text{ мм}$.

14 Ширина зубчатого венца звездочек:

$$b_2 = 0,9 B_{вн} - 0,15 = 0,9 \cdot 15,88 - 0,15 \cong 14,1 \text{ мм}$$

– для двухрядной цепи.

15 Радиус боковой поверхности зубьев звездочек:

$$R = 1,7 D_p = 1,7 \cdot 15,88 \cong 27,0 \text{ мм}.$$

16 Координата центра кривизны боковой поверхности зуба:

$$h = 0,8 D_p = 0,8 \cdot 15,88 \cong 12,7 \text{ мм}.$$

5 РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Ременная передача (рис. 16) относится к передачам трением с гибкой связью и может применяться для передачи движения между валами, находящимися на значительном расстоянии один от другого. Для нормальной работы передачи необходимо предварительное натяжение ремня, обеспечивающее возникновение сил трения на участках контакта (ремень-шкив).

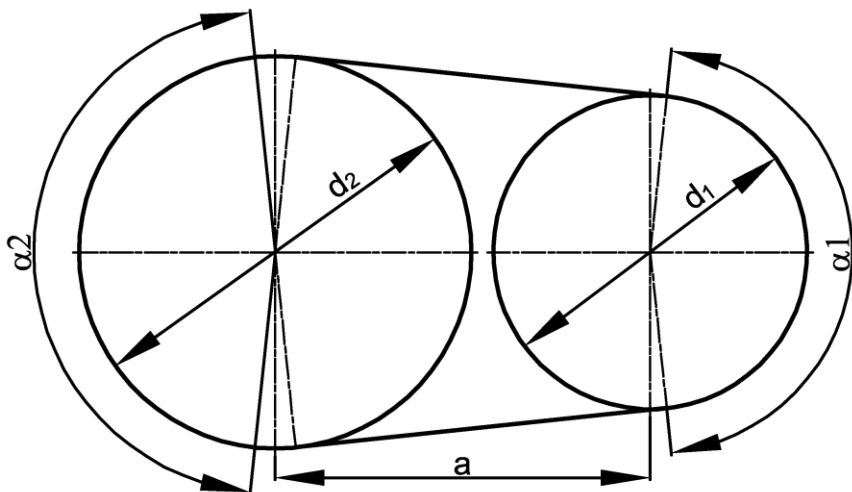


Рисунок 16 - Схема передачи

По форме сечения ремня ременные передачи бывают: плоскоременные (рис. 17, а), клиноременные (рис. 17, б), поликлиновые (рис. 17, в), с зубчатым ремнем (рис. 17, г).

5.1 Плоскоременная передача

5.1.1 Краткие сведения о передаче и ее элементах

При двух валах одностороннего вращения плоскоремennую передачу выполняют либо открытой (с «открытым» контуром ремня), либо с натяжным роликом.

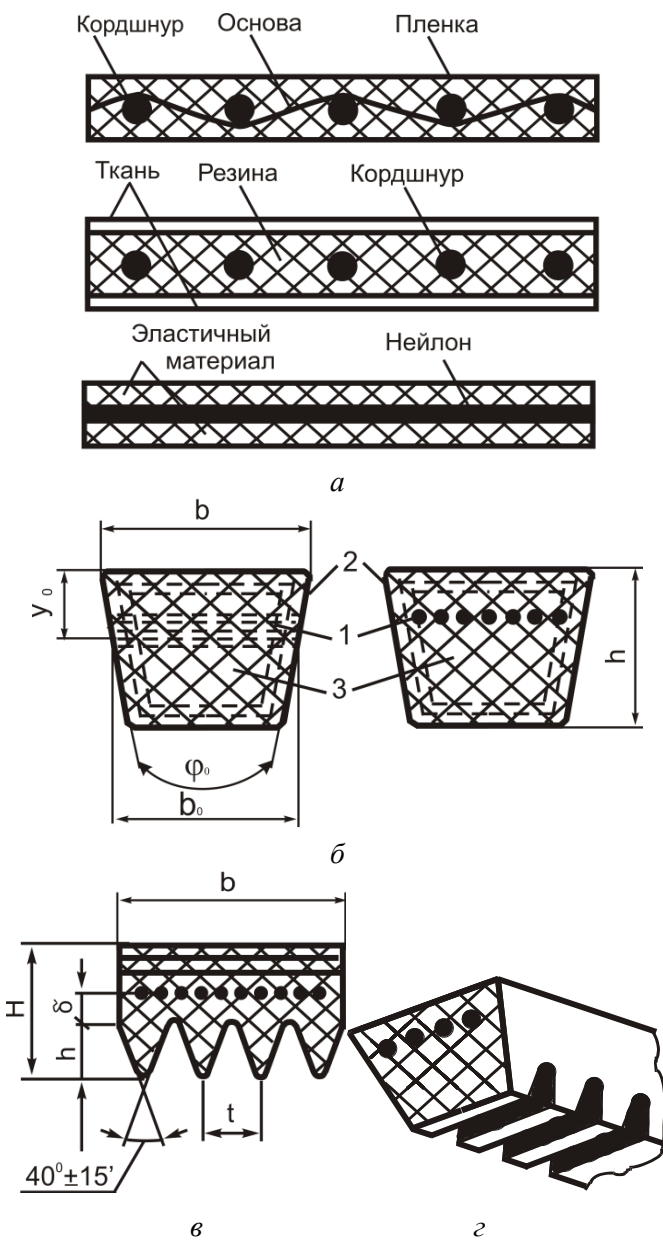


Рисунок 17 – Типы ремней

В первом случае предварительное натяжение может создаваться за счет упругости ремня укорачиванием его при сшивке, передвижением одного из шкивов, автоматически (грузом, пружиной и т. п.), во втором – воздействием на ремень прижимного ролика, который размещается всегда на ведомой ветви. Передача с натяжным роликом неревверсивная.

Для обыкновенной плоскоременной передачи применяют ремни, сшитые из поставляемых промышленностью ремней конечной длины (табл. 73, 74).

Таблица 73 – Некоторые сведения о плоских ремнях, используемые в расчетах

Материал ремня		Число слоёв (прокладок) i_p	Толщина ремня δ , мм	Минимальный диаметр d_l , мм		Ширина ремня b , мм
				рекомендуемый	допустимый	
1	2	3	4	5	6	
Кожаный	Одинарный	1	3,0...3,5	100	80	10, 16, 20, 25
			3,5...4,0	125	100	32, 40, 50
			4,0...4,5	160	125	63, 71
			4,5...5,0	180	140	80, 90, 100, 112
			5,0...5,5	200	160	125, 140
			5,5...6,0	224	180	160, 180, 200, 224, 250...560
	Двойной	2	7,5...8,0	280	224	80, 90, 100, 112
			9,0...9,5	315	250	125, 140
			9,5...10,0	355	280	160, 180, 200, 224, 250...560
Текстильный	Хлопчатобумажный	4	4,5	125	112	30, 40, 50, 60, 75, 90, 100
		6	6,5	200	180	50, 60, 75, 90, 100, 125, 150
		8	8,5	315	280	100, 125, 150, 175, 200, 250
	Шерстяной	3	6	180	160	50, 60, 75, 90
		4	9	320	280	100, 115, 125, 150, 175
		5	11	450	400	200, 225, 250, 350, 400, 450, 500

Продолжение таблицы 73

1	2	3	4	5	6
Прорезиненный	2, 3, 4, 5	Таблица 74			10, 16, 20, 25
	3, 4, 5				50, (60), 63, (70), 71, (75)
	3, 4, 5, 6				80, (85), 90, 100, 112
	4, 5, 6				(115), 125, 160, 180, 200, 224, 250
	4, 5, 6, 7, 8				280, (300), 355
	5, 6, 7, 8				400, 455
	5, 6, 7, 8, 9				500, (550), 560

Примечание. Ширину, указанную в скобках, желательно не применять.

Таблица 74 – Параметры плоских ремней

Число прокладок i_p	Толщина ремня δ , мм		Минимальный диаметр d_I , мм		
	Бельтинг Б-820		Бельтинг БКНЛ-65	рекомендуемый	допустимый
	без прослойки	с прослойками			
2	2,50	3,00	—	100	80
3	3,75	4,50	3,60	160	125
4	5,00	6,00	4,80	224	160
5	6,25	7,50	6,00	280	250
6	7,50	9,00	7,20	360	315
7	8,75	10,50	8,40	450	400
8	10,00	12,00	9,60	560	500
9	11,25	13,60	10,80	630	560

Основные виды плоских ремней. *Резинотканевые* (ГОСТ 23831-79) бывают трех типов: *А* – нарезной с резиновыми прослойками между прокладками и защищенными кромками (наиболее широко применяемый); *Б* – послойно завернутый и *В* – спирально завернутый (применяются реже, имеют повышенную износостойкость кромок). Основу ремня составляют хлопчатобумажный бельтинг и уточная шнуровая ткань. Ремни могут быть с резиновыми прослойками и без них, с резиновыми обкладками и без них. Тканевая основа может иметь от 2 до 9 слоев. Прорезиненные ремни разрушаются минеральными маслами, требуют шкивов повышенного диаметра.

Текстильные бывают двух типов: хлопчатобумажный цельнотканевый (ГОСТ 18679-73) и шерстяной (ОСТ НКТП 3157). И те и другие ремни тканые, пропитанные специальными пропитками, многослойные с числом слоев (прокладок) от 3 до 8. Шерстяные ремни дороже хлопчатобумажных и применяются для передач, работающих в особых условиях (пары щелочей, бензина, значительная запыленность). Текстильные ремни непригодны для работы в условиях повышенной влажности.

Кожаные (ГОСТ 18679-73) бывают одинарными (однослойными) и двойными (двухслойными). Обладают наилучшей тяговой способностью, выдерживают большие перегрузки, требуют малых диаметров шкивов, однако непригодны для работы в условиях едких паров и агрессивных газов.

Ремни из синтетических материалов являются наиболее перспективными. Имеют высокую статическую прочность и долговечность. Армированные пленочные многослойные ремни на основе синтетических полиамидных материалов могут работать при скоростях до 80 м/с и передавать мощность до 3000 кВт. Для повышения тяговой способности синтетических ремней используют специальные фрикционные покрытия их рабочей поверхности.

Шкивы для обыкновенных плоскоремennых передач чаще всего выполняют литыми чугунными и тонкостенными. До диаметра шкива 300...400 мм обод со ступицей соединяют плоским или коническим диском с облегчающими отверстиями, при больших диаметрах – одним или двумя рядами спиц эллиптической в сечении формы.

Основными размерами шкива являются: диаметр d , ширина обода $B_{ш}$ и стрела выпуклости y . Рекомендуется назначать больший диаметр ступицы, равным $(1,8...2)d_g$, а длину – $(1,5...2)d_g$, где d_g – диаметр вала. Шкивы должны статически балансироваться.

5.1.2 Рекомендуемый порядок расчета передачи

Для проектирования передачи должны быть заданы: наибольшая длительно передаваемая мощность на ведущем шкиве P_1 и момент T_1 , частота вращения ведущего шкива n_1 , переда-

точное число U_{pn} , род передачи и способ ее натяжения, режим эксплуатации.

Цель расчета – при выбранном виде (типе) ремня определить:

- размеры ремня (δ, i_p, b, l);
- размеры шкивов ($d_1, d_2, B_{ш}$);
- силы, действующие на валы передачи.

Порядок расчета

1 Выбрать вид (тип, материал) ремня, согласуясь с условиями эксплуатации передачи; способ натяжения. Выбрать параметры ремня: δ, i_p (см. табл. 73, 74, 77). При этом иметь в виду, что наибольшее распространение получили резинотканевые ремни (ГОСТ 23831-79).

2 Рассчитать ориентировочный диаметр меньшего шкива по эмпирической формуле:

$$d_{1op} = (1100 \dots 1350) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}. \quad (86)$$

Назначить стандартный диаметр d_1 (табл. 75).

3 Выполнить проверку:

- $\frac{d_1}{\delta} \geq 30 \dots 40$ – для резинотканевых ремней;
- $\frac{d_1}{\delta} \geq 25 \dots 30$ – для хлопчатобумажных ремней;
- $\frac{d_1}{\delta} \geq 25 \dots 35$ – для кожаных ремней;
- $\frac{d_1}{\delta} \geq 70 \dots 80$ – для пленочных ремней из специальных

синтетических материалов.

Если условие не выполняется, следует назначить другой диаметр d_1 .

Таблица 75 – Основные размеры шкивов для плоских приводных ремней

Диаметр шкива, мм	Стрела выпуклости, мм	Ширина обода, мм	Ширина ремня, мм	Диаметр шкива, мм	Стрела выпуклости, мм	Ширина обода, мм	Ширина ремня, мм
71	0,3	16...80	10...71	280	0,8	32...280	25...250
80		16...80	10...71	315	1,0	40...315	32...280
90		16...90	10...80	355		40...355	32...315
100		16...100	10...90	400		50...400	40...355
112		16...112	10...100	450		50...450	40...400
125	0,4	16...125	10...112	500	При $B_{ш} \leq 125$ мм – 1,0. При $B_{ш} = 140$ мм и более – 1,53	63...500	50...450
140		16...140	10...125	560		63...560	50...500
160	0,5	20...160	16...140	630		71...630	63...560
180		20...180	16...160	710		80...630	71...560
200	0,6	25...200	20...180	800		90...630	80...560
224		29...224	20...200	900		100...630	90...560
250	0,8	32...250	25...224	1000		112...630	100...560

Примечания:

1 Размер ширины обода в указанных пределах брать из ряда: 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 225, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500, 560, 630.

2 Ширина ремня в указанных пределах предполагается выбранной из ряда: 10, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 224, 250, 312, 335, 400, 450, 500.

4 Рассчитать диаметр большего шкива:

$$d_2 = U_{pn} d_1 (1 - \varepsilon), \quad (1)$$

где ε – коэффициент упругого скольжения, выбирается из табл. 76.

Таблица 76 – Основные характеристики передачи

Вид передачи	$U_{pn\max}$	a_p	$\eta_{ср}$	ε	$V_{\max}, \frac{м}{с}$
Открытая	До 6	$a_p \geq 2 (d_1 + d_2)$	0,96	0,01...0,02	30
С натяжным роликом	До 10	$a_p \geq (d_1 + d_2)$	0,95	0,01...0,015	25

Полученное значение округлить до ближайшего стандартного размера (см. табл. 75).

5 Рассчитать фактическое передаточное число передачи:

$$U_{\phi} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} \leq [\Delta U]. \quad (1)$$

Для ременных передач допускается отклонение фактического передаточного числа от номинального до 4%.

6 Назначить ориентировочное межосевое расстояние передачи (см. табл. 76).

7 Рассчитать ориентировочную длину ремня:

$$l_p = 2a_p + 0,5\pi(d_1 + d_2) + (d_2 - d_1)^2 / (4a_p). \quad (1)$$

Поскольку плоские ремни выпускаются промышленностью отрезками конечной длины, не существует стандартного ряда длин плоских ремней и $l_p = l$.

8 **Проверка.** Следует иметь в виду, что назначенное межосевое расстояние a_p и длина ремня l должны удовлетворять следующим условиям.

Угол охвата ремнем меньшего шкива:

$$\alpha_1^{\circ} = 180^{\circ} - \frac{d_2 - d_1}{a} 57^{\circ} \geq [\alpha_1^{\circ}] = 150^{\circ}. \quad (1)$$

Число пробегов ремня по контуру в единицу времени:

$$i = \frac{V}{l} \leq [i] = 5 \text{ с}^{-1}, \quad (1)$$

где $V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000}$ – окружная скорость шкивов (приближенно скорость ремня). Согласно табл. 75 для открытой передачи $V_{\max} < 30 \text{ м/с}$.

При выполнении условий (1), (1) окончательно принимается межосевое расстояние $a_p = a$.

При невыполнении условий (1), (1) *следует увеличить межосевое расстояние a_p .*

9 Рассчитать допускаемое удельное окружное усилие:

$$[p] = p_0 C_\theta C_\alpha C_V / C_p, \quad (1)$$

где p_0 – допускаемое окружное усилие, передаваемое единицей ширины ремня в горизонтальной передаче при угле охвата $\alpha_1 = 180^\circ$, скорости $V = 10 \frac{M}{c}$, спокойной работе и нормальных условиях окружающей среды; найденные экспериментально значения p_0 , обеспечивающие оптимальные условия эксплуатации передачи (высокий КПД, незначительное скольжение), приведены в табл. 77, 78; рекомендации по назначению напряжений от предварительного натяжения σ_0 и удельных усилий от предварительного натяжения S_0 дает табл. 80;

C_θ – коэффициент, учитывающий наклон открытой передачи к горизонту, выбирается из табл. 81; для передачи с натяжным роликом и открытой передачи с автоматическим натяжением $C_\theta = 1$;

C_α – коэффициент угла охвата ремнем меньшего шкива. Вычисляется по формуле:

$$C_\alpha = 1 - 0,003 (180^\circ - \alpha_1); \quad (1)$$

C_V – коэффициент скорости, вычисляется по формуле:

$$C_V = 1,04 - 0,0004 V^2; \quad (1)$$

для передачи с натяжным роликом и открытой с автоматическим натяжением $C_V = 1$;

C_p – коэффициент режима работы, выбирается по табл. 79.

Таблица 77 – Расчетные параметры для резиноканевых ремней из бельтинга БКНЛ-65 и Б-820

Число прокладок ремня i_p	Толщина ремня δ , мм	Стандартная ширина b , мм	Диаметр меньшего шкива d_1 , мм	Удельное окружное усилие p_0 , Н/мм, при натяжении s_0 , Н/мм		
				2	2,25	2,5
2	3	20, 25, 30, 40, 45	80	5,0	5,4	5,8
			100	5,2	5,6	6,0
			125	5,3	5,7	6,1
3	4,5	20, 25, 30, 40, 45, 50,	125	7,1	8,3	8,8
			160	7,3	8,5	9,1
			200	7,5	8,7	9,3
4	6	60, 70, 75, 80, 85, 90, 100, 125,	180	10,2	11,1	12,0
			224	10,5	11,4	12,3
			280	10,7	11,6	12,5
5	7,5	150, 200, 250	250	12,7	14,0	15,1
			315	13,0	14,4	15,5
			400	13,2	14,6	15,8

Таблица 78 – Удельное окружное усилие p_0

Число слоев i_p	Толщина δ , мм	Диаметр меньшего шкива d_1 , мм	Удельное окружное усилие p_0 , Н/мм, при напряжении σ_0 , МПа			
			1,6	1,8	2,0	2,4
1	2	3	4	5	6	7
<i>Кожаные ремни</i>						
1	3	80	4,9	5,4	5,7	6,6
		100	5,5	6,1	6,4	7,4
		≥ 125	6,0	6,5	7,0	8,1
	3,5	100	6,1	6,5	7,2	7,6
		125	6,7	7,3	7,9	8,6
		≥ 160	7,2	7,9	8,6	9,5

Продолжение таблицы 78

1	2	3	4	5	6	7
1	4,0	125	7,4	7,9	8,3	9,2
		160	7,9	8,7	9,2	10,3
		≥ 200	8,4	9,3	9,9	11,1
	4,5	140	8,0	8,8	9,3	10,3
		180	8,9	9,7	10,4	11,6
		≥ 224	9,5	10,4	11,1	12,5
	5	160	9,0	9,9	10,5	11,7
		200	9,9	10,9	11,6	12,9
		≥ 250	10,5	11,6	12,4	13,9
	5,5	180	10,1	11,0	11,7	13,0
		224	11,0	12,0	12,8	14,3
		≥ 280	11,7	12,8	13,7	15,4
Текстильные хлопчатобумажные ремни						
4	4,5	112	6,2	6,7	7,1	7,7
		140	6,8	7,3	7,8	8,4
		≥ 180	7,2	7,8	8,3	9,1
6	6,5	180	9,3	10,1	10,7	11,6
		224	10,1	10,8	11,5	12,6
		≥ 280	10,5	11,3	12,1	13,3
8	8,5	280	12,9	13,9	14,9	16,2
		360	13,7	14,8	15,8	17,4
		≥ 450	14,1	15,4	16,5	18,2
Текстильные шерстяные ремни						
3	6	160	7,1	7,6	7,8	7,9
		200	7,7	8,2	8,6	8,8
		≥ 250	8,1	8,7	9,2	9,5
4	9	280	10,4	12,1	12,6	12,8
		360	11,4	13,0	13,7	14,0
		≥ 450	12,1	13,6	14,4	14,9
5	11	400	14,4	15,3	16,3	16,8
		500	15,2	16,3	17,3	17,8
		≥ 630	15,8	17,0	18,1	18,7

Таблица 79 – Значение коэффициента режима работы C_p

Режим работы	Типы машин	Характер нагрузки	Электродвигатель переменного тока общепромышленного применения, электродвигатель постоянного тока шунтовой турбины			Электродвигатель переменного тока коммутационный, двигатель внутреннего сгорания с частотой вращения свыше 600 мин ⁻¹			Электродвигатель переменного тока с повышенным пусковым моментом, постоянный ток серийный, двигатель внутреннего сгорания с частотой вращения ниже 600 мин ⁻¹		
			Число смен работы ремней								
			1	2	3	1	2	3	1	2	3
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Легкий	Станки с непрерывным процессом резания: токарные, сверлильные, шлифовальные; легкие вентиляторы; насосы и компрессоры центробежные и ротационные; ленточные конвейеры; веялки, сепараторы, легкие грохоты; машины для очистки и погрузки зерна и др.	3 Спокойная. Максимальная кратковременная нагрузка до 120% от номинальной	1	1,1	1,4	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6
Средний	Станки фрезерные, зубофрезерные и револьверные; полиграфические машины; электрические генераторы; поршневые насосы и компрессоры с тремя и более цилиндрами; вентиляторы и воздухоувлажнители; цепные конвейеры; элеваторы; дисковые пилы для дерева; трансмиссии; прядильные, бумажные, пищевые машины; тяжелые грохоты; вращающиеся печи и др.	Умеренные колебания нагрузки. Максимальная кратковременная нагрузка до 150 % от номинальной	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1	1,3	1,5	1,7

Продолжение таблицы 79

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Тяжелый	Станки строгальные, долбежные, зубодолбежные и деревообрабатывающие; насосы и компрессоры поршневые с одним или двумя цилиндрами; вентиляторы и воздуходувки тяжелого типа; конвейеры винтовые, скребковые; дезинтеграторы; прессы винтовые эксцентриковые с относительно тяжелым маховиком; ткацкие машины; хлопкоочистительные машины; машины для прессования и брикетирования кормов и др.	Значительные колебания нагрузки. Максимальная кратковременная нагрузка до 200 % от номинальной	1,2	1,3	1,6	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,9
Очень тяжелый	Подъемники, экскаваторы, драги; прессы винтовые и эксцентриковые с относительно легким маховиком; ножницы, молоты, бегуны, глиномялки; мельницы шаровые, жерновые, валцовые; дробилки; лесопильные рамы и др.	Ударная и резко неравномерная нагрузка. Максимальная кратковременная нагрузка до 300 % от номинальной	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,8	1,5	1,7	2

Таблица 80 – Рекомендуемые значения σ_0 и s_0

Передача		$\sigma_0, \text{МПа}$	$s_0, \text{Н/мм}$
Открытая	Натяжение за счет упругости ремня и угол наклона линии центров шкивов к горизонту $\alpha > 60^\circ$	1,6	2
	Натяжение за счет упругости ремня и угол наклона линии центров шкивов к горизонту $\alpha \leq 60^\circ$; натяжение перемещением одного из валов	1,8	2,25
	Натяжение автоматическое	2,0	2,5
С натяжным роликом			

Таблица 81 – Коэффициент угла наклона линии центров передачи к горизонту C_θ

Угол наклона передачи к горизонту	$0^\circ \dots 60^\circ$	$60^\circ \dots 80^\circ$	$80^\circ \dots 90^\circ$
C_θ	1,0	0,9	0,8

10 Рассчитать требуемую ширину ремня по формуле:

$$b = \frac{F_t}{[p]}, \quad (1)$$

где F_t – окружная (полезная) сила:

$$F_t = 1000 \frac{P}{V} = \frac{2000 T_1}{d_1} = \frac{2000 T_2}{d_2}. \quad (1)$$

Рассчитанное значение b округлить в большую сторону до стандартного размера (см. табл. 73, 77).

Примечание. Если из габаритных соображений приходится назначать межосевое расстояние меньше удовлетворяющего условию (1), следует увеличить расчетную ширину ремня, согласуясь с рекомендациями табл. 82.

Таблица 82 – Рекомендации по увеличению b

$a_{\text{прин}} / a_{\text{min}}$	0,6	0,7	0,8	0,9
Процент увеличения ширины ремня	20	15	10	5

11 Рассчитать площадь поперечного сечения ремня:

$$A = b \delta .$$

12 Рассчитать ширину шкива:

$$B_{\text{ш}} = 1,1b + (5 \dots 8) \text{ мм} . \quad (2)$$

С учетом рекомендаций табл. 75 назначить ширину шкива $B_{\text{ш}}$.

13 Рассчитать стрелу выпуклости шкива (рис. 18):

$$y \cong B_{\text{ш}} / 200 . \quad (3)$$

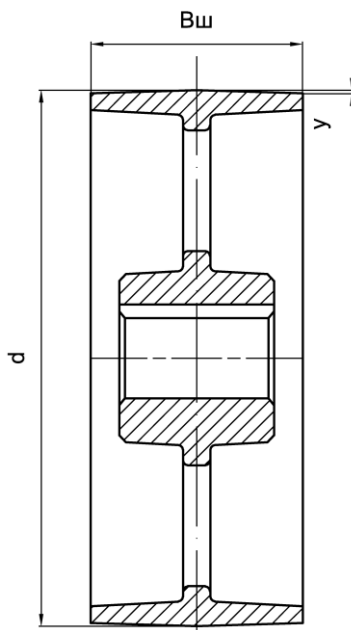


Рисунок 18 – Шкив плоскоременной передачи

14 Рассчитать потребную силу предварительного натяжения:

- в передачах кожаным и текстильным ремнем –

$$F_0 = \sigma_0 b \delta ; \quad (1)$$

- в передачах прорезиненным ремнем –

$$F_0 = s_0 b i_p , \quad (1)$$

где i_p – число слоев (прокладок) ремня.

15 Рассчитать силу, действующую на валы ременной передачи, по формуле:

$$Q = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} . \quad (1)$$

Примечание. Иногда возникает необходимость в выполнении дополнительных расчетов.

1 В передачах с натяжным роликом дополнительно рассчитывается сила прижима ролика к ведомой ветви передачи:

$$R \approx 2 \left(F_0 - \frac{F_t}{2} \right) \cos \varphi , \quad (1)$$

где 2φ – угол между набегающей и сбегающей с ролика ветвью ремня.

Угол охвата шкивов и ролика определяется графическим построением контура ремня.

Длина ремня:

$$l = \sum l_i + \frac{\pi}{360^\circ} \sum \alpha_i d_i , \quad (1)$$

где l_i – длина прямолинейных участков контура;

α_i – углы охвата ремнём шкивов и ролика;

d_i – диаметры шкивов и ролика.

Диаметр натяжного ролика $d_p \geq 0,8 d_1$, ширина равна ширине шкивов, размещать его следует ближе к ведущему шкиву так, чтобы угол охвата ремнем ролика был около 60° .

2 В открытой передаче с нерегулируемым межосевым расстоянием определяют величину, на которую надо сократить теоретическую длину ремня l_p для создания предварительного натяжения:

$$\Delta l = \sigma_0 \frac{l}{E}, \quad (2)$$

где E – модуль упругости Юнга (табл. 83).

Таблица 83 – Модуль упругости материала ремней

Ремень	Кожанный	Текстильный		Прорезиненный
		шерстяной	хлопчатобумажный	
E , МПа	120...200	≈ 100	140...180	≈ 200

3 При выборе $\sigma_0(s_0)$, p_0 , C_θ , C_α , C_V , C_p , l , U_{pn} в соответствии с приведенными выше рекомендациями долговечность ремня обеспечивается около 1000 часов (иногда до 2500 часов).

5.2 Передача клиновыми и поликлиновыми ремнями

5.2.1 Краткие сведения о передаче и ее элементах

Клиноватая форма ремня при соответствующих желобчатых шкивах обеспечивает лучшее сцепление его со шкивом (сила сцепления больше примерно в 3 раза), что позволяет по сравнению с плоскоремненной передачей снизить предварительное натяжение ремней и, соответственно, уменьшить силы, действующие на валы шкивов, существенно уменьшить межосевые расстояния, допускать большие передаточные числа. Клиновые ремни выпускаются промышленностью замкнутыми, поэтому шкивы должны быть размещены на консолях валов и межосевое расстояние в открытой передаче должно быть регулируемым.

Клиновые ремни нормального сечения (ГОСТ 1284.1-89) выпускаются преимущественно с несущим элементом в виде специальной кордовой ткани (кордтканевые), но бывают ремни с несущим элементом в виде шнуров (кордшнуровые). Последние более гибки и долговечны, позволяют применять шкивы меньших диаметров, обеспечивают повышенный КПД передачи.

Стандартное обозначение ремня – Б-1800 ГОСТ 1284.1-89 (литера – тип (сечение) ремня, цифра – длина по нейтральному слою).

Кроме нормальных, выпускаются узкие ремни, у которых иное соотношение: b_p/h . Эти ремни кордшнуровые, при равной с нормальными площади сечения имеют большую нагрузочную способность, допускают окружную скорость до 35...40 м/с, при повышенном предварительном натяжении обеспечивают более высокий КПД передачи. Стандартное обозначение ремня – УА-1800 РТМ-51-15-15-70.

Угол вклинивания трапецеидального профиля недеформированного клинового ремня – 40°. Материал ремня – резина, в которую завулканизирован несущий элемент в районе нейтральной (по изгибу) плоскости. Снаружи ремень обернут привулканизированной косослойной тканью. Ремни выпускаются бесконечно замкнутыми.

Поликлиновой ремень (ТУ 38-105763-84) представляет своеобразный прорезиненный плоский ремень, средний несущий слой которого выполнен в виде высокопрочного шнурового корда, с долевыми клиновыми выступами из резины на внутренней стороне. Угол клина недеформированного выступа – 40°. Весь профиль обернут привулканизированной тканью. Сверху ткань укладывается в несколько слоев, придающих ремню поперечную жесткость. Стандартное обозначение ремня – 1800 Л - 16 ТУ 38-105763-84 (1800 – длина ремня по нейтральному слою, мм; 16- число клиновых выступов; литера – тип (сечение) ремня). От широкого ремня отрезают нужную ширину, соответствующую расчетному числу выступов. Поликлиновые ремни выпускаются бесконечно замкнутыми.

Шкивы для передач клиновыми и поликлиновыми ремнями обычно выполняют литыми из чугуна СЧ 15-32 или алюминиевых сплавов. От шкивов для плоскоремненных передач отличаются профильной формой обода.

5.2.2 Рекомендуемый порядок расчета передачи клиновыми ремнями

Для проектирования передачи должны быть заданы: наибольшая длительно передаваемая мощность на ведущем шкиве P_1 и момент T_1 , частота вращения ведущего шкива n_1 , передаточное число U_{pn} , режим эксплуатации (назначение и режим работы машины, тип двигателя и т. д.).

Цель расчета – при выбранном типоразмере ремней определить:

- необходимое количество ремней для передачи;
- размеры шкивов (d_1 , d_2 , профиль обода);
- межосевое расстояние с пределами регулировки в меньшую и большую стороны;
- силы, действующие на валы.

Порядок расчета

1 Выбрать типоразмер (сечение) ремня (табл. 84). Если возможны варианты, следует иметь в виду, что при меньшем сечении ремня передача будет более компактной, но потребуется большее число параллельно работающих ремней.

2 Выбрать диаметр меньшего шкива d_1 (см. табл. 84).

Без крайней необходимости не следует назначать минимально допустимый диаметр шкива – это приведет к резкому снижению долговечности ремня. *Лучше выбрать стандартное значение d_1 на две-три ступени больше минимально допустимого* из ряда стандартных значений диаметров шкивов для всех клиновых и поликлиновых ремней: 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000.

3 Рассчитать диаметр большего шкива:

$$d_2 = U_{pn} d_1 (1 - \varepsilon), \quad (1)$$

где ε – коэффициент упругого скольжения, выбирается из табл. 85;

Полученное значение округлить до ближайшего стандартного размера из ряда стандартных чисел.

Таблица 84 – Краткие сведения о клиновых ремнях, используемые при расчётах

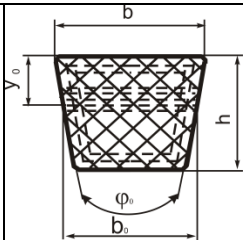
Тип ремня и его обозначение					Площадь сечения A , мм ²	Наименьшая длина l , мм	Наибольшая длина l , мм	Минимальн. допуст. диаметр шкива d_L , мм	Применять при моменте на ведущем шкиве T , Нм
	b_0 , мм	b , мм	h , мм	y_0 , мм					
Клиновые ремни нормального сечения									
О	8,5	10	6	2,1	47	400	2500	63	< 30
А	11	13	8	2,4	81	560	4000	90	10...30
Б	14	17	10,5	4	138	800	6300	125	30...120
В	19	22	13,5	4,8	230	1800	10600	200	120...350
Г	27	32	19	6,9	476	3150	15000	315	450...2400
Д	32	38	23,5	8,3	692	4500	18000	500	1600...6000
Е	42	50	30	11	1170	6300	18000	800	> 4000
Клиновые ремни узкого сечения									
УО	8,5	10	8	2	56	630	3550	63	< 150
УА	11	13	10	2,8	95	800	4500	90	90...400
УБ	14	17	13	3,5	158	1250	8000	140	300...2000
УВ	19	22	18	4,8	278	2000	8000	224	> 1500

Таблица 85 – Основные характеристики передачи

Вид передачи	$U_{\max}$	a , мм	η	ε	$V_{\max}$, м/с
Клиновыми ремнями: • кордтканевыми; • кордшнуровыми	7(10)	$a_{\max} = 2(d_1 + d_2)$	0,87...0,92	$\cong 0,020$	30
			0,92...0,96	$\cong 0,015$	
Поликлиновыми ремнями	10 (15)		0,94...0,97	$\cong 0,015$	35

4 Рассчитать фактическое передаточное число передачи:

$$U_{\phi} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)} \leq [U]. \quad (1)$$

Для ременных передач допускается отклонение фактического передаточного числа от номинального до 4%.

5 Назначить ориентировочное межосевое расстояние передачи (табл. 86).

Таблица 86 – Рекомендуемые величины межосевых расстояний

Вид передачи	$a_{\text{реком}}$ при $U_{\text{рп}}$					
	1	2	3	4	5	6 и более
Клиновыми ремнями	$1,5d_2$	$1,2d_2$	$1,0d_2$	$0,95d_2$	$0,9d_2$	$0,85d_2$
Поликлиновыми ремнями	$1,5d_2$	$1,0d_2$	$0,85d_2$	$0,75d_2$	$0,7d_2$	$0,65d_2$

6 Рассчитать ориентировочную длину ремня:

$$l_p = 2a_p + 0,5\pi(d_1 + d_2) + (d_2 - d_1)^2 / (4a_p). \quad (1)$$

Округлить длину клинового ремня до ближайшего стандартного значения из табл. 87.

Таблица 87 – Стандартные длины клиновых и поликлиновых ремней, мм

1-й ряд	400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2300, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10 000, 11 200, 12 500, 14 000, 16 000, 18 000
2-й ряд	425, 475, 530, 600, 670, 750, 850, 950, 1060, 1180, 1320, 1500, 1700, 1900, 2120, 2360, 2650, 3000, 3350, 3750, 4250, 4750, 5300, 6000, 6700, 7500, 8500, 9500, 10 600, 11 800, 13 200, 15 000, 17 000

Примечание. Для узких клиновых и поликлиновых ремней длины выбирать из ряда 1.

7 Рассчитать действительное межосевое расстояние передачи, которое соответствует стандартной длине ремня:

$$a = 0,25 \left[(l - w) + \sqrt{(l - w)^2 - 8y} \right], \quad (1)$$

где $w = 0,5\pi(d_1 + d_2)$;

$$y = 0,25(d_2 - d_1)^2.$$

8 Рассчитать с учетом рекомендаций величину необходимого сближения и раздвижения шкивов.

Рекомендуется сближение шкивов для надевания ремня $-\Delta a = 0,01l$, раздвижение для создания предварительного натяжения и компенсации вытяжки ремня $+\Delta a = 0,025l$.

Назначить пределы изменения межосевого расстояния с учетом рекомендаций:

$$a_{\min} = a - 0,01l; \quad (2)$$

$$a_{\max} = a + 0,025l. \quad (1)$$

9 **Проверка.** Следует иметь в виду, что назначенные межосевое расстояние a , длина ремня l и диаметры шкивов d_1, d_2 должны удовлетворять следующим условиям:

➤ угол охвата ремнем меньшего шкива:

$$\alpha_1^\circ = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} 57^\circ \geq [\alpha_1^\circ] = 120^\circ; \quad (1)$$

➤ число пробегов ремня по контуру в единицу времени:

$$i = \frac{V}{l} \leq [i] = 12 \text{ с}^{-1}, \quad (1)$$

где $V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000}$ – окружная скорость шкивов (приближенно скорость ремня). Согласно табл. 85 для открытой передачи $V_{\max} < 30 \text{ м/с}$.

При невыполнении условий (1), (1) *следует увеличить межосевое расстояние a .*

10 Рассчитать допускаемую мощность, которую может передать один ремень выбранного типоразмера в заданных условиях эксплуатации:

$$[P] = P_0 C_\alpha C_L / C_p, \quad (1)$$

где P_0 – мощность, передаваемая одним клиновым ремнем при $U_{pn} = 1$, $\alpha_1 = 180^\circ$, длине l_0 и спокойной односменной работе, приведена в табл. 88, 89;

C_α – коэффициент угла охвата ремнем меньшего шкива, вычисляется по формуле:

$$C_\alpha = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha_1^\circ); \quad (1)$$

C_L – коэффициент длины ремня, вычисляется по формуле:

$$C_L = \sqrt[6]{l/l_0}; \quad (2)$$

C_p – коэффициент режима работы. Выбирается по табл. 79.

Таблица 88 – Мощность P_0 , передаваемая одним клиновым ремнем нормального сечения при $U_{pn} = 1$, $\alpha_1 = 180^\circ$, длине l_0 и спокойной односменной работе

Сечение ремня	Диаметр меньшего шкива d_1 , мм	Мощность P_0 при скорости V , $\frac{м}{с}$						
		3	5	10	15	20	25	30
1	2	3	4	5	6	7	8	9
O $l_0 = 1320 \text{ мм}$	63	0,31	0,49	0,82	1,03	1,11	–	–
	71	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40	–
	80	0,40	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65	–
	90	0,44	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90	1,85
	100	0,46	0,70	1,24	1,67	1,97	2,10	2,04

Продолжение таблицы 88

1	2	3	4	5	6	7	8	9
A $l_0 = 1700 \text{ мм}$	90	0,56	0,84	1,39	1,75	1,88	—	—
	100	0,62	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29	—
	112	0,70	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82	2,50
	125	0,74	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27	3,14
	140	0,80	1,23	2,18	2,91	3,44	3,70	3,64
B $l_0 = 2240 \text{ мм}$	125	0,92	1,39	2,26	2,80	—	—	—
	140	1,07	1,61	2,70	3,45	3,83	—	—
	160	1,20	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88	4,47
	180	1,30	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76	5,33
	200	1,40	2,15	3,79	5,08	6,00	6,43	6,38
B $l_0 = 3750 \text{ мм}$	200	1,85	2,77	4,59	5,80	6,33	—	—
	224	2,08	3,15	5,35	6,95	7,86	7,95	7,06
	250	2,28	3,48	6,02	7,94	9,18	9,60	9,05
	280	2,46	3,78	6,63	8,86	10,4	11,1	10,9
	315	2,63	4,07	7,19	9,71	11,5	12,5	12,5
Γ $l_0 = 6000 \text{ мм}$	355	4,46	6,74	11,4	14,8	16,8	17,1	15,4
	400	4,94	7,54	13,0	17,2	20,0	21,1	20,2
	450	5,36	8,24	14,4	19,3	22,8	24,6	24,5
	500	5,70	8,80	15,5	21,0	25,0	27,5	27,8
	560	5,90	9,24	16,6	22,5	27,0	29,8	31,0
$\mathcal{D}$ $l_0 = 7100 \text{ мм}$	500	6,84	10,4	17,2	23,5	27,1	28,2	—
	560	7,45	11,4	19,9	26,5	31,1	33,3	32,6
	630	8,02	12,4	21,8	29,4	34,9	38,0	38,3
	710	8,53	13,2	23,5	31,9	38,3	42,3	43,4
	800	9,0	14,0	25,0	34,2	41,3	46,1	47,9

Таблица 89 – Мощность P_0 , передаваемая одним узким клиновым ремнем при $U_{рп} = 1$, $\alpha_1 = 180^\circ$, длине l_0 и спокойной односменной работе

Сечение ремня	Диаметр меньшего шкива d_1 , мм	Мощность P_0 при скорости V , $\frac{м}{с}$								
		3	5	10	15	20	25	30	35	40
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
УО $l_0=1600$ мм	63	0,68	0,95	1,50	1,80	1,85	–	–	–	–
	71	0,78	1,18	1,95	2,46	2,73	2,65	–	–	–
	80	0,90	1,30	2,34	3,06	3,50	3,66	–	–	–
	90	0,92	1,55	2,65	3,57	4,20	4,50	4,55	–	–
	100	1,07	1,66	2,92	3,95	4,72	5,20	5,35	–	–
	112	1,15	1,80	3,20	4,35	5,25	5,85	6,15	6,05	–
	125	1,22	1,90	3,40	4,70	5,70	6,42	6,85	6,90	6,50
УА $l_0=2500$ мм	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	6,60	7,12	7,10	–	–
	140	1,72	2,64	4,70	6,30	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	8,80
	180	1,94	3,04	5,50	7,65	9,22	10,41	11,1	11,0	10,3
УБ $l_0=3550$ мм	200	2,03	3,11	5,78	8,10	9,90	11,15	11,95	12,1	11,7
	140	1,96	2,95	5,0	6,37	–	–	–	–	–
	160	2,24	3,45	5,98	7,88	9,10	9,49	–	–	–
	180	2,46	3,80	6,70	9,05	10,6	11,4	11,5	–	–
	200	2,64	4,12	7,9	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
	250	3,0	4,66	8,50	11,6	14,1	16,9	16,8	16,6	15,3
	280	3,05	4,86	8,90	12,2	15,0	17,0	18,3	18,4	17,2
УВ $l_0=5600$ мм	315	–	5,03	9,22	12,9	15,8	18,1	19,6	19,9	19,4
	224	3,55	5,45	9,40	12,3	14,1	–	–	–	–
	250	3,93	6,05	10,6	14,2	16,6	17,6	17,1	–	–
	280	4,18	6,60	11,5	16,3	18,7	25,0	27,0	–	–
	315	4,7	7,08	12,8	17,4	29,0	23,2	23,9	22,7	20,0
	355	–	7,63	13,8	18,8	22,9	25,5	26,8	26,1	23,3
	400	–	8,04	14,6	20,0	24,5	27,8	29,4	29,1	27,0
	450	–	8,30	15,3	21,2	26,1	30,3	31,4	32,0	30,0

11 Рассчитать потребное число клиновых ремней:

$$z = \frac{P_1}{[P]}, \quad (1)$$

12 Рассчитать окончательное число ремней с учетом неравномерности распределения нагрузки между ними:

$$z' = \frac{z}{C_z}, \quad (2)$$

где C_z – коэффициент числа ремней, выбирается по табл. 90.

Таблица 90 – Коэффициент числа ремней C_z

Число ремней	1	2...3	4...6	Свыше 6
C_z	1,00	0,95	0,90	0,85

Примечание. В нормально работающей клиноременной передаче не следует допускать число параллельно работающих ремней более 8.

13 С учетом рекомендаций табл. 91, 92 и формулы (2) рассчитать и вычертить профиль обода шкива:

$$B_u = (z - 1)t + 2S. \quad (1)$$

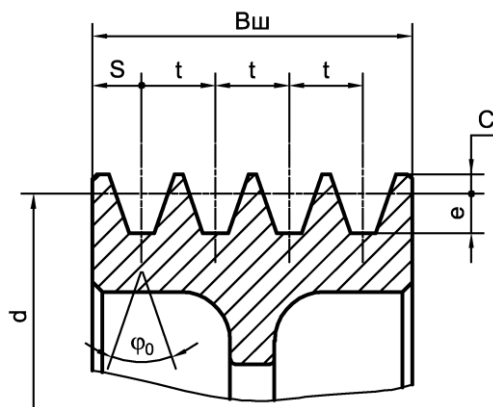
14 Рассчитать потребную силу предварительного натяжения:

$$F_0 = \frac{850P_1C_LC_p}{VC_\alpha}. \quad (1)$$

15 Рассчитать силу, действующую на валы ременной передачи, по формуле:

$$Q = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}. \quad (1)$$

Таблица 91 – Основные размеры шкивов для передачи клиновыми ремнями нормальных сечений



Раз- меры, мм	Сечение ремня						
	<i>O</i>	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>B</i>	<i>Г</i>	<i>Д</i>	<i>E</i>
<i>C</i>	2,5	3,3	4,2	5,7	8,1	9,6	12,5
<i>e</i>	7,5	9	11	14,5	20	23,5	31
<i>t</i>	12	15	19	25,5	37	44,5	58
<i>S</i>	8	10	18,5	17	24	29	38
φ_0 при <i>d</i>	34° 63...70	34° 30...112	34° 125... 160	—	—	—	—
	36° 80... 100	36° 125... 160	36° 180... 224	36° 200... 315	36° 315... 450	36° 500... 560	—
	38° 112... 160	38° 180... 400	38° 250... 500	38° 355... 630	38° 500... 500	38° 630... 1100	38° 800... 1400
	40° ≥ 180	40° ≥ 450	40° ≥ 560	40° ≥ 710	40° ≥ 1000	40° ≥ 1250	40° ≥ 1600

Таблица 92 – Основные размеры шкивов для передачи узкими клиновыми ремнями

Размеры шкива, мм (эскиз см. табл. 91)	Сечение ремня			
	$УО$	$УА$	$УБ$	$УВ$
C	2,5	3,3	4,2	5,7
e	10	13	17	19
t	12	15	19	26
S	8	10	12,5	17
φ_0 при d	34°	34°	34°	34°
	63...80	90...112	140...180	224...315
	38°	38°	38°	38°
	≥ 90	≥ 125	≥ 200	≥ 355

5.2.3 Рекомендуемый порядок расчета передач поликлиновыми ремнями

Расчет передач поликлиновыми ремнями выполняется в той же последовательности и по тем же формулам, что и передач клиновыми ремнями.

Для проектирования передачи должны быть заданы: наибольшая длительно передаваемая мощность на ведущем шкиве P_1 и момент T_1 , частота вращения ведущего шкива n_1 , передаточное число U_{pn} , режим эксплуатации (назначение и режим работы машины, тип двигателя и т. д.).

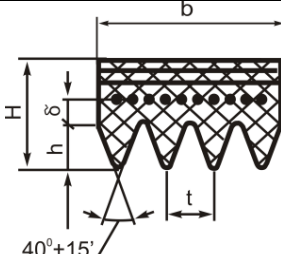
Цель расчета – при выбранном типоразмере ремня определить:

- необходимое количество клиновых выступов ремня для передачи;
- размеры шкивов (d_1 , d_2 , профиль обода);
- межосевое расстояние с пределами регулировки в меньшую и большую стороны;
- силы, действующие на валы.

Порядок расчета

1 Выбрать типоразмер (сечение) ремня (табл. 93). Если возможны варианты, следует иметь в виду, что при меньшем сечении ремня передача будет более компактной, но потребуется большее число клиновых выступов.

Таблица 93 – Краткие сведения о поликлиновых ремнях

Тип ремня и его обозначение						Наименьшая длина l_{min} , мм	Наибольшая длина l_{max} , мм	Минимальный допустимый диаметр шкива d_1 , мм	Применять при моменте на ведущем шкиве T , Нм
	t , мм	H , мм	h , мм	Число клиновых выступов					
				рекомендуемое	допустимое				
<i>K</i>	8,4	4	2,35	2...36	36	400	2000	40	< 40
<i>L</i>	4,8	9,5	4,85	4...20	50	1250	4000	80	18...400
<i>M</i>	9,5	16,7	10,35	4...20	50	2000	4000	180	> 130

2 Выбрать диаметр меньшего шкива d_1 (см. табл. 93).

Без крайней необходимости не следует назначать минимально допустимый диаметр шкива – это приведет к резкому снижению долговечности ремня. *Лучше выбрать стандартное значение d_1 на две-три ступени больше минимально допустимого* из ряда стандартных значений диаметров шкивов для всех клиновых и поликлиновых ремней: 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000.

3 Рассчитать диаметр большего шкива:

$$d_2 = U_{\text{пр}} d_1 (1 - \varepsilon), \quad (1)$$

где ε – коэффициент упругого скольжения, выбирается

из табл. 85.

Полученное значение округлить до ближайшего стандартного размера из ряда стандартных чисел.

4 Рассчитать фактическое передаточное число передачи:

$$U_{\phi} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} \leq [U]. \quad (1)$$

Для ременных передач допускается отклонение фактического передаточного числа от номинального до 4%.

5 Назначить ориентировочное межосевое расстояние передачи (см. табл. 86).

6 Рассчитать ориентировочную длину ремня:

$$l_p = 2a_p + 0,5\pi(d_1 + d_2) + (d_2 - d_1)^2 / (4a_p). \quad (1)$$

Округлить длину клинового ремня до ближайшего стандартного значения из табл. 87.

7 Рассчитать действительное межосевое расстояние передачи, которое соответствует стандартной длине ремня:

$$a = 0,25 \left[(l - w) + \sqrt{(l - w)^2 - 8y} \right], \quad (1)$$

где $w = 0,5\pi(d_1 + d_2)$;

$y = 0,25(d_2 - d_1)^2$.

8 Рассчитать с учетом рекомендаций величину необходимого сближения и раздвижения шкивов.

Рекомендуется сближение шкивов для надевания ремня $-\Delta a = 0,015 l$, раздвижение для создания предварительно натяжения и компенсации вытяжки ремня $+\Delta a = 0,02 l$.

Назначить пределы изменения межосевого расстояния с учетом рекомендаций:

$$a_{\min} = a - 0,015 l; \quad (2)$$

$$a_{\max} = a + 0,02 l. \quad (1)$$

9 **Проверка.** Следует иметь в виду, что назначенные межосевое расстояние a , длина ремня l и диаметры шкивов d_1, d_2 должны удовлетворять следующим условиям:

- угол охвата ремнем меньшего шкива:

$$\alpha_1^\circ = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} 57^\circ \geq [\alpha_1^\circ] = 120^\circ; \quad (1)$$

- число пробегов ремня по контуру в единицу времени:

$$i = \frac{V}{l} \leq [i] = 12 \text{ с}^{-1}, \quad (1)$$

где $V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000}$ – окружная скорость шкивов (приближенно скорость ремня). Согласно табл. 85 для открытой передачи $V_{\max} < 30 \text{ м/с}$.

При невыполнении условий (1), (1) *следует увеличить межосевое расстояние a* .

10 Рассчитать допускаемую мощность, которую может передать один ремень выбранного типоразмера с 10 клиновыми выступами в заданных условиях эксплуатации:

$$[P]_{10} = P_{10} C_\alpha C_L / C_p, \quad (1)$$

где P_{10} – мощность, передаваемая одним клиновым ремнем при $U_{pn} = 1$, $\alpha_1 = 180^\circ$, длине l_0 и спокойной односменной работе, приведена в табл. 94;

C_α – коэффициент угла охвата ремнем меньшего шкива, вычисляется по формуле:

$$C_\alpha = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha_1^\circ); \quad (2)$$

Таблица 94 – Мощность P_{10} , передаваемая одним поликлиновым ремнем с 10 клиновыми выступами при $U_{pn} = 1$, $\alpha_1 = 180^\circ$, длине l_0 и спокойной односменной работе

Сечение ремня	Диаметр меньшего шкива d_1 , мм	Мощность P_{10} при скорости V , $\frac{м}{с}$							
		2	5	10	15	20	25	30	35
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
К $l_0 = 710 \text{ мм}$	40	0,65	1,40	2,4	3,2	3,7	–	–	–
	45	0,70	1,55	2,7	3,6	4,3	4,9	–	–
	50	0,76	1,65	2,9	4,0	4,9	5,3		
	56	0,80	1,80	3,1	4,3	5,2	5,9	6,2	
	63	0,85	1,90	3,4	4,6	5,7	6,4	6,8	
	71	0,88	2,00	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	5,4	6,7	7,7	8,4	8,7
	100	0,97	2,20	4,0	5,6	6,9	8,0	8,7	–
	112	1,00	2,25	4,1	5,8	7,2	8,2	9,1	–
	125	1,02	2,30	4,2	6,0	7,5	8,7	9,5	–
Л $l_0 = 1600 \text{ мм}$	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
	160	3,05	6,7	12,0	16,2	19,4	21,0	21,5	20,0
	180	3,10	7,0	12,6	17,0	20,5	22,8	23,4	22,0
	200	3,2	7,2	13,0	17,9	21,6	24,0	24,8	23,6
	224	3,3	7,5	13,5	18,6	22,6	25,2	26,2	–
	250	3,4	7,7	14,0	19,2	23,4	26,2	27,5	–
М $l_0 = 2240 \text{ мм}$	180	7,1	14,5	24,0	30,2	32,8	31,8	24,2	–
	200	7,7	16,3	27,7	35,8	40,3	40,4	35,4	–
	224	2,5	18,0	31,3	41,2	47,5	49,5	46,3	37
	250	9,1	19,7	34,4	45,9	53,8	57	56	48
	280	9,7	21,0	37,4	50,3	59,8	65	64	58
	315	10,2	22,5	40,0	54,3	65	71	72	68
	355	10,7	23,7	42,4	58	70	78	80	76
	400	11,0	24,8	44,6	61	74	83	86	84

C_L – коэффициент длины ремня, вычисляется по формуле

$$C_L = \sqrt[6]{l/l_0} ; \quad (3)$$

C_p – коэффициент режима работы, выбирается по табл. 79.

11 Рассчитать потребное число клиновых выступов:

$$z = \frac{10 P_1}{[P]_{10}} . \quad (1)$$

Примечание. Рекомендуется применять ремни с четным числом клиновых выступов.

12 С учетом рекомендаций табл. 95 и формулы (2) рассчитать и вычертить профиль обода шкива:

$$B_{ш} = (z - 1)t + 2S. \quad (2)$$

Таблица 95 – Основные размеры шкивов передач поликлиновыми ремнями

Эскиз		Поликлиновые ремни		
		К	Л	М
	$t, \text{ мм}$	2,40	4,80	9,50
	$e, \text{ мм}$	2,35	4,85	10,35
	$S, \text{ мм}$	3,50	5,50	10,00
	$\Delta, \text{ мм}$	1,00	2,40	3,50

13 Рассчитать потребную силу предварительного натяжения:

$$F_0 = \frac{850P_1C_LC_p}{VC_\alpha}. \quad (3)$$

14 Рассчитать силу, действующую на валы ременной передачи, по формуле:

$$Q = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}. \quad (4)$$

5.3 Примеры расчетов

Пример 1. Выполнить расчет клиноременной передачи привода к драге по приведенной схеме и исходным данным (см. рис. 2).

Исходные данные выбираем из результатов кинематического расчета (см. табл. 13) с учетом данных задания на проектирование и общих соображений по эксплуатации конкретного привода:

$$P_{\text{вц}} = P_1 = 3,37 \text{ кВт};$$

$$T_{\text{вц}} = T_1 = 22,5 \text{ Нм};$$

$$n_{\text{вц}} = n_1 = 1430 \text{ мин}^{-1};$$

$$U_{\text{пр}} = 1,6.$$

Предполагается, что межосевое расстояние регулируется перемещением электродвигателя на салазках. Работа одноосменная. Угол наклона линии центров шкивов к горизонту – примерно 30° .

1 В соответствии с моментом $T_1 = 22,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ выбирается для передачи ремень нормального сечения А с параметрами: площадь поперечного сечения $A = 81 \text{ мм}^2$; базовая длина $l_0 = 1700 \text{ мм}$.

2 Назначается диаметр меньшего шкива: $d_1 = 125 \text{ мм}$ (см. табл. 84) в соответствии с рекомендациями из ряда стандартных диаметров шкивов.

3 Диаметр большего шкива:

$$d_2 \cong U_{\text{пр}} d_1 = 1,6 \cdot 125 = 200 \text{ мм}.$$

Назначается $d_2 = 200 \text{ мм}$ (из ряда стандартных диаметров шкивов).

4 Фактическое передаточное отношение передачи:

$$U_{pn_\phi} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} = \frac{200}{125(1-0,015)} \cong 1,62 ,$$

где $\varepsilon \cong 0,015$ (см. табл. 85).

$$\Delta U = \left| \frac{U_{pn} - U_{pn_\phi}}{U_{pn}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1,6 - 1,62}{1,6} \right| \cdot 100 \cong 1,5\% ;$$

$$\Delta U < [\Delta U] = 4\% .$$

5 Назначается ориентировочное межосевое расстояние передачи:

$$a_p \cong 1,3d_2 = 1,3 \cdot 200 = 260 \text{ мм} \text{ (см. табл. 86).}$$

6 Рассчитывается ориентировочная длина ремня:

$$l_p = 2a_p + 0,5\pi(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_p} =$$

$$= 2 \cdot 260 + 0,5 \cdot 3,14(125 + 200) + \frac{(200 - 125)^2}{4 \cdot 260} \cong 1036 \text{ мм}.$$

Принимается: $l = 1000 \text{ мм}$ (ближайшее значение по табл. 87).

7 Действительное межосевое расстояние

$$a = 0,25 \left[(l_1 - w) + \sqrt{(l - w)^2 - 8y} \right] =$$

$$= 0,25 \left[(1000 - 510,5) + \sqrt{(1000 - 510,5)^2 - 8 \cdot 1406,3} \right] \cong 242 \text{ мм},$$

где $w = 0,5\pi(d_1 + d_2) = 0,5 \cdot 3,14(125 + 200) \cong 510,5 \text{ мм} ;$

$$y = 0,25(d_2 - d_1)^2 = 0,25(200 - 125)^2 \cong 1406,3 \text{ мм.}$$

Пределы регулирования:

$$a_{\min} = a - 0,01l = 242 - 0,01 \cdot 1000 = 232 \text{ мм};$$

$$a_{\max} = a + 0,025l = 242 + 0,025 \cdot 1000 = 267 \text{ мм}.$$

8 Угол охвата ремнем меньшего шкива:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \left(\frac{d_2 - d_1}{a} \right) \cdot 57^\circ = 180^\circ - \left(\frac{200 - 125}{242} \right) \cdot 57^\circ \cong 162^\circ;$$

$$\alpha_1 > [\alpha_1] = 120^\circ,$$

что соответствует рекомендациям (1).

9 Оценивается долговечность ремня по числу пробегов по контуру в единицу времени:

$$i = \frac{V}{l} = \frac{9,4 \cdot 10^3}{1000} = 9,4 \text{ с}^{-1},$$

$$\text{где } V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 125 \cdot 1430}{60000} \cong 9,4 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

$$i < [i] = 12 \text{ с}^{-1} - \text{долговечность обеспечена.}$$

10 Допускаемая мощность на один ремень:

$$[P] = \frac{P_0 C_\alpha C_L}{C_P} = \frac{1,9 \cdot 0,95 \cdot 0,92}{1,3} = 1,28 \text{ кВт},$$

где $P_0 = 1,9 \text{ кВт}$, находим с помощью линейной интерполяции (см. табл. 88 при сечении А, $d_1 = 125 \text{ мм}$, $V = 9,4 \text{ м/с}$);

$$C_\alpha = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha_1) = 1 - 0,003(180^\circ - 162^\circ) \cong 0,95;$$

$$C_L = \sqrt[6]{\frac{l}{l_0}} = \sqrt[6]{\frac{1000}{1700}} \cong 0,92;$$

$C_p = 1,3$ (см. табл. 79, режим работы очень тяжелый, работа односменная).

Примечание. Трехфазные асинхронные электродвигатели единой серии 4А с короткозамкнутым ротором предназначены для приводов машин, которые не предъявляют повышенных требований к пусковым характеристикам и не имеют больших пусковых моментов.

11 Потребное число ремней:

$$Z = \frac{P_1}{[P]} = \frac{3,37}{1,28} = 2,6.$$

С поправкой на число ремней:

$$Z' = \frac{Z}{C_z} = \frac{2,6}{0,95} \cong 3,$$

где $C_z = 0,95$ (см. табл. 90 при ориентировочном значении $Z = 3$).

$$Z' < [Z] = 8,$$

что соответствует рекомендациям.

12 Размеры для вычерчивания профиля шкива (см. табл. 91):

$$C = 3,3 \text{ мм}; \quad e = 9 \text{ мм}; \quad t = 15 \text{ мм}; \quad S = 10 \text{ мм}; \quad \varphi_0 = 36^\circ;$$

$$B_u = (Z - 1)t + 2S = (3 - 1) \cdot 15 + 2 \cdot 10 = 50 \text{ мм}.$$

13 Сила предварительного натяжения ремней:

$$F_0 = \frac{850 P_1 C_L C_p}{(V C_\alpha)} = \frac{850 \cdot 3,37 \cdot 0,92 \cdot 1,3}{9,4 \cdot 0,95} \cong 384 \text{ Н}.$$

14 Сила, действующая на валы ременной передачи:

$$Q = 2 F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 384 \cdot \sin\left(\frac{162^\circ}{2}\right) \cong 759 H .$$

Пример 2. Выполнить расчет поликлиновой передачи привода к драге по приведенной схеме и исходным данным (см. рис. 2).

Исходные данные выбираем из результатов кинематического расчета (см. табл. 13) с учетом данных задания на проектирование и общих соображений по эксплуатации конкретного привода:

$$P_{\text{вц}} = P_1 = 3,37 \text{ кВт};$$

$$T_{\text{вц}} = T_1 = 22,5 \text{ Нм};$$

$$n_{\text{вц}} = n_1 = 1430 \text{ мин}^{-1};$$

$$U_{\text{pn}} = 1,6.$$

Предполагается, что межосевое расстояние регулируется перемещением электродвигателя на салазках. Работа односменная. Угол наклона линии центров шкивов к горизонту – примерно 30° .

1 В соответствии с моментом $T_1 = 22,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ выбирается для передачи ремень сечением **К** с базовой длиной $l_0 = 710 \text{ мм}$ (см. табл. 93, 94).

2 Назначается диаметр меньшего шкива: $d_1 = 80 \text{ мм}$ (см. табл. 93) в соответствии с рекомендациями (из ряда стандартных значений диаметров шкивов).

3 Диаметр большего шкива:

$$d_2 \cong U_{\text{pn}} d_1 = 1,6 \cdot 80 = 128 \text{ мм} .$$

Назначается: $d_2 = 125 \text{ мм}$.

4 Фактическое передаточное отношение передачи:

$$U_{\text{пн}\phi} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} = \frac{125}{80(1-0,015)} \cong 1,59 ,$$

где $\varepsilon \cong 0,015$ (см. табл. 85).

$$\Delta U = \left| \frac{U_{pn} - U_{pn\phi}}{U_{pn}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1,6 - 1,59}{1,6} \right| \cdot 100 \cong 0,6\% ;$$

$$\Delta U < [\Delta U] = 4\% .$$

5 Назначается ориентировочное межосевое расстояния передачи:

$$a_p \cong 1,2 d_2 = 1,2 \cdot 125 = 150 \text{ мм (см. табл. 86).}$$

6 Рассчитывается ориентировочная длина ремня:

$$l_p = 2 a_p + 0,5 \pi (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{(4 a_p)} =$$

$$= 2 \cdot 150 + 0,5 \cdot 3,14 (80 + 125) + \frac{(125 - 80)^2}{(4 \cdot 150)} \cong 625 \text{ мм.}$$

Принимается $l = 630 \text{ мм}$ (ближайшее значение – по табл. 87).

7 Действительное межосевое расстояние:

$$a = 0,25 \left[(l - w) + \sqrt{(l - w)^2 - 8y} \right] =$$

$$= 0,25 \left[(630 - 322) + \sqrt{(630 - 322)^2 - 8 \cdot 506,3} \right] \cong 152 \text{ мм,}$$

где $w = 0,5 \pi (d_1 + d_2) = 0,5 \cdot 3,14 (80 + 125) \cong 322 \text{ мм} ;$

$$y = 0,25 (d_2 - d_1)^2 = 0,25 (125 - 80)^2 \cong 506,3 \text{ мм.}$$

Пределы регулирования:

$$a_{\min} = a - 0,015 l = 152 - 0,015 \cdot 630 = 143 \text{ мм} ;$$

$$a_{\max} = a + 0,02 l = 152 + 0,02 \cdot 630 = 165 \text{ мм} .$$

8 Угол охвата ремнем меньшего шкива:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \left(\frac{d_2 - d_1}{a} \right) \cdot 57^\circ = 180^\circ - \left(\frac{125 - 80}{152} \right) \cdot 57^\circ \cong 163^\circ;$$

$$\alpha_1 > [\alpha_1] = 120^\circ,$$

что соответствует рекомендациям (1).

9 Оценивается долговечность ремня по числу пробегов по контуру в единицу времени:

$$i = \frac{V}{l} = \frac{6 \cdot 10^3}{630} = 9,5 c^{-1},$$

$$\text{где} \quad V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 80 \cdot 1430}{60000} \cong 6 \frac{m}{c};$$

$$i < [i] = 12 c^{-1}$$

– долговечность обеспечена.

10 Допускаемая мощность, передаваемая поликлиновым ремнем с 10 ребрами:

$$[P]_{10} = \frac{P_{10} C_\alpha C_L}{C_p} = \frac{2,4 \cdot 0,95 \cdot 0,98}{1,3} = 1,7 \text{ кВт},$$

где $P_{10} = 2,4 \text{ кВт}$, находим с помощью линейной интерполяции (см. табл. 94 при сечении ремня К., $d_1 = 80 \text{ мм}$, $V = 6 \text{ м/с}$);

$$C_\alpha = 1 - 0,003 (180^\circ - \alpha_1) = 1 - 0,003 (180^\circ - 163^\circ) \cong 0,95;$$

$$C_L = \sqrt[6]{\frac{l}{l_0}} = \sqrt[6]{\frac{630}{710}} \cong 0,98;$$

$C_p = 1,3$ (см. табл. 79; режим работы для привода к драге очень тяжелый, работа односменная).

11 Потребное число клиновых выступов:

$$Z = \frac{10 P_1}{[P]_{10}} = \frac{10 \cdot 3,37}{1,7} = 19,8.$$

Поскольку рекомендуется принимать ремни с четным целым числом клиньев, принимается $Z = 20$.

12 Размеры для вычерчивания профиля шкива:

$$\Delta = 1,0 \text{ мм}; \quad e = 2,35 \text{ мм}; \quad t = 2,4 \text{ мм}; \quad S = 3,5 \text{ мм}; \quad \varphi = 40^\circ.$$

Ширина шкива:

$$B_{ш} = (Z - 1)t + 2S = (20 - 1) \cdot 2,4 + 2 \cdot 3,5 = 52,6 \text{ мм}.$$

Принимается: $B_{ш} = 53 \text{ мм}$.

13 Сила предварительного натяжения ремней:

$$F_0 = \frac{850 P_1 C_L C_P}{VC_\alpha} = \frac{850 \cdot 3,37 \cdot 0,98 \cdot 1,3}{6 \cdot 0,95} \cong 640 \text{ Н}.$$

14 Сила, действующая на валы ременной передачи:

$$Q = 2 F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 640 \cdot \sin\left(\frac{163^\circ}{2}\right) \cong 1266 \text{ Н}.$$

Примечание. Сила сцепления клинового ремня с ободом шкива примерно в 3 раза больше, чем у плоского ремня при равных условиях. Докажем это утверждение, применив в приводе к драге вместо клиноременной передачи плоскоремennую.

Пример 3. Выполнить расчет плоскоремennой передачи привода к драге по приведенной схеме и исходным данным (см. рис. 2).

Исходные данные выбираем из результатов кинематического расчета (см. табл. 13) с учетом данных задания на проектирование и общих соображений по эксплуатации конкретного привода:

$$P_{вц} = P_1 = 3,37 \text{ кВт};$$

$$T_{вц} = T_1 = 22,5 \text{ Нм};$$

$$n_{вц} = n_1 = 1430 \text{ мин}^{-1};$$

$$U_{pn} = 1,6.$$

Предполагается, что межосевое расстояние регулируется перемещением электродвигателя на салазках. Работа односменная.

Угол наклона линии центров шкивов к горизонту – примерно 30° .

1 Для передачи выбирается ремень *резинотканевый из бельтинга 820*, как получившего наибольшее распространение. Параметры ремня: число прокладок $i_p = 3$, толщина $\delta = 4,5$ мм (см. табл. 73, 74, 77).

2 Ориентировочный диаметр меньшего шкива:

$$d_{1op} = (1100...1350)\sqrt[3]{P_1/n_1} = (1100...1350)\sqrt[3]{3,37/1430} = 146...180 \text{ мм.}$$

Принимается ближайшее к среднему значению диапазона (146...180) мм стандартное значение диаметра ведущего шкива $d_1 = 160$ мм (см. табл. 75).

Проверка:
$$\frac{d_1}{\delta} = \frac{160}{4,5} \cong 35,6 > 30 ,$$

что соответствует рекомендациям.

3 Скорость ремня:

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 160 \cdot 1430}{60000} \cong 12 \text{ м/с} ,$$

что соответствует рекомендациям табл. 76.

4 Ориентировочный диаметр большего шкива:

$$d_2 \cong U_{pn} d_1 (1 - \varepsilon) = 1,6 \cdot 160 (1 - 0,015) \cong 252 \text{ мм} ,$$

где $\varepsilon \cong 0,015$ (см. табл. 76).

Из стандартного ряда назначается $d_2 = 250$ мм .

5 Фактическое передаточное отношение передачи:

$$U_{pn_\phi} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)} = \frac{250}{160(1 - 0,015)} \cong 1,59 ;$$

$$\Delta U = \left| \frac{U_{pn} - U_{pn\phi}}{U_{pn}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1,6 - 1,59}{1,6} \right| \cdot 100 \cong 0,6\% ;$$

$$\Delta U < [\Delta U] = 4\% .$$

6 Назначается ориентировочное межосевое расстояние передачи:

$$a_p \cong 2(d_1 + d_2) = 2 \cdot (160 + 250) = 820 \text{ мм (см. табл. 76).}$$

7 Рассчитывается ориентировочная длина ремня:

$$l_p = 2a_p + 0,5\pi(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{(4a_p)} =$$

$$= 2 \cdot 820 + 0,5 \cdot 3,14(160 + 250) + \frac{(250 - 160)^2}{(4 \cdot 820)} \cong 2287 \text{ мм.}$$

8 Угол охвата ремнем меньшего шкива:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \left(\frac{d_2 - d_1}{a} \right) \cdot 57^\circ = 180^\circ - \left(\frac{250 - 160}{820} \right) \cdot 57^\circ \cong 174^\circ .$$

$$\alpha_1 > [\alpha_1] = 150^\circ ,$$

что соответствует рекомендациям (1).

9 Оценивается долговечность ремня по числу пробегов по контуру в единицу времени:

$$i = \frac{V}{l} = \frac{12 \cdot 10^3}{2287} = 5,2 \text{ с}^{-1} ;$$

$$i > [i] = 5 \text{ с}^{-1}$$

– долговечность не обеспечена.

Вывод: принимается решение увеличить межосевое расстояние передачи.

Принимается: $a_p = 900 \text{ мм}$.

Тогда

$$l_p = 2 \cdot 900 + 0,5 \cdot 3,14(160 + 250) + \frac{(250 - 160)^2}{(4 \cdot 900)} \cong 2466 \text{ мм.}$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - \left(\frac{250 - 160}{900} \right) \cdot 57^\circ \cong 174^\circ;$$

$$\alpha_1 > [\alpha_1] = 150^\circ,$$

что соответствует рекомендациям (1).

$$i = \frac{12 \cdot 10^3}{2466} \cong 4,9 \text{ с}^{-1};$$

$$i < [i] = 5 \text{ с}^{-1}$$

– долговечность обеспечена.

Окончательно принимается:

$$a = a_p = 900 \text{ мм}; l = l_p = 2466 \text{ мм}.$$

10 Допускаемое удельное окружное усилие:

$$[p] = \frac{p_0 C_\theta C_\alpha C_V}{C_p} = \frac{8,5 \cdot 1 \cdot 0,98 \cdot 0,98}{1,3} \cong 6,3 \text{ Н/мм},$$

где $p_0 = 8,5 \text{ Н/мм}$, находим с помощью линейной интерполяции (см. табл. 77 при $s_0 = 2,25 \text{ мм}$ по табл. 80; $d_1 = 160 \text{ мм}$; $\delta = 4,5 \text{ мм}$; $i_p = 3$);

$$C_\theta = 1 \text{ (см. табл. 81 при } \alpha \cong 30^\circ \text{)};$$

$$C_\alpha = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha_1) = 1 - 0,003(180^\circ - 174^\circ) \cong 0,98;$$

$$C_V = 1,04 - 0,0004 V^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 12^2 \cong 0,98;$$

$C_p = 1,3$ (см. табл. 79; режим работы для привода к драге очень тяжелый; работа односменная).

11 Потребная ширина ремня:

$$b = \frac{F_t}{[p]_0} = \frac{281}{6,3} \cong 44,6 \text{ мм},$$

$$\text{где } F_t = \frac{1000P_1}{V} = \frac{1000 \cdot 3,37}{12} \cong 281 \text{ Н}.$$

Выбираем стандартную ширину ремня: $b = 45 \text{ мм}$
(см. табл. 77).

12 Назначается ширина шкивов:

$$B_{ш} = 1,1b + (5 \dots 8) = 1,1 \cdot 45 + (5 \dots 8) \text{ мм} = 54,5 \dots 57,5 \text{ мм}.$$

Принимается из табл. 75: $B_{ш} = 56 \text{ мм}$.

Стрела выпуклости шкива:

$$y \cong B_{ш}/200 = 56/200 \cong 0,3 \text{ мм}.$$

13 Сила предварительного натяжения ремней:

$$F_0 = s_0 b i_p = 2,25 \cdot 45 \cdot 3 \cong 304 \text{ Н}.$$

14 Сила, действующая на валы ременной передачи:

$$Q = 2 F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 304 \cdot \sin\left(\frac{174^\circ}{2}\right) \cong 607 \text{ Н}.$$

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1 **Павлище, В. Т.** Основи конструювання та розрахунок деталей машин : підручник / Павлище В. Т. – К. : Вища школа, 1993. – 556 с. – ISBN 5-11-004099-1.

2 **Решетов, Д. Н.** Детали машин / Решетов Д. Н.. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с. – ISBN 5-217-00335-9.

3 **Иванов, М. Н.** Детали машин / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М. : Высш. шк., 2002. – 408 с. – ISBN 5-06-004063-1.

4 **Заблонский, К. И.** Основы проектирования машин / Заблонский К. И. – К. : Вища шк., 1985. – 518 с.

5 **ГОСТ 21354-87.** Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – М. : Изд-во стандартов, 1988. – 127 с.

6 Передачи червячные цилиндрических редукторов общемашиностроительного применения. Расчеты на прочность и заедание : методические указания МР 117-84. – М. : ВНИИНмаш, 1984. – 102 с.

7 Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / под ред. И. А. Болотовского. – М. : Машиностроение, 1986. – 447 с.

8 **Дунаев, П. Ф.** Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М. : Высш. школа, 1985. – 416 с.

9 **Киркач, Н. Ф.** Расчет и проектирование деталей машин / Н. Ф. Киркач, Р. А. Баласанян. – Харьков: Вища школа, 1991. – 275 с. – ISBN 5-11-001049-8.

10 Расчет и проектирование деталей машин : учеб. пособие для вузов / К. П. Жуков [и др.]; под ред. Г. Б. Столбина и К. П. Жукова. – М. : Высш. школа, 1978. – 247 с.

11 Справочник по электрическим машинам: в 2 т. Т. 1 / под ред. И. П. Копылова и Б. К. Клокова. – М. : Энергоиздат, 1988. – 456 с. – ISBN 5-283-00500-3.

Навчальне видання

КАРНАУХ Сергій Григорович

РОЗРАХУНКИ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ

Навчальний посібник

до курсового та дипломного проектування

(для студентів механічних спеціальностей)

(Російською мовою)

Редактор О. М. Болкова

Комп'ютерна верстка О. П. Ордіна

232/2007. Підп. до друку . Формат 60 x 84/16.
Папір офсетний. Ум. друк. арк. 14,65. Обл.-вид. арк. 8,46.
Тираж прим. Зам. № .

Видавець і виготівник

«Донбаська державна машинобудівна академія»

84313, м. Краматорськ, вул. Шкадінова, 72.

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи

до Державного реєстру

серія ДК №1633 від 24.12.03.