

ВВЕДЕНИЕ

Курсовой проект по деталям машин, выполняемый студентами при изучении курса «Детали машин» или «Детали машин и основы конструирования», является первой в их инженерной деятельности самостоятельной конструкторской работой.

Объектом проектирования обычно являются приводы к различным исполнительным механизмам, включающие в себя механические передачи, муфты и детали, обслуживающие передачи (валы, оси, подшипники, корпусные детали и др.).

Цель проектирования - приобретение навыков принятия самостоятельных решений, изучение типовых деталей и узлов, являющихся общими для машин различного назначения, формирование конструкторского мышления, необходимого в дальнейшем изучении профильных механических дисциплин.

В данном пособии описаны методики расчета механических передач, включающие выбор материалов, проектные и проверочные расчеты, а также все необходимые для расчета справочные материалы.

Настоящее пособие предназначено для студентов направлений БЭМ, БНТК, БЭТМ и специальностей НТС, ПТК, ЭСУ, и могут быть полезны для студентов других направлений и специальностей, выполняющих курсовой проект по деталям машин.

В основу методического пособия положены: ГОСТ 21354-87 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчёт на прочность», ГОСТ 1284.3-96 «Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Передаваемые мощности», ГОСТ 13568-97 «Цепи приводные роликовые и втулочные. Общие технические условия», и методические указания: Расчет зубчатых передач : методические указания по курсовому проектированию / сост. А. В. Фейгин. – Хабаровск: Изд-во Хабар. гос. техн. ун-та (Часть I), 1997.– 39 с; (Часть II), 2003-19 с; Расчет клиноременной передачи : методические указания к курсовому проектированию по деталям машин для студентов всех форм обучения / сост. И. Г. Левитский – Хабаровск : Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2008. – 20 с; Расчёт и конструирование цепных передач: Методические указания к курсовому проектированию по деталям машин для студентов специальностей 101200, 110400, 120100, 120200, 120900, 150200, 170400, 230100, 240100, 240400, 240500, 260100, 260200 / Сост. В. М. Плисс – Хабаровск: Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2005. – 36 с; Расчет цилиндрических червячных передач : Методические указания к курсовому проектированию по деталям машин для студентов технических специальностей / Сост. В.М. Плисс. – Хабаровск : Изд-во Хабар. гос. техн. ун-та, 1998. – 36 с.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Курсовой проект по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» предполагает выполнение расчетной части, оформляемой в виде пояснительной записки, и графической части, оформляемой в виде чертежей.

В состав графической части при выполнении курсового проекта, как правило, входят: сборочный чертеж редуктора, общий вид привода и рабочие чертежи деталей.

Расчетная часть состоит из последовательно выполняемых расчетов: кинематический и силовой расчет привода; расчет передач привода; ориентировочный расчет валов и выбор подшипников; расчет и подбор конструктивных размеров зубчатых колес и корпуса редуктора; проверочные расчеты валов, подшипников и шпоночных соединений; выбор смазки, соединительных муфт и посадок.

Данное учебное пособие содержит методики расчетов и справочные материалы для выполнения обучающимися расчета передач привода, а также предшествующего ему кинематического и силового расчета привода. В состав механических приводов входят механические передачи.

Механическими передачами называют механизмы, служащие для передачи механической энергии на расстояние, как правило, с преобразованием скоростей и моментов, а иногда с преобразованием видов (например, вращательное в поступательное) и законов движения [1].

Все механические передачи можно разделить на передачи трением, которые в свою очередь можно разделить на передачи с непосредственным контактом (фрикционная) и с гибкой связью (ременная), и передачи зацеплением, которые также можно разделить на передачи с непосредственным контактом (зубчатая, червячная и винт-гайка) и с гибкой связью (цепная). Рассмотрим более подробно передачи, встречающиеся в приводах, выдаваемых в качестве заданий на курсовое проектирование.

1.1. Фрикционные передачи

Во фрикционных передачах движение от ведущего звена к ведомому передается силами трения. Ограниченное применение таких передач связано с низкой несущей способностью, большими нагрузками на валы и опоры. Также эти передачи характеризуются отсутствием жесткой кинематической связи. Фрикционные передачи также используют для бесступенчатого регулирования скоростей, такие механизмы называют вариаторами. Вариаторы получили более широкое распространение в машиностроении, чем обычные фрикционные передачи. В последние годы для бесступенчатого регулирования передаточного

отношения между двигателем и ведущими колесами автомобилей стали внедрять клиноременные вариаторы.

1.2. Ременные передачи

В ременных передачах движение от ведущего шкива к ведомому передается через гибкое звено - ремень. По форме сечения ремня ременные передачи подразделяются на плоскоременные, клиноременные, поликлиновые, круглые. Плоскоременные передачи обладают низкой тяговой способностью и применяются редко. Клиновые ремни имеют в сечении форму трапеции и контактируют со шкивами боковыми поверхностями. За счет клина нормальная сила между ремнем и шкивом увеличивается, соответственно увеличивается сила трения в контакте и тяговая способность передачи. Одним из недостатков клиновых ремней является его большая радиальная высота, приводящая к появлению больших нормальных напряжений при его изгибе на шкиве. Этот недостаток отсутствует в поликлиновых ремнях, имеющих две и более клиновые дорожки и меньшую радиальную толщину. К достоинствам ременных передач относят: плавность и бесшумность работы; работа при больших скоростях; передача движения на большие расстояния; малая стоимость. Недостатки: большие нагрузки на валы и опоры; малая долговечность; низкая нагрузочная способность; неизбежность упругого проскальзывания ремня по шкиву; необходимость натяжных устройств.

1.3. Зубчатые передачи

Зубчатая передача – это механизм, который с помощью зубчатого зацепления передает или преобразует движение с изменением угловых скоростей и моментов. Зубчатые передачи получили широкое применение в машиностроении. Их применяют для передачи и преобразования энергии между параллельными (цилиндрические), пересекающимися (конические) и перекрещивающимися валами (зубчато-винтовые). Зубчатые передачи обладают следующими достоинствами: высокая несущая способность; надежность; долговечность; постоянство передаточного отношения; высокий КПД.

Цилиндрические зубчатые передачи по расположению зубьев подразделяются на прямозубые, косозубые, шевронные и с круговым зубом. Также они могут быть внешнего и внутреннего зацепления. Наибольшее распространение получили косозубые цилиндрические передачи, которые, по сравнению с прямозубыми, имеют большую (примерно на 15%) нагрузочную способность и плавность зацепления. При этом косозубые колеса создают осевые силы, кото-

рые дополнительно нагружают валы и опоры. По этой причине угол наклона зуба β в косозубых передачах не рекомендуется делать более 16° .

Передачи коническими зубчатыми колесами применяются в том случае, если необходимо передать момент между валами, оси которых пересекаются. Обычно межосевой угол составляет 90° . Несмотря на то, что конические передачи сложнее цилиндрических в изготовлении и монтаже, имеют большую неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии и, следовательно, меньшую нагрузочную способность (85% от цилиндрической), они имеют довольно широкое распространение, так как конструкция машин часто вынуждает располагать валы под углом. Конические передачи бывают с прямыми, тангенциальными и, чаще всего, круговыми зубьями. Прямозубые конические колеса более просты в изготовлении и применяются, как правило, в неответственных или малоскоростных передачах. Конические передачи с круговым зубом имеют большую нагрузочную способность и плавность, что позволяет их применять при больших скоростях.

1.4. Червячные передачи

Червячная передача состоит из червяка, т.е. винта с трапецеидальной или близкой к ней по форме резьбой, и червячного колеса, т.е. зубчатого колеса с зубьями особой формы, получаемой в результате взаимного огибания с витками червяка. Достоинства червячных передач: возможность получения большого передаточного отношения; плавность и бесшумность. Основным недостатком червячных передач является использование более энергозатраного трения скольжения в контакте червяка и червячного колеса. В результате этого червячные передачи имеют относительно низкий КПД и требуют применения дорогих антифрикционных материалов.

1.5. Цепные передачи

В цепных передачах механическое движение от ведущей звездочке к ведомой передается гибким элементом – цепью, за счет сил зацепления. Цепь, как правило, изготавливают из металлических звеньев, подвижно соединенных между собой и конструктивно позволяющих входить в зацепление со звездочками. Достоинства: постоянство передаточного отношения; широкий диапазон межосевых расстояний; достаточно высокий КПД; простота конструкции. Недостатки: необходимость натяжных устройств; малая долговечность, особенно при отсутствии постоянной смазки; неприменимы при больших скоростях; создают шум и вибрации.

2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Для выполнения курсового проекта обучающийся получает техническое задание, в котором представлены все необходимые исходные данные, описан перечень основных расчетов и чертежей, дан список рекомендуемых литературных источников информации, отражены сроки выполнения.

К исходным данным, выдаваемым на курсовое проектирование, относятся схема привода, срок службы и режимы нагрузки, требуемые скоростные и силовые характеристики движения рабочего органа (ведомого вала) привода, и иногда геометрические параметры рабочего органа привода и частота вращения вала электродвигателя.

При выполнении расчетной части курсового проекта необходимо представить наглядную исчерпывающую информацию о выполненных вычислениях. Для этого необходимо выписывать каждую формулу, по которой ведется расчет, приводить обоснованные данные о всех выбранных параметрах (коэффициенты, материалы и др.) расчета, отображать подстановку значений в формулу и полученный ответ. Расчетная часть должна иллюстрироваться необходимыми рисунками и таблицами. Расчетная часть оформляется в виде пояснительной записки. Более подробную информацию об оформлении пояснительной записки можно найти в [2].

2.1. Схема привода

Схема привода наглядно изображает структуру и состав привода. В схеме, как правило, отображены: электродвигатель, передаточный механизм и рабочий орган машины. В состав передаточного механизма могут входить открытые и закрытые в корпусе механические передачи, и соединительные муфты.

В задании на курсовой проект схема привода приводится в соответствии с ГОСТ 2.703-68 «ЕСКД. Правила выполнения кинематических схем». Условные обозначения кинематических схем приведены в табл. 2.1.

При выполнении курсового проекта для упрощения индексации параметров звеньев передач и валов необходимо пронумеровать звенья передач. Звенья нумеруются по ходу движения механической энергии от электродвигателя к рабочему органу конвейера. На рис. 2.1 представлены примеры двух схем приводов с проставленной нумерацией звеньев передач.

При нумерации валов им присваивают индексы в соответствии с размещенными на них элементами передач. Например, если на валу расположен только шкив ременной передачи под индексом 1, то вал имеет индекс 1, а если на одном валу расположены шкив ременной передачи 2 и шестерня 3, то вал имеет индекс 23.

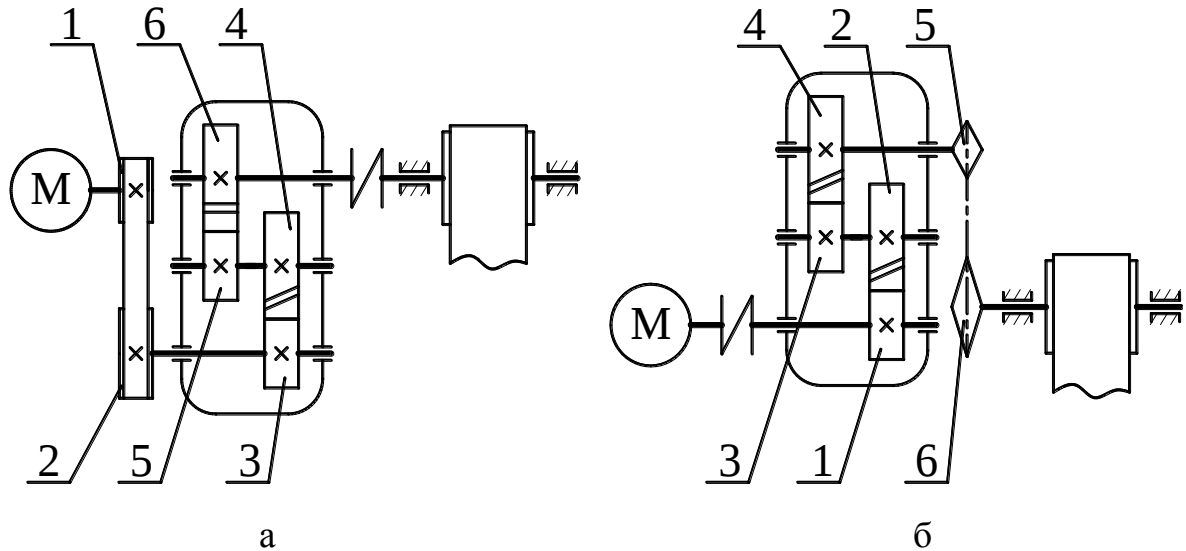
Таблица 2.1

Условные обозначения элементов кинематических схем по ГОСТ 2.770-68

Вал, ось		Передача зубчатая цилиндрическая внешнего зацепления	
Подшипник на валу		Передача зубчатая цилиндрическая внутреннего зацепления	
Муфта упругая		Передача зубчатая коническая	
Муфта глухая		Передача червячная	
Муфта плавающая		Передача ременная	
Электродвигатель		Передача цепная	

2.2. Выбор электродвигателя

В заданиях на курсовой проект в качестве приводных используются трёхфазные асинхронные электродвигатели переменного тока. Для того, чтобы правильно подобрать электродвигатель, необходимо знать требуемую мощность $P'_{эд}$ и частоту вращения вала электродвигателя $n_{эд}$ [3]. Если исходные данные не содержат эти значения, то прежде, чем выбрать по каталогу электродвигатель, их необходимо определить.



1-ведущий шкив ременной передачи; 2-ведомый шкив ременной передачи; 3-шестерня цилиндрической косозубой передачи; 4-колесо цилиндрической косозубой передачи; 5- шестерня цилиндрической прямозубой передачи; 6-колесо цилиндрической прямозубой передачи

1-шестерня цилиндрической косозубой передачи; 2-колесо цилиндрической косозубой передачи; 3-шестерня цилиндрической косозубой передачи; 4-колесо цилиндрической косозубой передачи; 5- ведущая звездочка цепной передачи; 6- ведомая звездочка цепной передачи

Рис. 2.1. Схемы приводов

2.2.1. Требуемая мощность электродвигателя, Вт,

$$P'_{эд} = \frac{P_T}{\eta_{общ}} \quad (2.1)$$

где P_T – мощность на тихоходном валу привода, Вт; $\eta_{общ}$ – общий коэффициент полезного действия (КПД) привода [4].

В соответствии с исходными данными мощность на тихоходном валу может быть задана или определяется как

$$P_T = F_T \cdot v \quad \text{или} \quad P_T = T_T \cdot \omega_T, \quad (2.2)$$

где F_T – тяговое усилие, Н; v – скорость перемещения, м/с; T_T – момент на тихоходном валу, Н·м; ω_T – угловая скорость тихоходного вала, рад/с.

Общий КПД привода:

$$\eta_{общ} = \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \dots \cdot \eta_m^m \cdot \eta_n^k, \quad (2.3)$$

где $\eta_{12}, \eta_{34}, \dots$ – КПД отдельных передач; η_m – КПД муфты; m – число муфт; η_n – КПД пары подшипников; k – число пар подшипников.

Значения КПД указаны в табл. 2.2.

Пример: для привода (схема на рис. 2.1, а), состоящего из двухступенчатого цилиндрического редуктора и ременной передачи, общий КПД определяется по формуле: $\eta_{общ} = \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{56} \cdot \eta_m^m \cdot \eta_n^k$.

Таблица 2.2

КПД передач, подшипников, муфт

Наименование	Закрытая	Открытая
Передача зубчатая цилиндрическая	0,96...0,98	0,93...0,95
Передача зубчатая коническая	0,95...0,97	0,92...0,94
Передача червячная, при передаточном отношении		
св. 30	0,70...0,80	
св. 14 до 30	0,75...0,85	
св. 8 до 14	0,80...0,90	
Передача ремённая		0,94...0,96
Передача цепная	0,95...0,97	0,90...0,91
Передача фрикционная	0,90...0,96	0,70...0,80
Подшипники качения (одна пара)	0,99	
Муфта соединительная	0,98	

2.2.2. Требуемая частота вращения вала электродвигателя ориентировочно равна

$$n'_{эд} = n_T \cdot u'_{общ}, \quad (2.4)$$

где n_T – частота вращения тихоходного вала привода, об/мин;

$u'_{общ}$ – рекомендуемое общее передаточное отношение.

Если величина n_T в исходных данных не представлена, то ее определяют по одному из следующих выражений, об/мин:

$$n_T = \frac{60 \cdot 1000 \cdot v}{\pi \cdot D_B}, \quad (2.5)$$

$$n_T = \frac{60 \cdot 1000 \cdot v}{z \cdot t}, \quad (2.6)$$

$$n_T = \frac{30\omega_T}{\pi}, \quad (2.7)$$

где D_B – диаметр барабана, мм; z , t – число зубьев и шаг тяговой звездочки, мм, соответственно.

Рекомендуемое общее передаточное отношение

$$u'_{общ} = u'_{12} \cdot u'_{34} \cdot \dots, \quad (2.8)$$

где $u'_{12}, u'_{34}, \dots$ – передаточные отношения отдельных передач (табл. 2.3).

Пример: для привода (схема на рис. 2.1, а), состоящего из двухступенчатого цилиндрического редуктора и ременной передачи, общее передаточное отношение определяется по формуле: $u'_{общ} = u'_{12} \cdot u'_{34} \cdot u'_{56}$.

Таблица 2.3

Рекомендуемые передаточные отношения передач

Тип передачи	Среднее значение	Наибольшее значение
Зубчатая цилиндрическая	3...5	10
Зубчатая коническая	2...3	6
Червячная	10...40	80
Ремённая	2...4	6
Цепная	1,5...3	4
Фрикционная цилиндрическая	2...4	10

По табл. 2.4 выбирается электродвигатель, отвечающий следующим условиям

$$P_{эд} \geq P'_{эд},$$

$$n_{эд} \approx n'_{эд},$$

где $P_{эд}$ – номинальная мощность выбранного электродвигателя, кВт; $n_{эд}$ – фактическая частота вращения вала выбранного электродвигателя, об/мин.

То есть, выбирая электродвигатель, необходимо, чтобы его частота вращения была ближайшей к $n'_{эд}$, а мощность имела бы ближайшее большее значение к $P'_{эд}$.

Таблица 2.4

Технические характеристики двигателей АИР по ТУ 16-525. 564-84

Мощность P , кВт	Тип	$n_{эд}$, об/мин	$d_{эд}$, мм	Тип	$n_{эд}$, об/мин	$d_{эд}$, мм	Тип	$n_{эд}$, об/мин	$d_{эд}$, мм	Тип	$n_{эд}$, об/мин	$d_{эд}$, мм
0,55	-	-	-	71A4	1375	19	71B6	915	19	-	-	-
0,75	71A2	2820	19	71B4	1350	19	80A6	920	22	90LA8	705	24
1,1	71B2	2805	19	80A4	1395	19	80B6	920	22	90LB8	715	24
1,5	80A2	2850	22	80B4	1395	22	90L6	925	24	100L8	702	28
2,2	80B2	2850	22	90L4	1395	24	100L6	945	28	112MA8	709	32
3	90L2	2850	24	100S4	1410	28	112MA6	950	32	112MB8	709	32
4	100S2	2850	28	100L4	1410	28	112MB6	950	32	132S8	716	38
5,5	100L2	2850	28	112M4	1432	32	132S6	960	38	132M8	712	38
7,5	112M2	2895	32	132S4	1440	38	132M6	960	38	160S8 ³	727	48
11	132M2	2910	38	132M4	1447	38	160S6 ⁴	970	48	160M8 ³	727	48
15	160S2 ¹	2910	42	160S4 ²	1455	48	160M6 ⁵	970	48	180M8	731	55
18,5	160M2 ¹	2910	42	160M4 ²	1455	48	180M6 ³	980	55	-	-	-
22	180S2 ¹	2919	48	180S4 ³	1462	55	-	-	-	-	-	-
30	180M2 ¹	2925	48	180M4 ¹	1470	55	-	-	-	-	-	-

Примечание: Отношение максимального вращающего момента к номинальному $T_{max}/T = 2,2$; для отмеченных знаками: ¹ - $T_{max}/T = 2,7$; ² - $T_{max}/T = 2,9$; ³ - $T_{max}/T = 2,4$; ⁴ - $T_{max}/T = 2,5$; ⁵ - $T_{max}/T = 2,6$. Пример условного обозначения двигателя мощностью $P_{дв} = 11$ кВт, частотой вращения $n_{дв} = 1447$ об/мин: «Двигатель АИР 132M4 ТУ 16-525. 564-84.»

2.3. Кинематический и силовой расчет

2.3.1. Уточнение передаточных отношений

Фактическая частота вращения вала электродвигателя $n_{эд}$, как правило, не совпадает с требуемой $n'_{эд}$, следовательно, после выбора конкретного электродвигателя передаточные отношения уточняются.

Уточненное общее передаточное отношение

$$u_{общ} = \frac{n_{эд}}{n_T}. \quad (2.9)$$

Учитывая, что общее передаточное отношение $u_{общ} = u_{12} \cdot u_{34} \cdot \dots$ является произведением передаточных отношений отдельных ступеней привода, то полученное значение разбивается на заданное количество передаточных отношений. При разбивке по ступеням надо руководствоваться следующими соображениями. В цилиндрических редукторах передаточное отношение каждой последующей передачи, начиная от электродвигателя, должно быть на 30% меньше, чем предыдущей. В коническо-цилиндрических редукторах передаточное число конической ступени выбирают равным не более 4 (рекомендуется 2,5...3,15), а оставшееся передаточное отношение разбивают между остальными ступенями привода. Передаточные отношения открытых передач рекомендуется принимать в интервале 2...3. Во всех случаях при разбивке передаточных отношений, рекомендуется чтобы их величины входили в интервал средних значений (табл. 2.3). Более подробную информацию о разбивке передаточного отношения между ступенями редуктора можно найти в [3].

На данном этапе выполнения курсового проекта полученные передаточные отношения отдельных ступеней считают окончательными и используют в дальнейших расчетах.

2.3.2. Мощности на валах

Мощность на ведущем валу, P_1 , кВт:

- если вал электродвигателя соединен со входным валом редуктора через муфту (как на схеме рис. 2.1, б)

$$P_1 = P'_{дв} \cdot \eta_M; \quad (2.10)$$

- если на валу электродвигателя установлено звено передачи (например, шкив ременной передачи как на схеме рис. 2.1, а)

$$P_1 = P'_{дв}. \quad (2.11)$$

В расчет подставляется требуемая мощность двигателя.

Мощность на каждом следующем валу, кВт

$$P_{23} = P_1 \cdot \eta_{12} \cdot \eta_n; \quad (2.12)$$

$$P_4 = P_{23} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_n \text{ и т.д.} \quad (2.13)$$

2.3.3. Частоты вращения валов

Частота вращения на ведущем валу, об/мин

$$n_1 = n_{эд} \quad (2.14)$$

Частота вращения на каждом следующем валу, об/мин

$$n_{23} = \frac{n_1}{u_{12}}; \quad (2.15)$$

$$n_{45} = \frac{n_{23}}{u_{34}} \text{ и т.д.} \quad (2.16)$$

Проверка: $n_4 = n_{вых}$ (если $n_{вых}$ задана в исходных данных).

2.3.4. Угловые скорости валов

Скорости вращения валов, рад/с:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}; \quad (2.17)$$

$$\omega_{23} = \frac{\pi \cdot n_{23}}{30} \text{ и т.д.} \quad (2.18)$$

2.3.4. Крутящие моменты на валах

Вращающие моменты на валах, Н · м

$$T_1 = \frac{10^3 \cdot P_1}{\omega_1}; \quad (2.19)$$

$$T_{23} = \frac{10^3 \cdot P_{23}}{\omega_{23}} \text{ и т.д.} \quad (2.20)$$

Результаты расчетов заносятся в табл. 2.5.

Таблица 2.5

Результаты кинематического расчета

Переда- точное отно- шение	Вал	Мощность Р, кВт	Частота вра- щения n, об/мин	Скорость вращения ω , рад/с	Вращ. мо- мент Т, Н · м
$u_{12} = \dots$	1				
	2-3				
$u_{34} = \dots$	4-5				
$u_{56} = \dots$	6				

3. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

В данном разделе представлены методики расчета передач прямозубыми и косозубыми цилиндрическими колесами и прямозубыми коническими колесами. Пункты 3.1-3.3 выполняются при расчете всех зубчатых передач (конических и цилиндрических). Пункт 3.4 рассматривает дальнейший расчет передач цилиндрическими колесами, а пункт 3.5 – коническими колесами.

В методике расчета дается пример для следующей нумерации звеньев: 1 – шестерня, 2 – колесо; соответственно, рассматриваемая передача 1-2. Если, рассчитываемая передача имеет другую нумерацию, допустим, передача 3-4, то соответственно, все величины, которые относятся к шестерне, должны иметь индекс 3, а колеса 4. Для передачи 5-6: 5 – шестерня, 6 – колесо.

3.1. Выбор материалов

Для изготовления зубчатых колес силовых передач применяют в основном углеродистые и легированные стали. При мелкосерийном производстве в неотвественных передачах рекомендуется применять стали 40, 45, 40Х с термообработкой улучшение или нормализация. Зубья таких колес хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению, но имеют малую несущую способность и соответственно большие габариты. Для уменьшения габаритов в более ответственных передачах применяют легированные стали (40Х, 40ХН, 35ХМ, 40ХНМА, 18ХГТ и др.) с термообработкой и твердостью поверхности 45-62 HRC (табл. 3.1).

Для равномерного изнашивания зубьев, при выборе материалов шестерни и колеса, твердость шестерни выбирается больше твердости колеса.

Таблица 3.1

Механические характеристики сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес

Марка стали	Термообработка	Твердость		Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа
		сердцевины	поверхности		
40	Нормализация	165...195HB	165...195HB	500	280
	Улучшение	195...225HB	195...225HB	700	400
45	Нормализация	185...215HB	185...215HB	600	340
	Улучшение	235...265HB	235...265HB	750	450
40Х	Улучшение	269...302HB	269...302HB	950	750
	Улучшение и закалка ТВЧ	269...302HB	45...50HRC	950	750
40ХН, 35ХМ	Улучшение и закалка ТВЧ	269...302HB	48...53HRC	950	750
40ХНМА	Улучшение и азотирование	269...302HB	50...56HRC	950	750
18ХГТ	Цементация и закалка	240...300HB	56...62HRC	980	780

Другие материалы можно выбрать из литературы [3].

Выбор материалов шестерни и колеса необходимо оформить в виде таблицы (табл. 3.2).

Таблица 3.2

Основные характеристики материалов зубчатых колёс						
Звено	Марка стали	Термо-обработка	Твердость		Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа
			сердцевины	поверхности		
Шестерня 1						
Колесо 2						

Примечание: при выполнении расчетов в формулы подставляется среднее значение твердости из интервала твердостей для выбранного материала.

3.2. Определение допускаемых напряжений

3.2.1. Определение допускаемых контактных напряжений

В соответствии с ГОСТ 21354-87 допускаемые контактные напряжения предварительно определяются отдельно для шестерни $[\sigma]_{H1}$ и колеса $[\sigma]_{H2}$:

$$[\sigma]_{Hi} = \frac{0,9\sigma_{H\lim i} \cdot Z_{Ni}}{S_{Hi}}, \quad (3.1)$$

где $\sigma_{H\lim i}$ – предел контактной выносливости зубьев, Н/мм² (выбирается по табл. 3.3);

S_{Hi} – коэффициент безопасности. Для зубчатых колёс с однородной структурой (нормализация, улучшение, объёмная закалка) материала $S_H = 1,1$, для зубчатых колёс с поверхностным упрочнением (закалка ТВЧ, азотирование, цементация) $S_H = 1,2$;

Z_{Ni} – коэффициент долговечности

$$Z_{Ni} = \sqrt[6]{\frac{N_{H\lim i}}{N_{HE i}}} \text{ при } N_{HE i} < N_{H\lim i},$$

$$Z_{Ni} = 1 \text{ при } N_{HE i} \geq N_{H\lim i}$$

но не более 2,6 для однородной структуры (нормализация, улучшение, объёмная закалка) материала и 1,8 для поверхностного упрочнения (закалка ТВЧ, азотирование, цементация);

$N_{H\lim i}$ – число циклов напряжений, соответствующее длительной выносливости, рассчитывается отдельно для шестерни и колеса

$$N_{H \lim i} = 30 H_{HB i}^{2,4},$$

где $H_{HB i}$ – твердость поверхности зубьев, измеренная по методу Бринелля (в расчет подставляется среднее значение из интервала твердости для данного материала). Если твердость поверхности зубьев задана в единицах HRC (измерена по методу Роквелла),

при $H_{HRC} \leq 56 HRC$ можно принять $H_{HB} \approx 10 \cdot H_{HRC}$;

при $H_{HRC} > 56 HRC$ принимается $N_{H \lim} = 120 \cdot 10^6$;

$N_{HE i}$ – эквивалентное число циклов напряжений при расчете контактной выносливости.

Для **постоянной** нагрузки $N_{HE i} = 60 c_i \cdot n_i \cdot t_{\Sigma}$.

Для **ступенчатой** нагрузки $N_{HE i} = \frac{60 c_i \cdot n_i}{T_H^3} \sum (T_i^3 \cdot t_i)$ (пример расчета пред-

ставлен в Приложении А),

где n_i – частота вращения рассчитываемого зубчатого колеса;

c_i – число вхождений в зацепление зуба рассчитываемого колеса за один его оборот (для передачи, состоящей из двух зубчатых колес $c=1$);

T_H – максимальный (наибольший) из длительно действующих моментов (пусковой момент в расчет не входит);

T_i – момент, действующий в i -е время;

t_i – время действия i -го момента; t_i определяется в долях от суммарного времени t_{Σ} работы передачи согласно графику нагрузки.

Суммарное время работы передачи, час,

$$t_{\Sigma} = L_{\text{год}} \cdot 365 \cdot K_{\text{год}} \cdot 24 \cdot K_{\text{сут}} \quad (3.2)$$

где $L_{\text{год}}$ – срок службы передачи, годы;

$K_{\text{год}}$ – коэффициент использования передачи в течение года;

$K_{\text{сут}}$ – коэффициент использования передачи в течение суток.

Таблица 3.3

Определение значений $\sigma_{H \lim}$

Способ термической и химико-термической обработки зубьев	Средняя твердость поверхности зубьев	Стали	Формула для расчёта $\sigma_{H \lim}$, Н/мм ²
1. Отжиг, нормализация или улучшение	$H_{HB} < 350 HB$	Углеродистые и легированные (40, 45, 40X и др.)	$\sigma_{H \lim} = 2 H_{HB} + 70$
2. Объемная и поверхностная закалка	HRC 38-50		$\sigma_{H \lim} = 17 H_{HRC} + 200$
3. Цементация и нитроцементация	$H_{HRC} > 56 HRC$	Легированные	$\sigma_{H \lim} = 23 H_{HRC}$
4. Азотирование	550...750HV		$\sigma_{H \lim} = 1050$

Допускаемые напряжения для зубьев шестерни и колеса различны ввиду разной твёрдости поверхности. В качестве расчётных $[\sigma]_H$ для **прямоугольных** цилиндрических и конических колёс при небольшой ($20 \div 30 \text{HB}$) разности твёрдости поверхности принимается меньшее значение (чаще всего колеса).

Для **косозубых и шевронных** передач в качестве расчётного принимается [3] $[\sigma]_{H12} = \sqrt{0,5([\sigma]_{H1}^2 + [\sigma]_{H2}^2)} \leq 1,25[\sigma]_{H \min}$. Если неравенство не выполняется $[\sigma]_{H12} = 1,25[\sigma]_{H \min}$, где $[\sigma]_{H \min}$ - меньшее из значений $[\sigma]_{H1}$ и $[\sigma]_{H2}$.

3.2.2. Определение допускаемых напряжений при расчёте зубьев на усталостный изгиб

В соответствии с ГОСТ 21354-87 допускаемые напряжения при расчете зубьев на усталостный изгиб определяются отдельно для шестерни $[\sigma]_{F1}$ и колеса $[\sigma]_{F2}$:

$$[\sigma]_{Fi} = \frac{\sigma_{F \lim i} \cdot Y_{Ni}}{S_{Fi}}, \quad (3.3)$$

где $\sigma_{F \lim i}$ – предел выносливости зубьев при изгибе, Н/мм² (выбирается по табл. 3.4);

S_{Fi} – коэффициент безопасности (выбирается по табл. 3.4);

Y_{Ni} – коэффициент долговечности

$$Y_{Ni} = \sqrt[q_F]{\frac{N_{F \lim i}}{N_{FE i}}},$$

где $N_{F \lim i} = 4 \cdot 10^6$ – число циклов напряжений, соответствующее длительной выносливости;

$N_{FE i}$ – эквивалентное число циклов напряжений при расчете изгибной выносливости.

Таблица 3.4

Определение параметров $\sigma_{F \lim}$ и S_F для зубчатых колёс

Сталь	Способ обработки	Твёрдость поверхности	$\sigma_{F \lim}$, Н/мм ²	S_F
Углеродистая и легированная, содержащая углерод более 0,15% (40, 45, 40X и т.д.)	Нормализация, улучшение	180...350 HB	$1,75H_{HB}$	1,7
Легированная, содержащая углерод более 0,35-0,5% и никель $\geq 1\%$ (40XH и т.д.)	Закалка ТВЧ	48...58 HRC	680	1,7
Легированная, содержащая углерод более 0,35-0,45% (40X и т.д.)	Закалка ТВЧ	48...58 HRC	580	1,7
Легированная (40XHMA и т.д.)	Азотирование	48...58 HRC	$290 + 12H_{HRC}$	1,7
Безникелевые легированные стали (18XГТ и т.д.)	Цементация и закалка	56...63HRC	820	1,55

Для зубчатых колёс с однородной структурой (нормализация, улучшение, объёмная закалка) материала, и зубчатых колёс со шлифованной переходной поверхностью, независимо от твёрдости и термообработки их зубьев $q_F = 6$.

Для зубчатых колёс азотированных, а также цементированных с нешлифованной переходной поверхностью $q_F = 9$.

Коэффициент долговечности должен не выходить за границы

$$1 \leq Y_N \leq 4 \text{ при } q_F = 6;$$

$$1 \leq Y_N \leq 2,5 \text{ при } q_F = 9.$$

При $\frac{N_{F \text{ lim } i}}{N_{FE i}} < 1$ принимается $Y_{N i} = 1$.

Для **постоянной** нагрузки $N_{FE i} = N_{HE i} = 60c_i \cdot n_i \cdot t_{\Sigma}$.

Для **ступенчатой** нагрузки $N_{FE i} = \frac{60c_i \cdot n_i}{T_H^{q_F}} \sum (T_i^{q_F} \cdot t_i)$ (пример расчета представлен в Приложении А).

3.2.3. Определение допускаемых предельных напряжений при расчёте на контактную и изгибную прочность по максимальным (пиковым) нагрузкам

При расчёте на контактную прочность допускаемое предельное напряжение $[\sigma]_{H \text{ max}}$ зависит от способа химико-термической обработки зубчатого колеса.

Для зубьев зубчатых колёс, подвергнутых нормализации, улучшению или объёмной закалке с низким отпускком.

$$[\sigma]_{H \text{ max}} = 2,8\sigma_T, \quad (3.4)$$

где σ_T – предел текучести материала при растяжении (в расчет подставляется величина для менее прочного звена передачи), Н/мм².

Для зубьев зубчатых колёс, подверженных цементации, а также контурной закалке после нагрева ТВЧ

$$[\sigma]_{H \text{ max}} = 44H_{HRC}. \quad (3.5)$$

При расчёте на изгибную прочность допускаемое напряжение определяется отдельно для шестерни $[\sigma]_{F \text{ max } 1}$ и колеса $[\sigma]_{F \text{ max } 2}$:

$$[\sigma]_{F \text{ max } i} = \frac{\sigma_{F \text{ lim } M i}}{S_{FM i}}, \quad (3.6)$$

где $\sigma_{F \text{ lim } M i}$ – предельное значение напряжения, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого излома зуба, Н/мм² (выбирается по табл. 3.5);

$S_{FM i}$ – коэффициент безопасности (выбирается по табл. 3.5).

Таблица 3.5

Определение параметров $\sigma_{F\lim}$ и S_{FM} для зубчатых колёс

Сталь	Способ обработки	$\sigma_{F\lim}$, Н/мм ²	S_{FM}
Углеродистая и легированная, содержащая углерод более 0,15% (40, 45, 40X и т.д.)	Нормализация, улучшение	$6,5H_{HB}$	1,75
Легированная (40X, 40XH и т.д.)	Закалка ТВЧ	2500	1,1
Легированная (40XНМА и т.д.)	Азотирование	1800	1,75
Безникелевые легированные стали (18ХГТ и т.д.)	Цементация и закалка	2000	1,75

3.3. Определение коэффициентов нагрузки

Коэффициенты нагрузки находятся по следующим зависимостям:
при расчёте на контактную выносливость

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV}; \quad (3.7)$$

при расчёте на изгибную выносливость

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV}; \quad (3.8)$$

где $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ – коэффициенты неравномерности распределения нагрузки по длине зуба (ширине зубчатого венца) при расчёте по контактным и изгибным напряжениям соответственно;

K_{HV} , K_{FV} – динамические коэффициенты (учитывают внутреннюю динамику передачи) при расчёте по контактным и изгибным напряжениям соответственно.

3.3.1. Коэффициенты неравномерности распределения нагрузки по длине зуба

При определении коэффициентов следует разделить передачи на две группы: прирабатывающиеся и неприрабатывающиеся. Зубчатые колёса считаются прирабатывающимися, если хотя бы одно из колёс пары имеет твёрдость рабочих поверхностей $H_{HB} \leq 350HB$. В остальных случаях колёса считаются неприрабатывающимися. Кроме того, значение коэффициента концентрации нагрузки зависит от расположения зубчатых колёс относительно опор. ГОСТ 21354-87 установлено 7 основных систем расположения элементов передач относительно опор.

Пользуясь схемой привода (см. Задание на курсовое проектирование), необходимо определить к какой из схем на рис. 3.1 относится рассчитываемая передача.

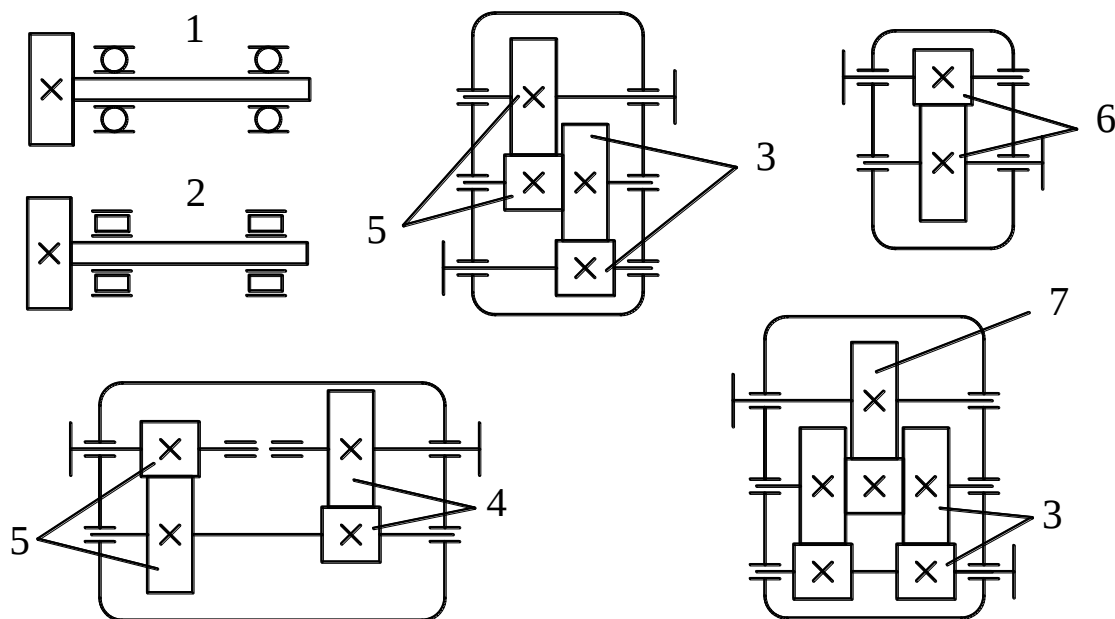


Рис. 3.1. Схемы расположения зубчатых колес относительно опор

Коэффициент отношения ширины зубчатого венца колеса к делительному диаметру шестерни ψ_{bd} определяется по зависимости

- для **конических** передач (при значении коэффициента ширины зубчатого венца $K_{be} = 0,285$)

$$\psi_{bd} = 0,166\sqrt{u^2 + 1}$$

- для **цилиндрических** передач

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_a(u \pm 1),$$

где ψ_a – коэффициент отношения ширины зубчатого венца колеса к межосевому расстоянию, принимается по табл. 3.6;

u – передаточное отношение рассчитываемой передачи.

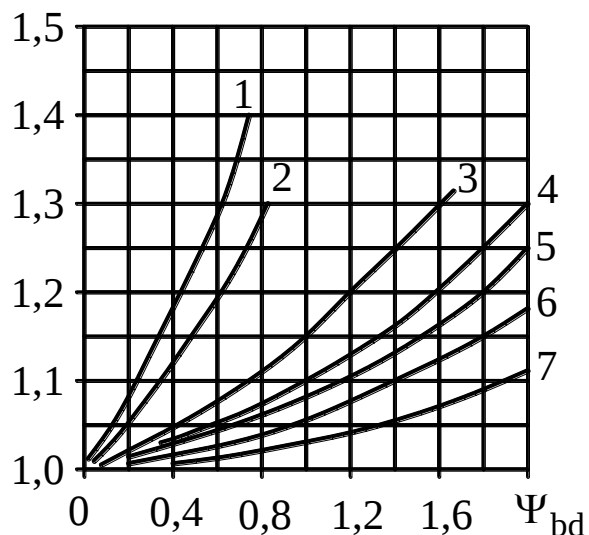
Примечание. Выбор знака « $\pm$ » определяет вид зацепления: « $+$ » для передач с внешним зацеплением; « $-$ » для передач с внутренним зацеплением.

Таблица 3.6

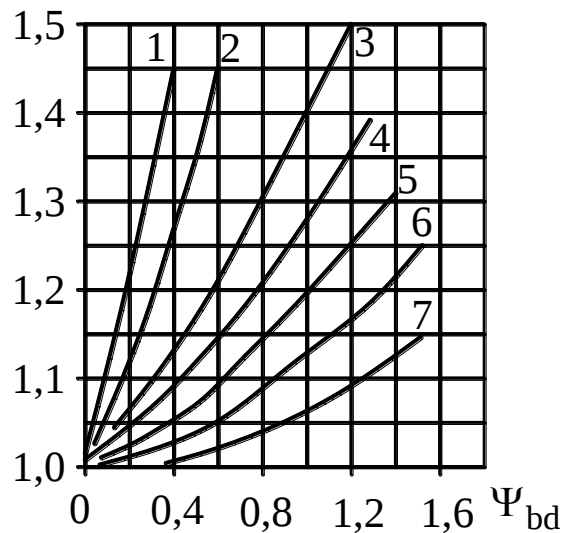
Расположение колёс относительно опор	Рекомендуемые значения ψ_a	
	Твёрдость рабочих поверхностей зубьев	
	$H \leq 350HB$	$H > 350HB$
Симметричное	0,4...0,5	0,3...0,4
Несимметричное	0,315...0,4	0,25...0,315
Консольное	0,2...0,25	0,2...0,25
Для шевронной передачи	0,6...1,2	0,6...0,8
Для коробок передач	0,15...0,2	0,1...0,15

Ориентировочное значение коэффициентов концентрации нагрузки определяется из графиков на рис. 3.2. Цифры у кривых соответствуют номерам схем на рис. 3.1.

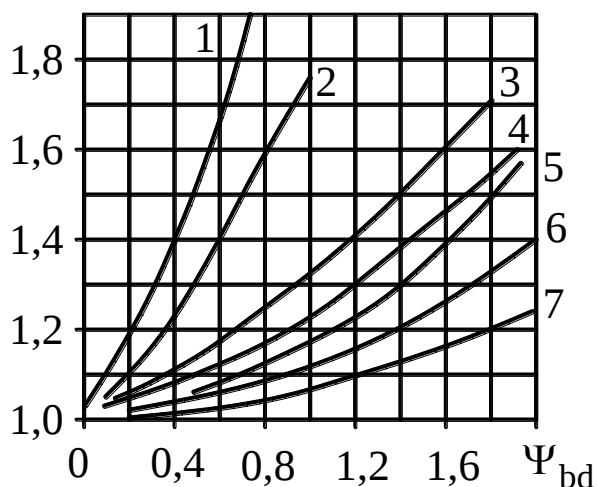
$K_{H\beta}$ при $H_{HB1} \leq 350HB$ или $H_{HB2} \leq 350HB$



$K_{H\beta}$ при $H_{HB1} > 350HB$ и $H_{HB2} > 350HB$



$K_{F\beta}$ при $H_{HB1} \leq 350HB$ или $H_{HB2} \leq 350HB$



$K_{F\beta}$ при $H_{HB1} > 350HB$ и $H_{HB2} > 350HB$

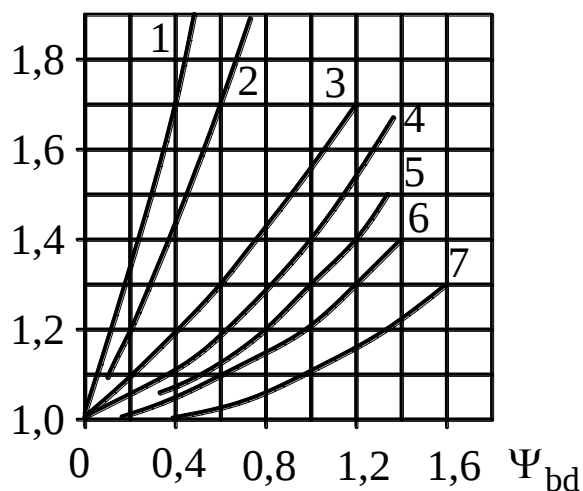


Рис. 3.2. Выбор коэффициентов концентрации нагрузки

3.3.2. Динамические коэффициенты

Значения коэффициентов K_{Hv} и K_{Fv} выбирают в зависимости от окружной скорости в зацеплении, точности изготовления передачи и твёрдости зуба.

При расчёте прямозубых конических передач степень точности условно принимается на одну меньше фактической (например, если колёса 6-й степени точности, то динамические коэффициенты выбирают по 7-й степени точности).

Ввиду того, что на этом этапе расчёта ещё неизвестны размеры колёс, при приближенном определении скорости в зацеплении можно пользоваться следующими зависимостями.

Для передач **цилиндрических**

$$V' = \frac{n_1}{C_V} \sqrt[3]{\frac{T_2}{u^2 \cdot \psi_a}}. \quad (3.9)$$

Для передач **конических**

$$V' = \frac{n_1}{C_V} \sqrt[3]{\frac{T_2}{u^2}}. \quad (3.10)$$

где n_1 – частота вращения шестерни рассчитываемой пары колёс, об/мин;

C_V – вспомогательный коэффициент (табл. 3.7);

T_2 – момент на колесе рассчитываемой передачи, Н·м.

Таблица 3.7

Передача	Коэффициент C_V			
	Термообработка			
	Y_1+Y_2	$ТВЧ_1+Y_2$	$ТВЧ_1+ТВЧ_2$	$\Pi_1+\Pi_2$
Цилиндрическая:				
-прямозубая	1300	1400	1750	1550
-косозубая	1500	1600	1950	1750
Коническая прямозубая	800	850	1000	900

Примечание: У – улучшение; ТВЧ – поверхностная закалка токами высокой частоты; Ц – цементация.

По табл. 3.8 выбирается степень точности передачи.

Таблица 3.8

Степень точности для передач	Рекомендуемые степени точности		
	Окружная скорость V , м/с		
	цилиндрическая прямозубая	цилиндрическая косозубая (шевронная)	коническая прямозубая
6-я	12 – 20	20 – 30	8 – 12
7-я	6 – 12	10 – 20	4 – 8
8-я	2 – 6	4 – 10	1,5 – 4
9-я	до 2	до 4	до 1,5

Обозначим:

а) $H_{HB1} \leq 350HB, H_{HB2} \leq 350HB$

или

$H_{HB1} > 45HRC, H_{HB2} \leq 350HB$

б) $H_{HB1} > 45HRC, H_{HB2} > 45HRC$

Тогда коэффициент K_{HV} можно определить по табл. 3.9 (числитель – прямозубые колёса; знаменатель – косозубые).

Таблица 3.9

Коэффициент K_{HV}							
Степень точности	Твердость	V, м/с					
		1	2	4	6	8	10
6 - я	а	1,03	1,06	1,12	1,17	1,23	1,28
		1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
	б	1,02	1,04	1,07	1,1	1,15	1,18
		1,00	1,00	1,02	1,02	1,07	1,04
7 - я	а	1,04	1,07	1,14	1,21	1,29	1,36
		1,02	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08
	б	1,03	1,05	1,09	1,14	1,19	1,24
		1,00	1,01	1,02	1,03	1,03	1,04
8 - я	а	1,04	1,08	1,16	1,24	1,32	1,4
		1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
	б	1,03	1,06	1,1	1,16	1,22	1,26
		1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
9 - я	а	1,05	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
		1,01	1,03	1,05	1,07	1,09	1,12
	б	1,04	1,07	1,13	1,2	1,26	1,32
		1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05

Коэффициент динамичности нагрузки при расчёте на усталостный изгиб K_{FV} выбирается по табл. 3.10.

Таблица 3.10

Коэффициент K_{FV}							
Степень точности	Твердость	V, м/с					
		1	2	4	6	8	10
6 - я	а	1,06	1,13	1,26	1,4	1,53	1,67
		1,02	1,05	1,1	1,15	1,2	1,25
	б	1,02	1,04	1,08	1,11	1,14	1,17
		1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
7 - я	а	1,08	1,16	1,33	1,5	1,67	1,8
		1,03	1,06	1,11	1,16	1,22	1,27
	б	1,03	1,05	1,09	1,13	1,17	1,22
		1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08
8 - я	а	1,1	1,2	1,38	1,58	1,78	1,96
		1,03	1,06	1,11	1,23	1,23	1,29
	б	1,04	1,06	1,12	1,17	1,21	1,26
		1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08
9 - я	а	1,13	1,28	1,5	1,77	1,98	2,25
		1,04	1,07	1,14	1,21	1,28	1,35
	б	1,04	1,07	1,14	1,21	1,27	1,34
		1,01	1,02	1,04	1,06	1,08	1,09

3.4. Расчет цилиндрических зубчатых передач

Цилиндрические передачи (рис. 3.3) применяются как в качестве передач редукторов (закрытые), так и в качестве отдельных передач без корпуса (открытые). Проектным расчётом закрытых передач является расчёт по контактным напряжениям. В случае, если передача открытая или закрытая, но с высокой твёрдостью колёс $> 50\text{HRC}$, проектный расчёт выполняется по напряжениям изгиба. В данном учебном пособии приведена методика расчета зубчатых цилиндрических передач с исходным контуром по ГОСТ 13755-81 и коэффициентом смещения $X=0$.

В пункте 3.4.1 представлена методика расчета цилиндрических зубчатых передач по контактным напряжениям (закрытых), а в пункте 3.4.2 – по напряжениям изгиба (открытых или закрытых, но с твёрдостью колёс $> 50\text{HRC}$).

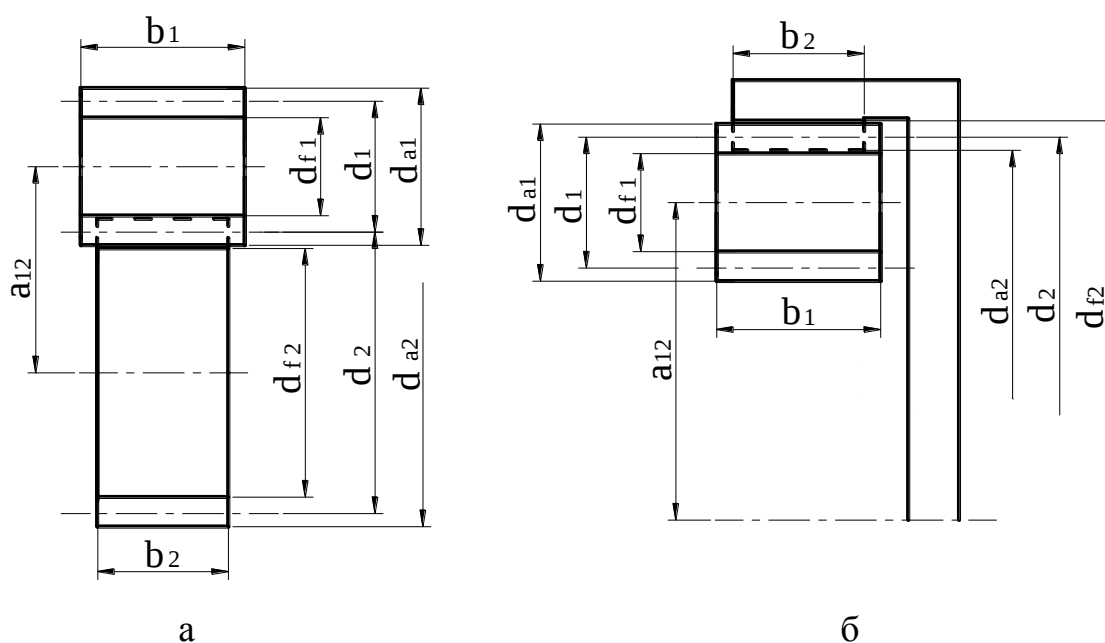


Рис. 3.3. Цилиндрическая зубчатая передача: а – с внешним зацеплением; б – с внутренним зацеплением

3.4.1. Расчёт передач цилиндрическими колёсами по контактным напряжениям

Цель расчёта: определение геометрических размеров передачи, выполненной в закрытом герметичном корпусе. Основной критерий работоспособности – контактная выносливость рабочих поверхностей зубьев.

На основе предыдущих расчетов заполняется табл. 3.11 исходных данных.

Таблица 3.11

Исходные данные для расчета

Наименование	Обозначение	Размерность	Где определено
1. Крутящий момент на шестерне	T_1	Н·м	Из кинематического расчета
2. Крутящий момент на колесе	T_2	Н·м	Из кинематического расчета
3. Передаточное число пары	u_{12}		Из кинематического расчета
4. Частота вращения вала шестерни	n_1	об/мин	Из кинематического расчета
5. Коэффициент ширины зубчатого венца	Ψ_{bd}		Из расчета коэффициентов нагрузки
6. Допускаемое контактное напряжение	$[\sigma]_{H12}$	Н/мм ²	Из расчета допускаемых напряжений
7. Допускаемые напряжения изгиба	$[\sigma]_{F1}$ $[\sigma]_{F2}$	Н/мм ² Н/мм ²	Из расчета допускаемых напряжений
8. Допускаемые предельные напряжения	$[\sigma]_{H \max 12}$ $[\sigma]_{F \max 1}$ $[\sigma]_{F \max 2}$	Н/мм ² Н/мм ² Н/мм ²	Из расчета допускаемых напряжений
9. Коэффициенты нагрузки	K_H K_F		Из расчета коэффициентов нагрузки

Межосевое расстояние, мм:

$$a_{w12} \geq K_a (u_{12} \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{1}{[\sigma]_H u_{12}}\right)^2 \frac{T_2 K_H}{\Psi_a}}, \quad (3.11)$$

где K_a – вспомогательный коэффициент, для прямозубых передач $K_a=495$, для косозубых и шевронных $K_a=430$; T_2 – момент крутящий на колесе, Н·м; K_H – коэффициент нагрузки; $[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение, Н/мм²; u_{12} – передаточное число рассчитываемой передачи; Ψ_a – коэффициент ширины зубчатого венца

Примечание. Все величины, входящие в зависимость (3.11), должны быть найдены на предшествующих стадиях расчета: в кинематическом расчете привода (u_{12} ; T_2); при выборе материалов и определении допускаемых напряжений ($[\sigma]_H$); при определении коэффициента нагрузки (Ψ_a ; K_H). Выбор знака «±» определяет вид зацепления: «+» для передач с внешним зацеплением; «–» для передач с внутренним зацеплением.

Если предполагается использование стандартного редуктора, то полученное значение межосевого расстояния при расчёте по зависимости (3.11) следует округлять до стандартного значения по ГОСТ 2185–66.

Если условие использования стандартного редуктора не ставится, то округление следует произвести до ближайшего целого числа, отдавая предпочтение числам, оканчивающимся на 0, 5, 2, 8, 4.

Модуль зацепления. Нормальный модуль в зацеплении цилиндрических колес определяется из следующего эмпирического соотношения:

$$m_n = (0,01 \div 0,02) a_{w12}. \quad (3.12)$$

Примечание. Зависимость (3.12) не является теоретически точной, а в аппроксимированной форме отражает опыт проектирования машиностроительных передач. При ее использовании следует руководствоваться следующими соображениями: при твердости поверхности зубьев $H < HB350$ берется нижнее значение указанного интервала; при $HB350 \leq H \leq HRC40$ берется среднее значение интервала; при $H > HRC40$ берется верхнее значение интервала. Для передач с внутренним зацеплением рекомендуется брать верхнее значение интервала.

Полученное значение нормального модуля (m_n) округляется до ближайшего стандартного по табл. 3.12.

Таблица 3.12

Нормальный модуль зацепления	
Ряд	Нормальный модуль зацепления, мм
I	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20
2	1,375; 1,75; 2,25; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18

Предпочтительным является применение значений модуля зацепления 1-го ряда.

Число зубьев зубчатых колёс. Суммарное число зубьев (для передач внутреннего зацепления – разности чисел зубьев) определяется из следующего соотношения:

$$Z'_c = \frac{2a_{w12} \cdot \cos \beta'}{m_n}, \quad (3.13)$$

где Z'_c - суммарное число зубьев; β' - угол наклона зубьев на делительном цилиндре.

Для **прямозубых** передач угол $\beta' = 0$, соответственно, $\cos \beta' = 1$. Также при расчете прямозубых передач значения межосевого расстояния и модуля должны быть таковы, чтобы результат вычисления по формуле (3.13) был целым числом. В противном случае необходимо пересмотреть подбор межосевого расстояния и модуля.

Для **косозубых** передач, так как значение угла β является неизвестным, то предварительно задаются величиной $\beta' = 10^\circ - 16^\circ$, а затем уточняют.

Для **шевронных** передач предварительно задаются величиной $\beta' = 25^\circ - 35^\circ$, а затем уточняют.

Полученное при расчете по формуле (3.13) значение Z'_c округляют до ближайшего целого числа Z_c .

Для **косозубых и шевронных** передач уточняют значение $\cos\beta$ и угла β :

$$\left. \begin{aligned} \cos\beta &= \frac{mZ_c}{2a_{\omega 12}} \\ \beta &= \arccos \frac{mZ_c}{2a_{\omega 12}} \end{aligned} \right\} \quad (3.14)$$

Для обычных машиностроительных передач значение $\cos\beta$ при расчете по формуле (3.14) определяется с точностью до 5-го знака после запятой, а угол β с точностью до 1".

Число зубьев шестерни

$$Z_1 = \frac{Z_c}{u_{12} + 1} \text{ округляется до целого.}$$

Число зубьев колеса

$$Z_2 = Z_c - Z_1 \text{ округляется до целого.}$$

Для передач с **внутренним зацеплением** $Z_1 = \frac{Z_c}{u_{12} - 1}$ и $Z_2 = Z_c + Z_1$.

Примечание. Из условия неподрезания число зубьев на шестерне не должно быть меньше 17.

Уточнение передаточного отношения. Для дальнейших расчетах уточняется передаточное отношение $u_{12} = \frac{Z_2}{Z_1}$.

Отклонение расчетного передаточного от ранее принятого

$$\Delta u_{12} = \left| \frac{u_{12}^{табл} - u_{12}}{u_{12}^{табл}} \right| \cdot 100\% \leq 3\%,$$

где $u_{12}^{табл}$ ранее принятое передаточное отношение (из табл.2.5)

Определение геометрических размеров зубчатых колёс. Ширина зубчатого венца колеса:

$$b_2 = a_{\omega 12} \cdot \psi_a \text{ округляется до целого числа.}$$

Для снижения влияния погрешностей монтажа на величину поля зацепления ширина шестерни принимается больше ширины колеса на 5 мм:

$$b_1 = b_2 + 5 \text{ мм.}$$

Для **косозубых** передач определяют минимальное значение угла β $\beta_{\min} \geq \arcsin \frac{4m}{b_2}$, которое сравнивают с ранее полученной по формуле (3.14) величиной. Если условие $\beta \geq \beta_{\min}$ не выполняется, то необходимо увеличить предварительно принятое значение угла β' и пересчитать начиная с формулы (3.14).

Диаметры делительных окружностей:

$$d_1 = \frac{m \cdot Z_1}{\cos \beta}; \quad d_2 = \frac{m \cdot Z_2}{\cos \beta}.$$

Диаметры зубьев колес должны быть рассчитаны с точностью до 0,001.
Проверка межосевого расстояния:

$$a_{\omega 12} = \frac{d_2 \pm d_1}{2}.$$

Выбор знака « $\pm$ » определяет вид зацепления: «+» для передач с внешним зацеплением; «-» для передач с внутренним зацеплением.

Диаметры окружностей вершин:

$$d_{a1} = d_1 + 2m;$$

$$d_{a2} = d_2 \pm 2m.$$

Выбор знака « $\pm$ » определяет вид зацепления: «+» для передач с внешним зацеплением; «-» для передач с внутренним зацеплением.

Диаметры окружностей впадин:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m;$$

$$d_{f2} = d_2 \mp 2,5m.$$

Выбор знака « $\mp$ » определяет вид зацепления: «-» для передач с внешним зацеплением; «+» для передач с внутренним зацеплением.

Проверочные расчёты зацепления. После определения основных геометрических размеров необходимо выполнить проверочные расчеты по контактным напряжениям, напряжениям изгиба и по предельным напряжениям с целью предотвращения возможных поломок.

Уточняем значение окружной скорости, м/с:

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}.$$

Если полученное значение скорости находится в другом диапазоне (табл. 3.9 и 3.10) при выборе K_{HV} и K_{FV} , чем то, которое ориентировочно определено раньше (формула 3.9), следует уточнить новые значения K_{HV} , K_{FV} , K_H и K_F , и в проверочные расчеты подставлять уточненные значения K_H и K_F .

Проверочный расчет по контактным напряжениям.

Рабочие контактные напряжения определяются из зависимости, получаемой преобразованием формулы (3. 11)

$$\sigma_H = \frac{1}{a_{w12} \cdot u_{12}} \sqrt{\frac{K_a^3 (u_{12} \pm 1)^3 T_2 \cdot K_H}{b_2}} \leq [\sigma]_H. \quad (3.15)$$

Примечания. 1. В зависимость (3.15) момент T_{23} подставляется в Н·м, все линейные величины в мм. Невыполнение условия (3.15) не допускается. Допускается недогруз передачи до 15 %.

2. Если при расчете полученное значение рабочих контактных напряжений σ_H существенно отличается от допускаемых $[\sigma]_H$, это свидетельствует о наличии вычислительной ошибки либо при определении a_{ω} (3.11), либо при определении σ_H (3.1).

Выбор знака «±» определяет вид зацепления: «+» для передач с внешним зацеплением; «-» для передач с внутренним зацеплением.

$$\text{Недогруз передачи } \frac{[\sigma]_H - \sigma_H}{[\sigma]_H} \cdot 100\% \leq 15\% .$$

Проверочный расчет по напряжениям изгиба.

Проверочный расчет по напряжениям изгиба выполняется отдельно для зубьев шестерни σ_{F1} и колеса σ_{F2} :

$$\sigma_{Fi} = \frac{K_b \cdot T_i \cdot K_F \cdot Y_{Fi} \cdot 10^3}{d_i \cdot m \cdot b_i} \leq [\sigma]_{Fi}; \quad (3.16)$$

где T_i необходимо подставлять в Н·м; Y_{Fi} - коэффициент формы зуба; K_b - вспомогательный коэффициент, для прямозубых передач $K_b=2$, для косозубых и шевронных $K_b=1,35$.

Для **прямозубых** передач коэффициент Y_{Fi} выбирается по табл. 3.13 в зависимости от числа зубьев.

Для **косозубых и шевронных** передач коэффициент Y_{Fi} выбираются по табл. 3.13 в зависимости от приведенного числа зубьев колес:

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta};$$

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta}.$$

Таблица 3.13

Некоторые значения коэффициентов формы зубьев Y_F (при $X = 0$)

Число зубьев $Z (Z_v)$	17	20	25	30	35	40	50	60	70	80	100	200
Коэффициент прочности Y_F	4,3	4,08	3,91	3,80	3,76	3,70	3,66	3,63	3,61	3,60	3,59	3,59

Примечания. 1. При твердости зубьев меньше HB 350 значения рабочих напряжений изгиба могут оказаться существенно меньше допускаемых, что является естественным для данных условий. 2. Если условие (3.16) не выполняется, необходимо увеличить модуль зацепления и произвести перерасчет, начиная с формулы 3.13.

Проверочный расчет по кратковременным перегрузкам. Проверяется изгибная прочность зубьев колеса и прочность рабочей поверхности зубьев при действии пикового (пускового) T_{max} момента.

Статическая прочность поверхности зубьев

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{max}}{T}} \leq [\sigma]_{Hmax}. \quad (3.17)$$

Статическая прочность зубьев на изгиб проверяется отдельно у зубьев шестерни $\sigma_{F\max1}$ и колеса $\sigma_{F\max2}$:

$$\sigma_{F\max i} = \sigma_{F i} \cdot \frac{T_{\max}}{T} \leq [\sigma]_{F\max i}. \quad (3.18)$$

Отношение $\frac{T_{\max}}{T}$ (коэффициент перегрузки) либо задается циклограммой нагрузки (задание на курсовой проект), либо может быть выбрано по каталогу электродвигателей.

Силы, действующие в зацеплении.

Окружная сила:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2}. \quad (3.19)$$

В зависимость (3.19) крутящий момент T_2 подставляется в Н·м, а диаметр d_2 - в мм.

Радиальная сила в зацеплении:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta; \quad (3.20)$$

где α – угол зацепления (для передач без смещения $\alpha=20^\circ$).

Осевая сила в зацеплении:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (3.21)$$

Результаты расчета заносятся в табл. 3. 14.

Таблица 3.14

Результаты расчета передачи

Наименование рассчитываемого параметра	Обозначение	Размерность	Численное значение
Межосевое расстояние	$a_{\pi 12}$	мм	
Модуль передачи	m	мм	
Делительный диаметр шестерни	d_1	мм	
Делительный диаметр колеса	d_2	мм	
Диаметр окружности выступов шестерни	d_{a1}	мм	
Диаметр окружности выступов колеса	d_{a2}	мм	
Диаметр окружности впадин шестерни	d_{f1}	мм	
Диаметр окружности впадин колеса	d_{f2}	мм	
Ширина зубчатого венца шестерни	b_1	мм	
Ширина зубчатого венца колеса	b_2	мм	
Степень точности передачи	-	-	
Угол наклона зуба	β	град	
Окружная сила в зацеплении	F_{t1}	Н	
Радиальная сила в зацеплении	F_{r1}	Н	
Осевая сила в зацеплении	F_{a1}	Н	

3.4.2. Расчёт передач цилиндрическими колёсами на усталостный изгиб

Если передача в герметичном корпусе (закрытая) выполнена с высокой твердостью поверхности зубьев $H \geq 50 \text{ HRC}$, проектный расчет выполняют по напряжениям изгиба. Аналогично поступают и в том случае, когда передача выполнена без корпуса (открытая).

Цель расчета – определение основных геометрических размеров передачи.

Условие работоспособности передачи:

$$\sigma_F \leq [\sigma]_F, \quad (3.22)$$

где σ_F - напряжения изгиба.

На основе предыдущих расчетов заполняется табл. 3.15 исходных данных.

Таблица 3.15

Исходные данные для расчета			
Наименование	Обозначение	Размерность	Где определено
1. Крутящий момент на шестерне	T_1	Н·м	Из кинематического расчета
2. Крутящий момент на колесе	T_2	Н·м	Из кинематического расчета
3. Передаточное число пары	u_{12}		Из кинематического расчета
4. Частота вращения вала шестерни	n_1	об/мин	Из кинематического расчета
5. Коэффициент ширины зубчатого венца	Ψ_{bd}		Из расчета коэффициентов нагрузки
6. Допускаемые напряжения изгиба	$[\sigma]_{F1}$ $[\sigma]_{F2}$	Н/мм ² Н/мм ²	Из расчета допускаемых напряжений
7. Допускаемые предельные напряжения	$[\sigma]_{H \max 12}$ $[\sigma]_{F \max 1}$ $[\sigma]_{F \max 2}$	Н/мм ² Н/мм ² Н/мм ²	Из расчета допускаемых напряжений
8. Коэффициенты нагрузки	K_H K_F		Из расчета коэффициентов нагрузки

Число зубьев зубчатых колёс.

Число зубьев шестерни Z_1 принимается в интервале 17-25. Тогда число зубьев колеса:

$$Z_2 = Z_1 \cdot u_{12}. \quad (3.23)$$

Полученный результат округляют до ближайшего целого.

Для **косозубых и шевронных** передач задаются углом β (10° - 16° для косозубых, 25° - 35° для шевронных) наклона зуба на делительном диаметре и определяют приведенное число зубьев шестерни Z_{v1} и колеса Z_{v2} :

$$Z_{vi} = \frac{Z_i}{\cos^3 \beta}. \quad (3.24)$$

Коэффициенты формы зубьев шестерни и колеса Y_{F1} и Y_{F2} выбираются по табл. 3.13 в зависимости от Z_1 и Z_2 для прямозубых колес и в зависимости от Z_{v1} и Z_{v2} для косозубых и шевронных колес.

Модуль зацепления. Из условия изгибной прочности определяем модуль зацепления

$$m \geq K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_F \cdot Y_{Fi}}{Z_1^2 \cdot \Psi_{bd} \cdot [\sigma]_{Fi}}}, \quad (3.25)$$

где $K_m = 12,6$ для стальных прямозубых колес, $K_m = 11,2$ для стальных косозубых колес; i - индекс того колеса, по которому ведется расчет.

Примечание. Если колеса выполнены из одного материала, то расчет ведется по шестерне, как более слабому элементу передачи. Тогда в зависимость (3.25) подставляется вместо i индекс 1 (или 3, 5 в зависимости от нумерации передачи). Если материалы колес разные, то расчет ведется по тому из зубчатых колес пары, для которого больше отношение $\frac{Y_F}{[\sigma]_F}$;

T_i - крутящий момент на i -том зубчатом колесе, Н·м;

$[\sigma]_{Fi}$ - допускаемые напряжения изгиба рассчитываемого зубчатого колеса, Н/мм².

Полученное при расчете по зависимости (3.25) значение модуля округляется до ближайшего большего из стандартного ряда по табл. 3.12.

Для косозубой и шевронной передачи по формуле (3.25) определяется величина нормального модуля.

Определение геометрических размеров передачи.

Межосевое расстояние:

$$a_{w12} = \frac{m}{2 \cos \beta} (Z_2 \pm Z_1). \quad (3.26)$$

Выбор знака « $\pm$ » определяет вид зацепления: « $+$ » для передач с внешним зацеплением; « $-$ » для передач с внутренним зацеплением.

Для **прямозубых** передач угол $\beta = 0$, соответственно, $\cos \beta = 1$. Полученное значение межосевого расстояния для прямозубых передач не следует округлять.

Для **косозубых и шевронных** передач угол $\beta = 10^\circ - 16^\circ$. Полученное значение межосевого расстояния для косозубых и шевронных передач следует округлить до ближайшего целого числа. Далее уточняют значение угла β :

$$\beta = \arccos \frac{m(Z_2 \pm Z_1)}{2a_{w12}} \quad (3.27)$$

Выбор знака « $\pm$ » определяет вид зацепления: «+» для передач с внешним зацеплением; «-» для передач с внутренним зацеплением.

Для обычных машиностроительных передач значение угла β при расчете по формуле (3.27) определяется с точностью до $1''$. В дальнейшие расчеты подставляется уточненное значение угла наклона зубьев.

Диаметры делительных окружностей для шестерни d_1 и колеса d_2 :

$$d_i = \frac{m \cdot Z_i}{\cos \beta}.$$

Диаметры зубьев колес должны быть рассчитаны с точностью до 0,001.

Проверка межосевого расстояния:

$$a_{\sigma 12} = \frac{d_2 \pm d_1}{2}.$$

Выбор знака « $\pm$ » определяет вид зацепления: «+» для передач с внешним зацеплением; «-» для передач с внутренним зацеплением.

Диаметры окружностей вершин:

$$d_{a1} = d_1 + 2m;$$

$$d_{a2} = d_2 \pm 2m.$$

Выбор знака « $\pm$ » определяет вид зацепления: «+» для передач с внешним зацеплением; «-» для передач с внутренним зацеплением.

Диаметры окружностей впадин:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m;$$

$$d_{f2} = d_2 \mp 2,5m.$$

Выбор знака « $\mp$ » определяет вид зацепления: «-» для передач с внешним зацеплением; «+» для передач с внутренним зацеплением.

Ширина зубчатого венца колеса:

$$b_2 = d_1 \cdot \Psi_{bd} \text{ округляется до целого числа.}$$

Для снижения влияния погрешностей монтажа на величину поля зацепления ширина шестерни принимается больше ширины колеса на 5 мм:

$$b_1 = b_2 + 5 \text{ мм}.$$

Для **косозубых** передач определяют минимальное значение угла β $\beta_{\min} \geq \arcsin \frac{4m}{b_2}$, которое сравнивают с ранее полученной по формуле (3.27) величиной. Если условие $\beta \geq \beta_{\min}$ не выполняется, то необходимо увеличить предварительно принятое значение угла β и пересчитать начиная с формулы (3.27).

Проверочные расчёты зацепления.

Проверочный расчет по напряжениям изгиба выполняется отдельно для зубьев шестерни σ_{F1} и колеса σ_{F2} :

$$\sigma_{Fi} = \frac{K_b \cdot T_i \cdot K_F \cdot Y_{Fi} \cdot 10^3}{d_i \cdot m \cdot b_i} \leq [\sigma]_{Fi}. \quad (3.28)$$

где T_i необходимо подставлять в Н·м; K_b – вспомогательный коэффициент, для прямозубых передач $K_b=2$, для косозубых и шевронных $K_b=1,35$.

Примечание. Невыполнение неравенства (3.28) не допускается. Если при расчете неравенство (3.28) не выполняется, то следует, проверив правильность расчетов по формулам (3.23-3.27), увеличить модуль передачи и пересчитать начиная с формулы (3.26).

Проверочный расчет по максимальным напряжениям изгиба выполняется отдельно для зубьев шестерни σ_{Fmax1} и колеса σ_{Fmax2} :

$$\sigma_{Fmaxi} = \sigma_{Fi} \cdot \frac{T_{max}}{T} \leq [\sigma]_{Fmaxi}; \quad (3.29)$$

Отношение $\frac{T_{max}}{T}$ (коэффициент перегрузки) либо задается циклограммой нагрузки (задание на курсовой проект), либо может быть выбрано по каталогу электродвигателей.

Невыполнение неравенства (3.29) не допускается.

Проверочный расчёт по предельным контактным напряжениям для предотвращения пластической деформации

$$\sigma_{Hmax} = \sqrt{\frac{K_a^3 (u_{12} \pm 1) T_2 \cdot K_H}{b_2 \cdot d_2^2}} \cdot \sqrt{\frac{T_{max}}{T}} \leq [\sigma]_{Hmax}, \quad (3.30)$$

где K_a – вспомогательный коэффициент,
для **прямозубых** передач $K_a=495$,
для **косозубых и шевронных** $K_a=430$.

В зависимость (3.30) момент T_2 подставляется в Н·м, все линейные величины в мм. Невыполнение условия (3.30) не допускается.

Выбор знака « $\pm$ » определяет вид зацепления: «+» для передач с внешним зацеплением; «-» для передач с внутренним зацеплением.

Силы, действующие в зацеплении.

Окружная сила:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2}. \quad (3.31)$$

В зависимость (3.31) крутящий момент T_2 подставляется в Н·м, а диаметр d_2 - в мм.

Радиальная сила в зацеплении:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \cdot \tan \alpha / \cos \beta; \quad (3.32)$$

где α – угол зацепления (для передач без смещения $\alpha=20^\circ$).

Осевая сила в зацеплении:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \tan \beta. \quad (3.33)$$

Результаты расчета заносятся в табл. 3.14.

3.5. Расчет конических зубчатых передач

В данном пособии представлен расчет передач прямозубыми коническими зубчатыми колесами с межосевым углом 90° . Конические передачи (рис. 3.4) применяются как в качестве передач редукторов (закрытые), так и в качестве отдельных передач без корпуса (открытые). Проектным расчётом закрытых передач является расчёт по контактным напряжениям. В случае, если передача открытая или закрытая, но с высокой твёрдостью колёс $>50\text{HRC}$, проектный расчёт выполняется по напряжениям изгиба. В данном учебном пособии приведена методика расчета зубчатых конических передач с исходным контуром по ГОСТ 13754-81 и коэффициентом смещения $X=0$.

В пункте 3.5.1 представлена методика расчета конических передач по контактным напряжениям (закрытых), а в пункте 3.5.2 – по напряжениям изгиба (открытых или закрытых, но с твёрдостью колёс $>50\text{HRC}$).

В методике расчета дается пример для следующей нумерации звеньев: 1 – шестерня, 2 – колесо, соответственно, рассматриваемая передача 1-2. Если, рассчитываемая передача имеет другую нумерацию, допустим, передача 3-4, то соответственно, все величины, которые относятся к шестерне, имеют индекс 3, а колеса 4. Для передачи 5-6: 5 – шестерня, 6 – колесо.

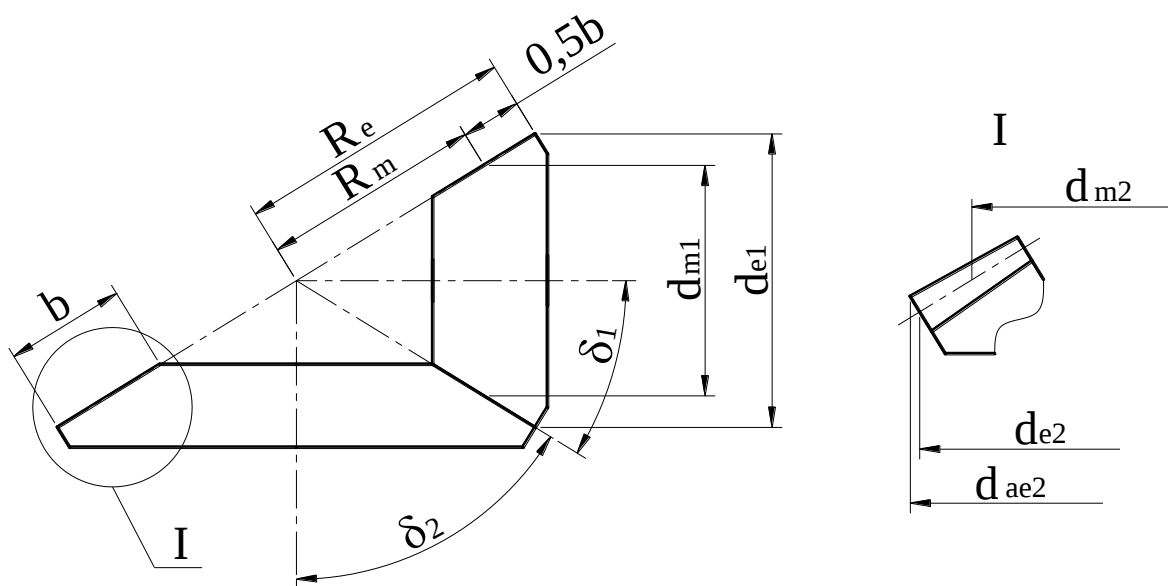


Рис. 3.4. Коническая зубчатая передача

3.5.1. Расчёт передач прямозубыми коническими колёсами по контактным напряжениям

Цель расчёта: определение геометрических размеров передачи, выполненной в закрытом герметичном корпусе. Основным критерий работоспособности – контактная выносливость рабочих поверхностей зубьев.

На основе предыдущих расчетов (пункты 3.1-3.3) заполняется таблица исходных данных.

Таблица 3.16

Исходные данные для расчета			
Наименование	Обозначение	Размерность	Где определено
1. Крутящий момент на шестерне	T_1	Н·м	Из кинематического расчета
2. Крутящий момент на колесе	T_2	Н·м	Из кинематического расчета
3. Передаточное число пары	u_{12}		Из кинематического расчета
4. Частота вращения вала шестерни	n_1	об/мин	Из кинематического расчета
5. Допускаемое контактное напряжение	$[\sigma]_{H12}$	Н/мм ²	Из расчета допускаемых напряжений
6. Допускаемые напряжения изгиба	$[\sigma]_{F1}$ $[\sigma]_{F2}$	Н/мм ² Н/мм ²	Из расчета допускаемых напряжений
7. Допускаемые предельные напряжения	$[\sigma]_{H\max12}$ $[\sigma]_{F\max1}$ $[\sigma]_{F\max2}$	Н/мм ² Н/мм ² Н/мм ²	Из расчета допускаемых напряжений
8. Коэффициенты нагрузки	K_H K_F		Из расчета коэффициентов нагрузки

Диаметр внешней делительной окружности колеса

Из условия контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев определяется диаметр внешней делительной окружности колеса, мм:

$$d_{e2} \geq 1730 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_2 \cdot u_{12}}{[\sigma]_H^2}}, \quad (3.34)$$

Примечание. Коэффициент 1730 в зависимости (3.34) получен из условия, что оба колеса стальные, коэффициент ширины зубчатого венца

$$K_{be} = \frac{b}{R_e} = 0,285 \text{ и крутящий момент имеет размерность, Н·м.}$$

Полученное значение d_{e2} округляется до ближайшего большего по ГОСТ 12289–76 (табл. 3.17), создание которого объясняется достижением возможности централизованного изготовления заготовок.

Таблица 3.17

Стандартные значения d_{e2} , мм									
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

Число зубьев зубчатых колес. Числом зубьев шестерни следует задаться в интервале $Z_1 = 20 \dots 25$. Число зубьев колеса определяется расчетом:

$$Z_2 = Z_1 \cdot u_{12}.$$

Полученное значение Z_2 надо округлить до ближайшего целого. Для дальнейших расчетов уточняется передаточное отношение $u_{12} = \frac{Z_2}{Z_1}$.

Модуль зацепления. Внешний окружной модуль

$$m_{te} = \frac{d_{e2}}{Z_2}. \quad (3.35)$$

Примечание. По технологическому процессу нарезания зубьев конических прямозубых колес округление полученного значения m_{te} до стандартного не является обязательным. Для точного расчета геометрических параметров необходимо полученное значение m_{te} записывать с точностью до тысячных мм ($m_{te} = X,XXX$).

Определение геометрических размеров зубчатых колёс. Необходимо определить геометрические размеры конических зубчатых колес и силы в зацеплении по табл. 3.18.

Таблица 3.18

Основные геометрические размеры и силы в зацеплении

Наименование	Формула	Подстановка и вычисление
Число зубьев шестерни	Z_1	
Число зубьев колеса	Z_2	
Модуль зацепления	$m_{te} = \frac{d_{e2}}{Z_2}$	
Внешний делительный диаметр, мм	$d_{e1} = m_{te} Z_1$ $d_{e2} = m_{te} Z_2$	
Углы делительных конусов	$\delta_2 = \arctg \cdot Z_2 / Z_1$ $\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$	
Внешнее конусное расстояние, мм	$R_e = \frac{1}{2} d_{e1} / \sin \delta_1$	
Длина зуба, мм	$b = K_{be} R_e$ $K_{be} = 0,285$	
Среднее конусное расстояние	$R_m = R_e (1 - 0,5 K_{be})$	
Средний окружной модуль, мм	$m_m = m_{te} \frac{R_m}{R_e}$	

Наименование	Формула	Подстановка и вычисление
Средний делительный диаметр, мм	$d_{mz} = m_m Z_1$ $d_{mz} = m_m Z_2$	
Внешняя высота головки зуба, мм	$h_{ae} = m_{te}$	
Внешняя высота ножки зуба, мм	$h_{fe} = 1,2m_{te}$	
Угол головки зуба	$\theta_{a1} = \theta_{a2} = \arctg \frac{m_{te}}{R_e}$	
Угол ножки зуба	$\theta_{f1} = \theta_{f2} = \arctg \frac{1,2m_{te}}{R_e}$	
Угол конуса вершин	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}$ $\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}$	
Угол конуса впадин	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}$ $\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$	
Внешний диаметр вершин, мм	$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_{te} \cos \delta_1$ $d_{a2} = d_{t2} + 2m_{te} \cos \delta_2$	
Окружная сила	$F_t = \frac{2T_2}{d_{m2}}$	
Радиальная сила на колесе (осевая на шестерне), Н	$F_{r2} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2$	
Осевая сила на колесе (радиальная на шестерне), Н	$F_{u2} = F_{r1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_2$	

Проверочные расчёты зацепления.

Уточняем значение окружной скорости, м/с:

$$V = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$$

Если полученное значение скорости находится в другом диапазоне (табл. 3.9 и 3.10) при выборе K_{HV} и K_{FV} , чем то, которое ориентировочно определено раньше (формула 3.10), следует уточнить новые значения K_{HV} , K_{FV} , K_H и K_F , и в проверочные расчеты подставлять уточненные значения K_H и K_F .

Проверочный расчет по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = \sqrt{\left(\frac{1730}{d_{e2}}\right)^3 K_H \cdot T_2 \cdot u_{12}} \leq [\sigma]_H. \quad (3.36)$$

Невыполнение неравенства (3.36) не допускается.

$$\text{Недогруз передачи } \frac{[\sigma]_H - \sigma_H}{[\sigma]_H} \cdot 100\% \leq 15\%.$$

Если недогруз передачи более 15 %, это свидетельствует о наличии ошибки в вычислениях.

Проверочный расчет по напряжениям изгиба для шестерни σ_{F1} и колеса σ_{F2} :

$$\sigma_{Fi} = \frac{2,35K_F \cdot T_i \cdot Y_{Fi} \cdot 10^3}{b \cdot d_{mi} \cdot m_m} \leq [\sigma]_{Fi}, \quad (3.37)$$

где Y_{Fi} – коэффициенты прочности зубьев шестерни Y_{F1} и колеса Y_{F2} , которые выбираются по табл. 3.13 в зависимости от эквивалентного числа зубьев:

$$Z_{vi} = \frac{Z_i}{\cos \delta_i}.$$

Примечание. В зависимость (3.37) момент подставляется в Н·м, а все линейные размеры в мм.

Проверочный расчет по кратковременным перегрузкам:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{max}}{T}} \leq [\sigma]_{Hmax}; \quad (3.38)$$

$$\sigma_{Fmaxi} = \sigma_{Fi} \cdot \frac{T_{max}}{T} \leq [\sigma]_{Fmaxi}; \quad (3.39)$$

Отношение $\frac{T_{max}}{T}$ (коэффициент перегрузки) либо задается циклограммой нагрузки (задание на курсовой проект), либо может быть выбрано по каталогу электродвигателей.

3.5.2. Расчёт передач коническими колёсами по напряжениям изгиба

Проектный расчет на усталостный изгиб выполняется для передач, выполненных без корпуса (открытая), либо в герметичном корпусе (закрытая) с высокой твердостью поверхности зубьев $H \geq 50 \text{ HRC}$.

На основе предыдущих расчетов (пункты 3.1–3.3) заполняется таблица исходных данных (по примеру табл.3.16).

Число зубьев зубчатых колес.

Числом зубьев шестерни следует задаться в интервале $Z_1 = 20 \dots 25$. Число зубьев колеса определяется расчетом:

$$Z_2 = Z_1 \cdot u_{12}.$$

Полученное значение Z_2 надо округлить до ближайшего целого. Для дальнейших расчетах уточняется передаточное отношение $u = \frac{Z_2}{Z_1}$.

Модуль зацепления. Определяется модуль зацепления на среднем делительном диаметре, для этого задаются коэффициентом ширины зубчатого венца Ψ_m .

Коэффициент ширины зубчатого венца (через средний модуль)

$$\Psi_m = \frac{0,5K_{be}\sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}}{1 - 0,5K_{be}}, \quad (3.40)$$

где $K_{be} = \frac{b}{R_e} = 0,285$ – коэффициент ширины зубчатого венца (через внешнее конусное расстояние).

Средний модуль зацепления

$$m_m = \sqrt[3]{\frac{2,35K_F \cdot T_i \cdot Y_{Fi}}{Z_i \cdot \Psi_m \cdot [\sigma]_{Fi}}}, \quad (3.41)$$

где Y_{Fi} – коэффициент формы зуба (шестерни Y_{F1} и колеса Y_{F2}), выбирается по табл. 3.13 в зависимости от эквивалентного числа зубьев

$$Z_{vi} = \frac{Z_i}{\cos \delta_i}.$$

Примечание. Расчет ведется для более слабого элемента пары, который определяется по величине отношения $\frac{Y_F}{[\sigma]_F}$. Слабее тот элемент, для которого это отношение больше. Если слабее шестерня, то в зависимость (3.41) подставляются $T_1, Y_{F2}, [\sigma]_{F2}, Z_1$; в противном случае – $T_2, Y_{F1}, [\sigma]_{F1}, Z_2$. Полученное значение m_m до стандартного не округляется.

Диаметр внешней делительной окружности колеса

$$d_{e2} = \frac{m_m Z_2}{1 - 0,5K_{be}}. \quad (3.42)$$

Полученное значение d_{e2} округляется до ближайшего большего по ГОСТ 12289–76 (табл. 3.17).

Модули зацепления. Определяется модуль на внешней делительной окружности

$$m_{te} = \frac{d_{e2}}{Z_2}, \quad (3.43)$$

Уточняется новое значение модуля в среднем сечении

$$m_m = m_{te} (1 - 0,5K_{be}). \quad (3.44)$$

Примечания. Полученные значения m_{te} и m_m округлять до стандартного не требуется. Для точного расчета геометрических параметров необходимо полученные значения m_{te} и m_m записывать с точностью до тысячных (например, $m_{te} = X,XXX$).

Проверочные расчёты зацепления.

Проверочный расчет по напряжениям изгиба выполняется отдельно для зубьев шестерни σ_{F1} и колеса σ_{F2} :

$$\sigma_{F i} = \frac{2,35 T_i \cdot K_F \cdot Y_{F i}}{Z_i \cdot \Psi_m \cdot m_m^3} \leq [\sigma]_{F i}, \quad (3.45)$$

Невыполнение условия (3.45) не допускается.

Проверочный расчет по напряжениям изгиба при кратковременных перегрузках

$$\sigma_{F max i} = \sigma_{F i} \frac{T_{max}}{T} \leq [\sigma]_{F max i}, \quad (3.46)$$

Отношение $\frac{T_{max}}{T}$ (коэффициент перегрузки) либо задается циклограммой нагрузки (задание на курсовой проект), либо может быть выбрано по каталогу электродвигателей.

Проверочный расчет по контактным напряжениям при кратковременных перегрузках

$$\sigma_{H max} = \sqrt{\left(\frac{1730}{d_{e2}}\right)^3 \left(\frac{T_{max}}{T}\right) K_H \cdot T_2 \cdot u_{12}} \leq [\sigma]_{H max}, \quad (3.47)$$

Невыполнение условий (3.46) и (3.47) не допускается.

Если условия (3.45) – (3.47) выполняются, то далее определяются геометрические размеры передачи и силы в зацеплении, используя табл. 3.18.

4. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Расчет червячной передачи состоит из проектного, проверочного, геометрического и расчета на нагрев.

При проектном расчете определяются основные геометрические размеры передачи (рис. 4.1) и ее КПД.

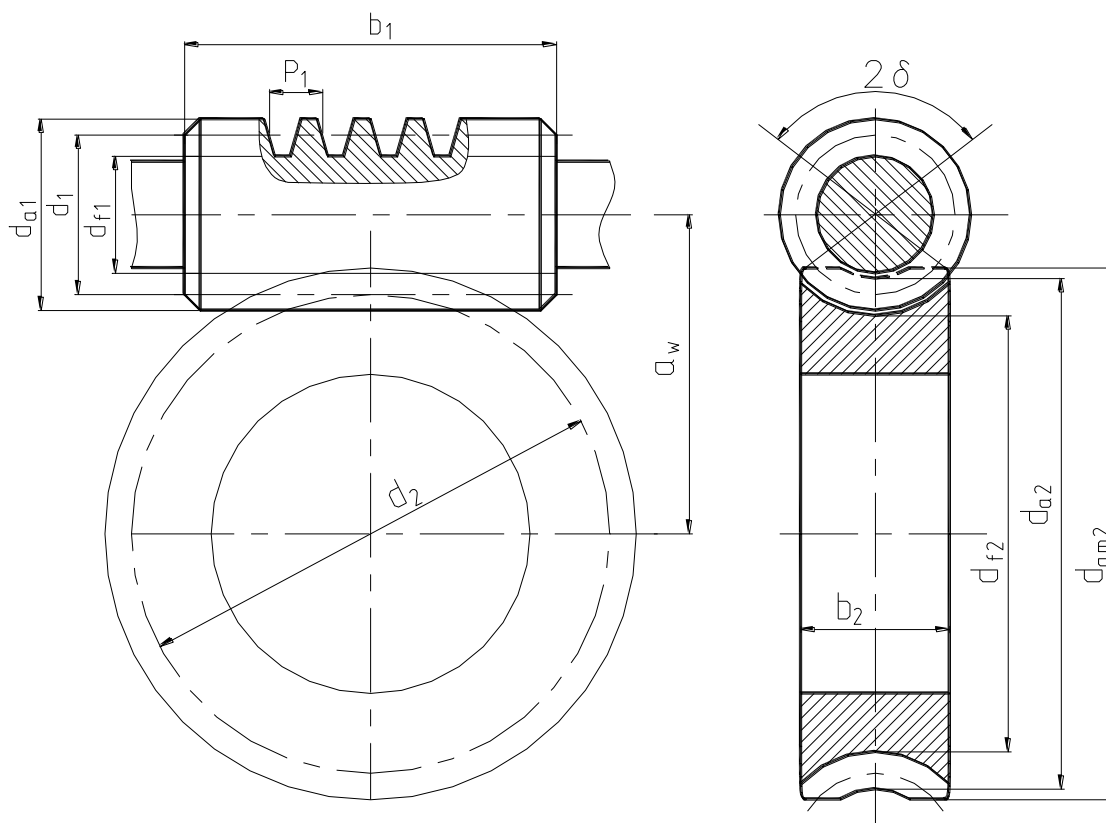


Рис. 4.1. Червячная передача

В проверочном расчете проверяется работоспособность проектируемой передачи по контактным напряжениям и на изгиб зубьев колеса как при передаче номинального вращающего момента, так и при перегрузках.

В геометрическом расчете определяются размеры червяка и колеса, представляемые на рабочих чертежах, и некоторые другие справочные размеры.

Расчет на нагрев выполняется в форме проверочного и заключается в определении температуры нагрева масла в проектируемом редукторе. Этот расчет приводится после конструирования корпуса редуктора и оформляется в расчетно-пояснительной записке самостоятельным разделом.

4.1. Проектный расчет

Исходные данные для расчета червячной передачи (табл. 4.1) формируются по результатам кинематического расчета привода и выбора электродвигателя (раздел 2) и на основе исходных данных на курсовой проект.

В исходных данных и далее по тексту приняты обозначения: червяк 1, колесо 2. Обозначения звеньев проектируемой передачи выбираются из кинематической схемы механизма привода. Если, например, червячная передача будет располагаться от электродвигателя второй (пример на рис. 4.2), то червяк будет иметь индекс 3, колесо - 4.

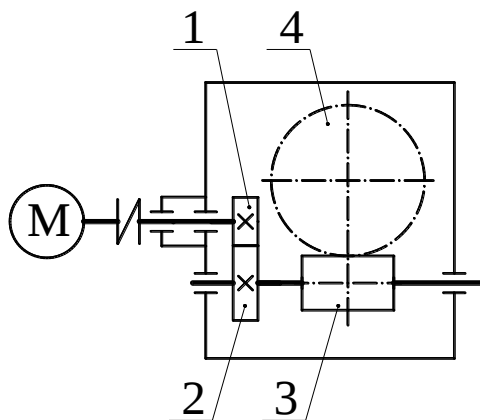


Рис. 4.2. Привод с червячной передачей:
1-шестерня цилиндрической зубчатой передачи;
2-колесо цилиндрической зубчатой передачи;
3-червяк червячной передачи; 4-колесо червячной передачи

4.1.1. Исходные данные

Таблица 4.1

Исходные данные

Исходный параметр	Обозначение, величина, ед. измерения
1. Номинальный вращающий момент на валу колеса	$T_2 = \dots \text{Н мм}$
2. Частота вращения вала колеса	$n_2 = \dots \text{об/мин}$
3. Частота вращения вала червяка	$n_1 = \dots \text{об/мин}$
4. Передаточное число (отношение)	$u'_{12} =$
5. Предварительное значение КПД передачи	$\eta'_{12} = \dots$
6. Отношение максимального момента при пуске двигателя к	$T_{\max}/T =$
7. Календарный срок службы передачи (в годах)	$L_{\text{год}} =$
8. Коэффициент годового использования	$K_{\text{год}} = \dots$
9. Коэффициент суточного использования	$K_{\text{сут}} = \dots$
10. Режим нагружения (постоянный или переменный – по графику нагрузки)	
11. Суммарное время работы передачи (в часах)	$t_{\Sigma} = L_{\text{год}} \cdot 365 \cdot K_{\text{год}} \cdot 24 \cdot K_{\text{сут}}$
12. Расположение червяка относительно колеса (нижнее, верхнее, боковое)	
13. Серийность выпуска передач (индивидуальное, мелкосерийное, серийное)	

Примечание. Знаком штрих (') здесь и далее отмечены предварительные значения параметров, требующие последующего уточнения.

4.1.2. Цель расчета

1. Выбрать материалы для червячной пары.
2. Определить основные геометрические размеры колеса и червяка, обеспечивающие работоспособность передачи при заданной нагрузке и режиме работы в течение заданного срока службы.
3. Определить дополнительные геометрические размеры червяка и венца колеса, проставляемые на рабочих чертежах.
4. Установить фактические значения КПД и передаточного отношения червячной пары.
5. Определить силы в зацеплении, действующие на валы передачи.
6. Определить температуру нагрева смазочного масла в редукторе.

4.1.3. Критерии работоспособности и расчета

Основными видами отказов червячных передач являются заедание, износ и усталостное выкрашивание.

Заеданию наиболее подвержены передачи с колесами, изготовленными из твердых материалов: безоловянной бронзы, латуни и чугуна.

Износ поверхностей зубьев колес имеет место во всех передачах, независимо от материала.

Усталостное выкрашивание является частым видом повреждения передач с колесами из мягкой оловянной бронзы, относительно стойкой к заеданию.

Поэтому основным критерием расчета червячных передач должен стать расчет на контактную прочность и выносливость (при усталостном выкрашивании) поверхностей. Расчет по контактным напряжениям проводится в форме проектного и проверочного.

В червячных передачах, так же как и в зубчатых, возможна усталостная поломка зубьев. Расчет зубьев по напряжениям изгиба выполняется как проверочный.

При действии кратковременных перегрузок необходим также проверочный расчет зубьев по статическую прочность по контактным напряжениям и на изгиб.

Расчеты и выбор допускаемых напряжений проводятся только для колеса, поскольку его материалы по прочностным характеристикам значительно уступают термообработанным сталям, из которых изготовлены червяки.

4.1.4. Коэффициент эквивалентности нагрузки

Учитывает относительную нагрузку передачи при режиме нагружения согласно графику нагрузки:

$$K_{HE} = \sqrt[3]{\sum (T_i^3 \cdot t_i)}. \quad (4.1)$$

Пример расчета коэффициента эквивалентности нагрузки по заданной в задании циклограмме приведен в Приложении А.

При постоянной нагрузке коэффициент эквивалентности $K_{HE} = 1$.

4.1.5. Ориентировочная скорость скольжения

Скорость скольжения является одним из наиболее значимых факторов, влияющих на работоспособность передачи и выбор материалов червячной пары. На данном этапе расчета скорость скольжения, м/с, ввиду отсутствия размеров червяка и колеса, находится ориентировочно по эмпирической зависимости

$$V'_{CK} \approx \frac{5n_1}{10^4} \sqrt[3]{T_2}, \quad (4.2)$$

где n_1 – частота вращения вала червяка, об/мин; T_2 – номинальный вращающий момент на колесе, Н·м.

4.1.6. Выбор материала для червяка и колеса

Работа червячных передач характеризуется повышенным скольжением и ухудшенными условиями для образования масляного слоя в зацеплении. Поэтому материалы червячной пары должны обладать хорошими антифрикционными и противозадирными свойствами, хорошо сопротивляться изнашиванию.

Наилучшую стойкость к заеданию и износу имеет высокооловянная бронза (группа Ia, табл. 4.2 и 4.3) при работе со стальным, закаленным до высокой твердости (56...63 HRC) червяком с шлифованными и полированными витками.

Хуже антизадирные свойства у бронзы с меньшим содержанием олова (группа Ib), однако ее стоимость примерно в два раза ниже. Такие бронзы применяют в передачах со скоростью скольжения до 8 м/с.

Следующую группу II составляют заменители оловянной бронзы – латунь и бронза безоловянная с пониженными антизадирными свойствами, применяемые при скорости скольжения до 5...6 м/с и обязательно в паре с твердыми (> 46 HRC) червяками.

Группу III составляют относительно мягкие серые чугуны, применяемые при малых скоростях скольжения (до 2 м/с) и периодической работе привода. При выборе материала для колеса, кроме скорости скольжения, следует также учитывать режим нагружения, характеризуемый графиком нагрузки, т. е. условия работы передачи. Условия работы передачи учитываются коэффициентом эквивалентности K_{HE} .

Таблица 4.2

Выбор группы материалов для колеса

Ориентировочная скорость скольжения, $V'_{СК}$, м/с	K_{HE}			
	>0,4	0,2...0,4	0,1...0,2	<0,1
5...10	Ia	Ia	Iб	Iб
3...5	Ia	Iб	IIa	IIб
2...3	Iб	IIa	IIб	III
<2	IIa	IIб	III	III

Таблица 4.3

Характеристики материалов, применяемых для изготовления червячных колес

Группа материала	Марка материала	Способ отливки	ГОСТ	Предел прочности $\sigma_{вр}$, МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Твердость HВ	Предел износоустойчивости по скор. скольж., $V_{СК}$, м/с
Ia	БрО10Н1Ф1 БрО10Ф1	Ц	613–79	284	167	100...120	≤ 25
		П		220	140	80...100	
		К		245	200	100...120	≤ 12
Iб	БрО6Ц6С3 БрО5Ц5С5	П	613–79	147	90	60...75	≤ 8
		К		176	108		
		П		147	80		
		К		176	90		
IIa	БрА9ЖЗЛ БрА10Ж4Н4Л	П	493–79	400	200	110	≤ 5
		К		500	200	110...140	
		Ц		500	200	110...140	
		К, Ц		600	200	170...225	
IIб	ЛЦ23А6ЖЗМц2 ЛЦ38Мц2С2	П	17711–80	400	260	160	≤ 4
		К		450	295	165	
		К		500	330	165	
				245	140	80	
				343	140	85	
III	СЧ15	П	1412–85	314*		163...210	≤ 2
	СЧ18	П		358*		170...229	
	СЧ20	П		392*		170...229	

Условные обозначения способов отливки: П – в песчаную форму (при единичном производстве); К – в кокиль; Ц – центробежный. Наиболее высокой износостойкостью обладают бронзы, отлитые центробежным способом. Звездочкой указан предел прочности на изгиб $\sigma_{ви}$.

При выборе материалов червяков следует пользоваться следующими рекомендациями:

1. Червяки с улучшением следует применять в передачах малой мощности (до 3 кВт) или передачах, работающих с перерывами, со скоростью скольжения $V_{СК}$ до 5 м/с и невысокими требованиями к массе и габаритным размерам (нешлифуемые червяки вида ZA, ZN).

2. При работе с венцом колеса, изготовленным из безоловянной бронзы или латуни (табл. 4.3, группа материала Па и Пб), червяк должен иметь твердость не менее 46 HRC с последующим шлифованием и полированием витков.

3. При серийном производстве силовых червячных передач нужно применять только термообработанные червяки с твердостью 46...63 HRC) и последующим шлифованием витков (червяки вида ZI, ZKI).

4. Для ответственных силовых передач с непрерывным режимом работы или для передач, имеющих скорость скольжения $V_{ск} \geq 8$ м/с, следует применять червяки цементуемых марок.

Материалы, применяемые для изготовления червяков, приведены в табл. 4.4.

Таблица 4.4

Материалы, применяемые для изготовления червяков

Марка стали	ГОСТ	Характер термообработки	Твердость по поверхности витков	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа
45	1050–88	Улучшение	192...240 HB	750	450
45X	4543–71	Улучшение	230...285 HB	800	650
40XH	4543–71	Улучшение	269...302 HB	850	600
40X	4543–71	Закалка ТВЧ	45...50 HRC	900	750
30XГСА	4543–71	Закалка в масле	45...50 HRC	1500	1300
40XH	4543–71	Закалка ТВЧ	48...53 HRC	920	750
18XГТ	4543–71	Цементация с закалкой в масле	56...63 HRC	1000	800
12ХНЗА	4543–71	То же	56...63 HRC	850	700
20X	4543–71	То же	56...63 HRC	850	630
38ХМЮА	4543–71	Азотирование	57...65 HRC	1050	900

По установленной из табл. 4.2 группе материала из табл. 4.3 выбирается конкретная марка бронзы (латуни, чугуна) для колеса, а из табл. 4.4 материал для червяка.

Характеристики выбранных материалов, термообработку и твердость витков червяка, а также вид червяка при оформлении расчета следует внести в таблицу по форме, представленной ниже (табл. 4.5).

Таблица 4.5

Материалы червячной пары

Звено червячной пары	Материал	Термообработка, твердость	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Вид червяка

4.1.7. Допускаемые напряжения

Контактные напряжения. В зависимости от материалов, из которых изготовлен червяк и колесо, допускаемое контактное напряжение $[\sigma]_H$ определяется по табл. 4.6.

Таблица 4.6

Допускаемые контактные напряжения (номинальные) для червячных колес $[\sigma]_H$,

МПа

Группа материала колеса	Червяк цементованный, закаленный, шлифованный, 56...63 HRC	Червяк закаленный при нагреве ТВЧ, шлифованный, 45...53 HRC	Червяк улучшенный ≤ 350 HB
Ia	$C_v \cdot 0,9 \sigma_{BP} \sqrt[8]{10^7 / N_{HE}}$	$C_v \cdot 0,85 \sigma_{BP} \sqrt[8]{10^7 / N_{HE}}$	—
Iб	$C_v \cdot 0,9 \sigma_{BP} \sqrt[8]{10^7 / N_{HE}}$	$C_v \cdot 0,85 \sigma_{BP} \sqrt[8]{10^7 / N_{HE}}$	$C_v \cdot 0,75 \sigma_{BP} \sqrt[8]{10^7 / N_{HE}}$
IIa	$300-25 V'_{CK}$	$275-25 V'_{CK}$	—
IIб	$275-25 V'_{CK}$	$250-25 V'_{CK}$	—
III	—	$200-35 V'_{CK}$	$175-35 V'_{CK}$

Примечания: 1. C_v — коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания, выбирается по рис. 4.3.

2. N_{HE} — эквивалентное число циклов нагружения колеса или число циклов нагружения N_2 при постоянной нагрузке.

3. При расположении червяка вне масляной ванны (например, при верхнем расположении червяка) значения $[\sigma]_H$ следует уменьшать на 15% (умножить на 0,85).

Эквивалентное число циклов нагружения зубьев колеса

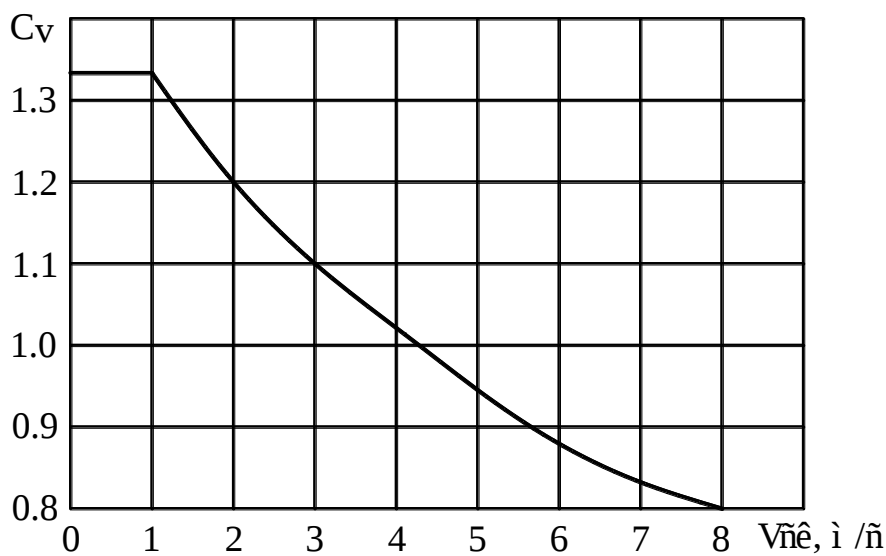
— при переменной нагрузке $N_{HE} = 60 n_2 \cdot t_{\Sigma} \cdot \sum (T_{2i} / T_2)^4 \cdot t_i / t_{\Sigma} \leq 25 \cdot 10^7$,

— при постоянной нагрузке $N_{HE} = N_2 = 60 n_2 \cdot t_{\Sigma} \leq 25 \cdot 10^7$.

где T_2 — максимальный (наибольший) из длительно действующих моментов на колесе; T_{2i} — момент на колесе, действующий в i -е время; t_i — время действия i -го момента; t_i определяется в долях от суммарного времени t_{Σ} работы передачи согласно графику нагрузки.

Пример вычисления N_{HE} по графику нагрузки приведен в Приложении А.

Если окажется, что $N_{HE} > 25 \cdot 10^7$, то его принимают равным $25 \cdot 10^7$.

Рис. 4.3. График определения C_v

Допускаемое напряжение на изгиб. Для всех материалов, кроме чугуна, определяют изменения напряжений изгиба с учетом числа циклов нагружения зубьев.

При работе зубьев колес одной стороны (нереверсивное вращение колеса) допускаемое напряжение на изгиб, МПа:

$$[\sigma]_F = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_{BP}) \sqrt[3]{10^6 / N_{FE}}, \quad (4.3)$$

где σ_T и σ_{BP} – пределы текучести и прочности бронзы при растяжении, МПа (табл. 4.3);

N_{FE} – эквивалентное число циклов нагружения зубьев по изгибной выносливости

– при переменной нагрузке $N_{FE} = 60n_2 \cdot t_\Sigma \cdot \sum (T_{2i} / T_2)^{94} \cdot t_i / t_\Sigma$,

– при постоянной нагрузке $N_{FE} = N_2 = 60n_2 \cdot t_\Sigma$.

Если в результате расчетов $N_{FE} \leq 10^6$, то его принимают равным 10^6 ; если $N_{FE} > 25 \cdot 10^7$, то его принимают равным $25 \cdot 10^7$.

Для чугунных колес при работе одной стороной зубьев $[\sigma]_F = 0,22\sigma_{BH}$, где σ_{BH} – предел прочности на изгиб, для чугунных колес в табл. 4.3 написан в графе σ_{BP} .

При работе зубьев обеими сторонами (передача с реверсом) все расчетные значения $[\sigma]_F$ следует умножить на 0,8.

Предельные допускаемые напряжения. Предельные (максимальные) допускаемые напряжения – контактные $[\sigma]_{Hmax}$ и на изгиб $[\sigma]_{Fmax}$ – будут использованы при проверке статической прочности зубьев. Находятся по формулам, приведенным в табл. 4.7, в зависимости от группы материалов.

Таблица 4.7

**Предельные допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_{H\max}$
и напряжения изгиба $[\sigma]_{F\max}$**

Группа материала колеса	Предельное допускаемое напряжение, МПа	
	$[\sigma]_{H\max}$	$[\sigma]_{F\max}$
Ia, Ib	$4\sigma_T$	$0,8\sigma_T$
IIa, IIb	$2\sigma_T$	$0,8\sigma_T$
III	$1,65\sigma_{BH}$	$0,6\sigma_{BH}$

4.1.8. Число витков червяка Z_1 и число зубьев колеса Z_2

Число витков червяка Z_1 назначают в зависимости от передаточного числа передачи u_{12} (ГОСТ2144-76):

u_{12}	8...14	14...30	свыше 30
Z_1	4	2	1

Предварительное число зубьев колеса

$$Z'_2 = Z_1 \cdot u_{12}. \quad (4.4)$$

Так как число зубьев должно быть целым, то полученное значение Z'_2 округляется до целого числа Z_2 в ближайшую сторону.

4.1.9. Коэффициент нагрузки

Учитывает концентрацию нагрузки по ширине венца колеса (коэффициентом K_β) и дополнительные динамические нагрузки, возникающие в зацеплении (коэффициентом K_v).

На данном этапе расчета определяется ориентировочное значение коэффициента нагрузки

$$K' = K'_\beta \cdot K'_v. \quad (4.5)$$

Ориентировочное значение динамического коэффициента $K'_v \approx 1,1...1,2$, а коэффициента концентрации

$$K'_\beta = 0,5(K_\beta^0 + 1), \quad (4.6)$$

где K_β^0 – начальный коэффициент концентрации нагрузки, определяемый по рис. 4.4.

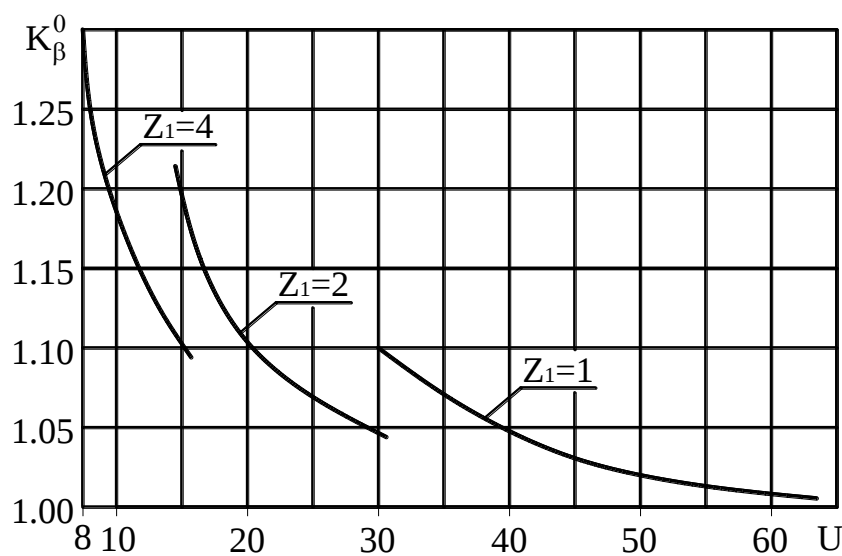


Рис. 4.4. График для определения начального коэффициента концентрации нагрузки K_{β}^0

4.1.10. Межосевое расстояние передачи

Предварительное значение межосевого расстояния, мм,

$$a' \geq 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{K' \cdot T_2}{([\sigma]_H)^2}}, \quad (4.7)$$

где T_2 – вращающий момент на валу колеса, Н·мм; $[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение, МПа.

Если предполагается проектирование стандартного редуктора, то полученное значение межосевого расстояния следует округлять до стандартного значения по ГОСТ 2144–76 (мм):

1 ряд: 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500.

2 ряд: 45; 56; 71; 90; 112; 140; 180; 224; 280; 355; 450.

Значения ряда 1 следует предпочитать значениям ряда 2.

Если условие проектирования стандартного редуктора не ставится, то полученное расчетом межосевое расстояние округляют в большую сторону до целого числа, оканчивающегося на 0 или 5.

4.1.11. Осевой модуль зацепления

Предварительное значение модуля зацепления, мм,

$$m' = (1,4 \dots 1,7) a / Z_2. \quad (4.8)$$

Окончательное значения модуля принимается по стандарту (ГОСТ 2144–76) по табл. 4.8.

Таблица 4.8

**Сочетание модулей m и коэффициентов диаметра червяка q при $Z_1 = 1, 2$ и 4
(ГОСТ 2144-76)**

m , мм	q	m , мм	q
1,6	10; 12,5; 16; 20	6,3	8; 10; 12,5; 14; 16; 20
2	8; 10; (12); 12,5; 16; 20	(7)	(12)
2,5	8; 10; (12); 12,5; 16; 20	8	8; 10; 12,5; 16; 20
(3)	(10); (12)	10	8; 10; 12,5; 16; 20
3,15	8; 10; 12,5; 16; 20	(12)	(10**)
(3,5)	(10); (12*); (14*)	12,5	8; 10; 12,5; 16; 20
4	8; (9); 10; (12*); 12,5; 16; 20	(14)	(8***)
5	8; 10; 12,5; 16; 20	16	8; 10; 12,5; 16
(6)	(9); (10)	20	8; 10

Примечание: * Только при числе витков червяка $Z_1 = 1$

** Только при $Z_1 = 1$ и 2

*** Только при $Z_1 = 2$

Значения m и q , заключенные в скобки, являются менее предпочтительными.

4.1.12. Коэффициент диаметра червяка

Предварительно определяется по формуле

$$q' \approx \frac{2a}{m} - Z_2. \quad (4.9)$$

В формулу подставляют стандартное значение модуля (мм). Полученное значение q' округляется до стандартного по табл. 4.8.

Из условия обеспечения жесткости червяка минимально допустимое значение $q'_{min} = 0,212 Z_2$. При выборе коэффициента диаметра червяка необходимо соблюдать условие $q \geq q'_{min}$.

4.1.13. Коэффициент смещения

Находится при стандартных значениях m и q по формуле

$$x = \frac{a}{m} - \frac{Z_2 + q}{2}. \quad (4.10)$$

Коэффициент смещения должен находиться в интервале значений $-1 \leq x \leq 1$. Если это условие не выполняется, то необходимо, проверив расчеты в пунктах 4.10 – 4.12, изменением q и Z_2 (на один, два зуба) добиться положительного результата или проконсультироваться с руководителем проекта. Если $x = 0$, то передача без смещения.

4.1.14. Уточнение параметров передачи

Передаточное число и межосевое расстояние. Фактическое передаточное отношение

$$u_{12} = \frac{Z_2}{Z_1}, \quad (4.11)$$

где Z_2 – окончательно принятое число зубьев колеса.

Отклонение передаточного числа u_{12} от заданного в исходных данных u'_{12} :

$$\Delta u_{12} = \frac{|u_{12} - u'_{12}|}{u_{12}} 100\% \leq 4\%. \quad (4.12)$$

Фактическое значение межосевого расстояния

$$a = 0,5m(Z_2 + q + 2x). \quad (4.13)$$

Фактическая скорость скольжения. Определим требуемые для расчета скорости скольжения начальный диаметр червяка, мм,

$$d_{w1} = m(q + 2x) \quad (4.14)$$

и угол подъема линии червяка на начальном цилиндре, град,

$$\gamma_w = \arctg\left(\frac{Z_1}{q + 2x}\right). \quad (4.15)$$

Фактическая скорость скольжения, м/с,

$$V_{CK} = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{6 \cdot 10^4 \cdot \cos \gamma_w}, \quad (4.16)$$

где n_1 – частота вращения червяка, об/мин.

При несоответствии ранее выбранных по табл. 4.3 материалов фактическому значению V_{CK} следует заново выбрать материалы червячной пары и повторить расчеты начиная с п.4.1.7.

Допускаемое контактное напряжение. Величина допускаемого контактного напряжения $[\sigma]_H$ также требует уточнения по п.4.1.7 при изменении величины скорости скольжения относительно ее ориентировочного значения V'_{CK} .

Коэффициент нагрузки. Коэффициент концентрации нагрузки уточняется по формуле

$$K_\beta = 1 + \frac{Z_2}{\theta} (1 - \varphi), \quad (4.17)$$

где θ – коэффициент деформации червяка, выбирается по табл. 4.9; φ – отношение средневзвешенного вращающего момента к номинальному согласно графику нагрузки:

$$\varphi = \sum T_{2i} / T_2 \cdot t_i / t_\Sigma. \quad (4.18)$$

Пояснения параметров, входящих в формулу, указаны в Приложении А.

При постоянной нагрузке $\varphi = 1$ и $K_\beta = 1$.

Таблица 4.9

Число витков червяка Z_1	Коэффициент деформации червяка θ							
	Коэффициент диаметра червяка q							
	(7,1)	8	(9)	10	12,5	14	16	20
1	57	72	89	108	157	190	240	349
2	45	57	72	86	125	152	190	276
4	37	47	58	70	100	123	152	220

По табл. 4.10 для червячной передачи выбирается степень точности (степень качества изготовления передачи).

Таблица 4.10

Рекомендации по выбору степени точности для силовых червячных передач

Степень точности, ГОСТ 3675-81	Скорость скольжения $V_{СК}$, м/с	Метод нарезания, термообработка, условия работы, область применения
6	5...25	Цементация и закалка или только закалка червяков с обязательным шлифованием и полированием витков червяка. Колесо нарезается шлифованными червячными фрезами. Обкатка под нагрузкой обязательна. Передачи станков средней точности, скоростные передачи регуляторов двигателей, передачи скоростные
7	≤ 10	Червяк закален, шлифован и полирован. Рекомендуется цементация и закалка. Колесо нарезается шлифованными червячными фрезами. Обкатка под нагрузкой. Транспортные и промышленные силовые передачи с повышенными скоростями малым шумом, с повышенными требованиями к габаритам
8	≤ 5	Допускается червяк с твердостью ≤ 350 HB, нешлифованный. Колесо нарезается шлифованной червячной фрезой или фасонным резцом «летучкой». Рекомендуется обкатка под нагрузкой. Транспортные и промышленные силовые передачи со средними требованиями к шуму и габаритам, передачи подъемных и поворотных механизмов
9	≤ 2	Червяк с ≤ 350 HB, не шлифуется. Колесо нарезано любым способом. Неответственные передачи с низкими скоростями, с кратковременной работой или ручным приводом

Коэффициент динамической нагрузки K_v находится по фактической скорости скольжения и степени точности по табл. 4.11.

Таблица 4.11

Степень точности по ГОСТ 3675-81	Коэффициент динамической нагрузки			
	Коэффициент динамической нагрузки K_v при скорости скольжения V_{CK} , м/с			
	до 1,5	1,5...3	3...7,5	7,5...12
6	–	–	1	1,1
7	–	1	1,1	1,2
8	1...1,1	1,1...1,2	1,2...1,3	–
9	1,2...1,3	–	–	–

Примечание. Для степеней точности 8 и 9 меньшее из двух значений K_v принимают в случае работы при средних и низких (для данного диапазона) скоростях V_{CK} , а также в случае обкатки передачи под нагрузкой.

Коэффициент нагрузки окончательно рассчитывается по формуле

$$K = K_\beta \cdot K_v. \quad (4.19)$$

КПД червячной передачи. В отличие от других типов передач (зубчатых, ременных, цепных) в червячной следует определять КПД, значение которого при выборе электродвигателя было задано ориентировочно.

Находиться по формуле

$$\eta_{12} = (0,95...0,98) \frac{tg \gamma_w}{tg(\gamma_w + \rho')}, \quad (4.20)$$

где γ_w – угол подъема линии витка червяка на начальном цилиндре, град (см. п. 4.1.14); ρ' – приведенный угол трения в зацеплении (град), выбираемый из табл. 4.12 по фактической скорости скольжения V_{CK} , материалу венца колеса и твердости витков червяка. Числовым значением 0,95...0,98 косвенно учитываются дополнительные потери мощности на размешивание масла и трения в уплотнениях валов.

Расчетный КПД следует сопоставить с предварительно принятым (см. табл. 4.1). Если разница в сравниваемых величинах КПД будет более 5%, следует внести коррективы в расчеты, начиная выбора электродвигателя (п. 2.2).

4.2. Проверочные расчеты передачи

4.2.1. По контактными напряжениям

Целью расчета является проверка соответствия контактного напряжения проектируемой передачи с допускаемым значением $[\sigma]_H$, т.е. проверка условия $\sigma_H \leq [\sigma]_H$, где $[\sigma]_H$ берется из п. 4.14.3.

Таблица 4.12

Приведенные коэффициенты трения f и углы трения ρ' между стальным червяком и червячным колесом (с учетом потерь в подшипниках)

Скорость скольже- ния $V_{ск}$, м/с	Материал венца червячного колеса							
	Оловянная бронза				Безоловянная бронза, латунь		Серый чугун	
	Твердость рабочих поверхностей витков червяка							
	HRC≥46		HRC<45		HRC≥46		HRC≥46	
	f	ρ'	f	ρ'	f	ρ'	f	ρ'
0,01	0,105	6°00'	0,12	6°50'	0,13	7°30'	0,17	9°40'
0,10	0,08	4°30'	0,10	5°40'	0,11	6°20'	0,125	7°10'
0,25	0,065	3°45'	0,08	4°30'	0,09	5°10'	0,095	5°30'
0,50	0,055	3°10'	0,07	4°00'	0,08	4°30'	0,085	4°50'
1,0	0,045	2°30'	0,057	3°15'	0,065	3°45'	0,070	4°00'
1,5	0,040	2°20'	0,050	2°50'	0,055	3°10'	0,060	3°30'
2,0	0,035	2°00'	0,045	2°30'	0,05	2°50'	0,055	3°10'
2,5	0,030	1°40'	0,040	2°20'	0,045	2°30'	—	—
3,0	0,027	1°30'	0,035	2°00'	0,040	2°20'	—	—
4,0	0,025	1°25'	—	—	0,035	2°00'	—	—
5,0	0,023	1°20'	—	—	0,030	1°40'	—	—
7,0	0,020	1°10'	—	—	—	—	—	—
10	0,017	1°00'	—	—	—	—	—	—
15	0,015	0°50'	—	—	—	—	—	—

Примечания: 1. Значения коэффициентов f и углов трения ρ' при твердости витков HRC $\geq$ 46 соответствуют шлифованным и полированным червякам при обильной смазке. 2. Для передач с чугунным колесом и стальным червяком с твердостью HRC<45 (термообработка – улучшение) значения f и ρ' увеличивают на 20% относительно указанных при HRC $\geq$ 46 для серого чугуна.

Фактическое контактное напряжение в зацеплении, МПа,

$$\sigma_H = \frac{480}{d_2} \sqrt{\frac{K \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_{w1}}}, \quad (4.21)$$

где $d_2 = m \cdot z_2$ – делительный диаметр колеса, мм; d_{w1} – начальный диаметр червяка, рассчитанный в п. 4.14.2.

Допускается превышение фактического напряжения относительно допускаемого не более 3%, а в меньшую сторону – до 15%, т.е.

$$\sigma_H / [\sigma]_H = 0,85 \dots 1,03. \quad (4.22)$$

Если условие 4.22 не выполняется, то необходимо проверить предыдущие расчеты и проконсультироваться с руководителем проекта.

4.2.2. По напряжениям изгиба

Сопротивление зубьев колеса усталостному излому проверяется по следующему условию:

$$\sigma_F = \frac{1538 \cdot K \cdot T_2 \cdot Y_F \cdot \cos \gamma_w}{m \cdot d_{w1} \cdot d_2} \leq [\sigma]_F, \quad (4.23)$$

где Y_F – коэффициент формы зуба, выбирается по табл. 4.13 в зависимости от числа зубьев эквивалентного колеса Z_v :

$$Z_v = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma_w}. \quad (4.24)$$

В большинстве случаев напряжения изгиба σ_F имеют значительный запас по отношению к допускаемому $[\sigma]_F$.

Таблица 4.13

Коэффициент формы зуба червячного колеса Y_F											
Z_v	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100
Y_F	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30

4.2.3. Проверка статической прочности зубьев

Проверяется изгибная прочность зубьев колеса и прочность рабочей поверхности зубьев при действии пикового (пускового) T_{max} момента.

Статическая прочность зубьев на изгиб

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{T_{max}}{T} \leq [\sigma]_{Fmax},$$

Статическая прочность поверхности зубьев

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{max}}{T}} \leq [\sigma]_{Hmax}$$

Отношение $\frac{T_{max}}{T}$ (коэффициент перегрузки) либо задается циклограммой нагрузки (задание на курсовой проект), либо может быть выбрано по каталогу электродвигателей.

4.3. Силы в зацеплении червячной передачи

Усилие, действующее в полюсе зацепления, может быть разложено на три взаимно перпендикулярные составляющие (рис. 4.5):

– окружная сила на колесе F_{t2} (равная осевой силе на червяке F_{a1})

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2},$$

где момент на червячном колесе T_2 подставляется в Н·мм;

– радиальная сила на колесе и червяке

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

где $\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления;

– осевая сила на колесе F_{a2} (равная окружной силе на червяке F_{t1})

$$F_{a2} = F_{t1} = \frac{2T_2}{u_{12} \cdot \eta_{12} \cdot d_{w1}}.$$

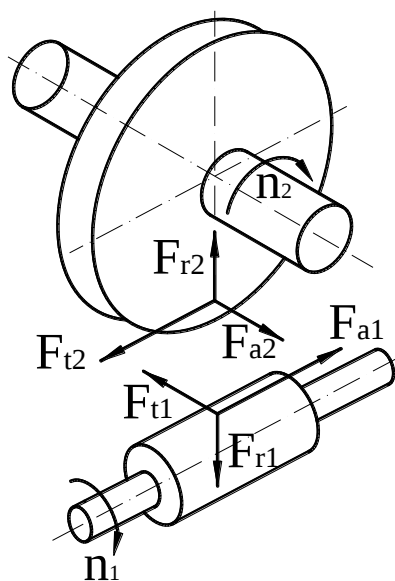


Рис. 4.5. Силы в зацеплении (червяк имеет правое направление винтовой линии)

4.4. Геометрический расчет передачи

Тип червяка. Необходимо окончательно установить вид червяка, руководствуясь рекомендациями в табл. 4.14.

Определяются размеры, характеризующие форму нарезанной части червяка и венца червячного колеса в соответствии с ГОСТ 19650-74. Геометрический расчет проектируемой передачи желательно оформить в табличной форме (табл. 4.15).

Таблица 4.14

Рекомендации по выбору вида червяка	
Масштабность производства. Метод нарезания и последующей обработки витков червяка. Твердость поверхности витков.	Вид червяка
1. Серийное и крупносерийное производство. Витки червяка получают фрезерованием или накаткой. Твердость 46...63 HRC. Чистовая обработка витков – шлифование. Витки червяка шлифуют: • плоской стороной круга; • дисковым коническим кругом; • чашечным кругом с конической образующей; • коническим пальцевым кругом. 2. Единичное и мелкосерийное производство. Твердость ≤ 350 HB. Витки получают: • нарезанием резцами или фрезами, червяк не шлифуется; • фрезерованием дисковыми коническими фрезами с прямолинейным профилем; • фрезерованием пальцевыми коническими фрезами	Эвольвентный – ZI Нелинейчатый, образованный конусом, ZK1 Нелинейчатый – ZK3 Нелинейчатый – ZK2 Архимедов ZA при делительном угле подъема $\gamma \leq 10^\circ$. Конволютные ZN1 при $\gamma > 8^\circ$ и осевом модуле $m \leq 5$ мм; ZN2 при $\gamma > 8^\circ$ и $m > 5$ мм Нелинейчатый – ZK1 Нелинейчатый – ZK2

4.5. Расчет червячного редуктора на нагрев

Червячные передачи, вследствие повышенных потерь на трение, работают с большим тепловыделением. Нагрев масла до температуры, превышающей допустимую, приводит к резкому ухудшению его смазочных свойств и возникновению опасности заедания.

Таблица 4.15

Основные геометрические размеры

Параметр и обозначение	Формула и указание	Численное значение
Исходные данные		
Модуль зацепления m , мм	Из проектного расчета (п. 4.11.)	
Коэффициент диаметра червяка q	Из проектного расчета (п. 4.12.)	
Число витков червяка Z_1	Из проектного расчета (п. 4.8.)	
Передаточное число u_{12}	Из проектного расчета (п. 4.14.1.)	
Число зубьев колеса Z_2	Из проектного расчета (п. 4.8.)	
Вид червяка (ZI, ZA, ZN1, ZN2, ZK1)	Принимается по табл. 4.14	
Межосевое расстояние a_w мм	$a_w = 0,5m(Z_2 + q + 2x)$	
Коэффициент смещения x мм	$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(Z_2 + q)$	
Геометрические параметры червяка		
Делительный диаметр d_1 мм	$d_1 = qm$	
Начальный диаметр d_{w1} мм	$d_{w1} = m(q+2x)$	
Диаметр вершин витков червяка d_{a1} мм	$d_{a1} = d_1 + 2m$	
Длина нарезанной части червяка b_1 , мм	Определяется по табл. 4.16	
Диаметр впадин витков червяка d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2,4m$	
Геометрические параметры червячного колеса		
Делительный диаметр колеса d_2 мм	$d_2 = z_2m$	
Диаметр вершины зубьев колеса d_{a2} , мм	$d_{a2} = d_2 + 2m(1+x)$	
Наибольший диаметр колеса d_{aM2} , мм	$d_{aM2} = d_{a2} + 6m/(z_1 + 2)$	
Диаметр впадин зубьев колеса d_{f2} , мм	$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2-x)$	
Ширина венца червячного колеса b_2 , мм	$b_2 \leq 0,75 d_{a1}$ при $Z_1=1$ или 2; $b_2 \leq 0,67 d_{a1}$ при $Z_1=4$	
Условный угол обхвата 2δ , град	$2\delta = 2 \arcsin \left(\frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m} \right)$	

Таблица 4.16

Расчетные зависимости для определения длины нарезанной части червяка b_1
(ГОСТ 19650-74)

Коэффициент смещения x	Длина червяка при числе витков	
	$Z_1 = 1$ или 2	$Z_1 = 4$
-1,0	$b_1 \geq (10,5 + 0,06Z_2)m$	$b_1 \geq (10,5 + 0,09Z_2)m$
-0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06Z_2)m$	$b_1 \geq (9,5 + 0,09Z_2)m$
0	$b_1 \geq (11 + 0,06Z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,09Z_2)m$
+0,5	$b_1 \geq (11 + 0,1Z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,1Z_2)m$
+1,0	$b_1 \geq (12 + 0,1Z_2)m$	$b_1 \geq (13 + 0,1Z_2)m$

Примечание: Для фрезеруемых и шлифуемых червяков длину b_1 увеличивают на 25 мм при модуле $m < 10$ мм, на 35...40 мм при $m = 10...16$ мм, на 50 мм при $m > 16$ мм.

При расчете на нагрев определяется средняя температура масла t_M в корпусе редуктора и сравнивается с допустимым значением $[t_M]$:

$$t_M = t_0 + \frac{P_1(1 - \eta_{12})K_{HE}}{K_T \cdot A(1 + \psi)} \leq [t_M],$$

где t_0 – температура окружающего воздуха, обычно $t_0 = 20$ °С; P_1 – мощность на валу червяка, Вт; η_{12} – КПД червячной передачи; K_{HE} – коэффициент эквивалентности нагрузки (см. п. 4.4); $K_T = 12...16$ Вт/(м²·°С) – коэффициент теплоотдачи (большие значения принимают при хорошей циркуляции воздуха вокруг редуктора); A – площадь теплоотдающей поверхности корпуса, м²; $\psi = 0,1...0,3$ – коэффициент, учитывающий теплоотвод от корпуса редуктора в металлическую раму или плиту (при установке редуктора на бетонном фундаменте $\psi = 0$).

Предельно допустимая температура нагрева масла, применяемого для смазки редукторов, $[t_M] = 75...95$ °С. Для редукторов с верхним расположением червяка $[t_M] = 75...80$ °С, с нижним – $[t_M] = 85...95$ °С.

Площадь теплоотдающей поверхности корпуса можно ориентировочно определить по эмпирической формуле

$$A \approx 20a^{1,7},$$

где a – межосевое расстояние червячной передачи.

Если окажется, что $t_M > [t_M]$, то необходимо увеличить площадь теплоотдающей поверхности дополнительным ребрением корпуса. Ребра желательно располагать вертикально, поскольку нагретый воздух при естественном охлаждении поднимается вверх. Теплоотдающая поверхность ребер принимается равной 50 % их общей площади.

Более эффективным способом охлаждения является обдув корпуса с помощью вентилятора (крыльчатки, насаженной на вал червяка снаружи корпуса).

Температура масла в корпусе редуктора с вентилятором

$$t_M = t_0 + \frac{P_1(1 - \eta_{12})K_{HE}}{K_T(A - A_B)(1 + \psi) + K_{TB} \cdot A_B} \leq [t_M],$$

где $A_B \approx 0,3A$ – площадь поверхности, обдуваемой вентилятором, м^2 ; K_{TB} – коэффициент теплоотдачи поверхности, обдуваемой вентилятором, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Коэффициент теплоотдачи K_{TB} определяют по формуле

$$K_{TB} \approx 7 + \frac{\sqrt[4]{(n_1 \cdot D_B)^3}}{428},$$

где n_1 – частота вращения вала червяка, $\text{об}/\text{мин}$; D_B – наружный диаметр крыльчатки, мм , можно принять $D_B \approx 0,7d_2$; d_2 – делительный диаметр червячного колеса, мм .

Если искусственное охлаждение вентилятором не обеспечивает нормальный тепловой режим работы редуктора, то следует применить водяное охлаждение или увеличить размеры редуктора.

Расчет редуктора на нагрев выполняют после разработки конструкции корпуса (на этапе эскизной компоновки редуктора).

5. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

В данном разделе приведены все данные, необходимые для выполнения и оформления расчета клиноременной передачи и основные данные для выполнения чертежей шкивов. Если в проектируемом приводе необходимо использовать плоскоременную передачу, то ее расчет можно провести по литературным источникам [9, 10].

Исходные данные для расчета клиноременной передачи (табл. 5.1) формируются по результатам кинематического расчета привода и выбора электродвигателя (раздел 2) и на основе исходных данных на курсовой проект.

В исходных данных и далее по тексту приняты обозначения: меньший шкив 1, больший шкив 2.

5.1. Геометрический расчет

5.1.1. Исходные данные

Таблица 5.1

Исходные данные

Исходный параметр	Обозначение, величина, ед. измерения
1. Вращающий момент на ведущем шкиве	$T_1 = \dots$ Н мм
2. Частота вращения вала меньшего шкива	$n_1 = \dots$ об/мин
3. Частота вращения вала большего шкива	$n_2 = \dots$ об/мин
4. Передаточное число (отношение)	$U'_{12} =$
5. Мощность передаваемая	$P_1 = \dots$ кВт
6. Отношение максимального момента при пуске двигателя к	$T_{max}/T =$
7. Календарный срок службы передачи (в годах)	$L_{год} =$
8. Коэффициент годового использования	$K_{год} = \dots$
9. Коэффициент суточного использования	$K_{сут} = \dots$
10. Режим нагружения (постоянный или переменный – по графику нагрузки)	
11. Суммарное время работы передачи (в часах)	$t_{\Sigma} = L_{год} \cdot 365 \cdot K_{год} \cdot 24 \cdot K_{сут}$

5.1.2. Цель расчета

1. Определить геометрические размеры передачи (рис. 5.1).
2. Подобрать сечение и длину ремня по ГОСТ 1284.3-80 и определить число ремней z в комплекте.
3. Определить расчетную силу F_{max} натяжения передачи (давление на валы).
4. Определить размеры рабочей части ободов шкивов.

5. Определить окончательное значение передаточного отношения передачи.

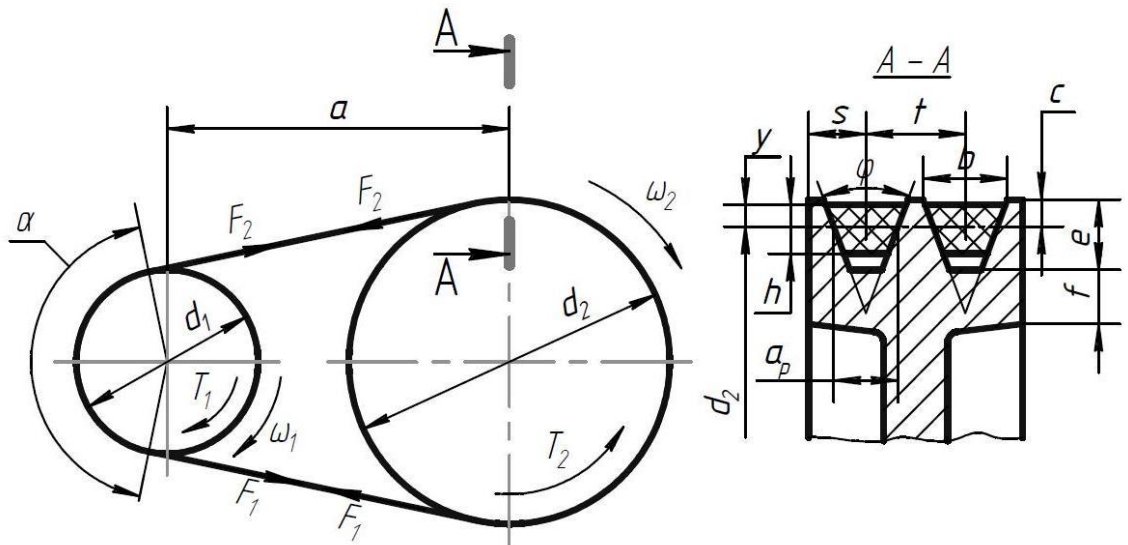


Рис. 5.1. Схема передачи

5.1.3. Критерии работоспособности и расчета

Критериями работоспособности клиноременных передач являются:

1. Тяговая способность, обусловленная силами трения между ремнем и шкивами. Она ограничивается проскальзыванием ремня.
2. Долговечность ремня, определяемая его выносливостью при действии переменного напряжения. Долговечность ограничивается усталостным разрушением ремня.

Поскольку ГОСТ 1284.1.2.3-80 предусматривает ограниченное количество типоразмеров сечений ремней - Z (0); A; B (Б); C (В); D (Г); E (Д); EO (Е) – согласно ГОСТ 1284.3-80 (в скобках старые обозначения сечений), клиноременная передача рассчитывается по тяговой способности, определяемой мощностью, передаваемой одним ремнем каждого сечения при заданной частоте вращения n_1 меньшего шкива с учетом влияния геометрических параметров и условий работы передачи. Долговечность ремня по данной методике непосредственно не вычисляется, однако она обеспечивается в приемлемых пределах путем ограничения передаваемой мощности и силы натяжения передачи

5.1.4. Выбор сечения ремня

Типоразмер сечения ремня выбирается в зависимости от мощности P_1 передаваемой передачей и частоты вращения n_1 меньшего шкива.

В пояснительную записку необходимо записать: при $P_1 = \dots$ кВт и $n_1 = \dots$ об/мин согласно графику (рис. 5.2) принято сечение ремня

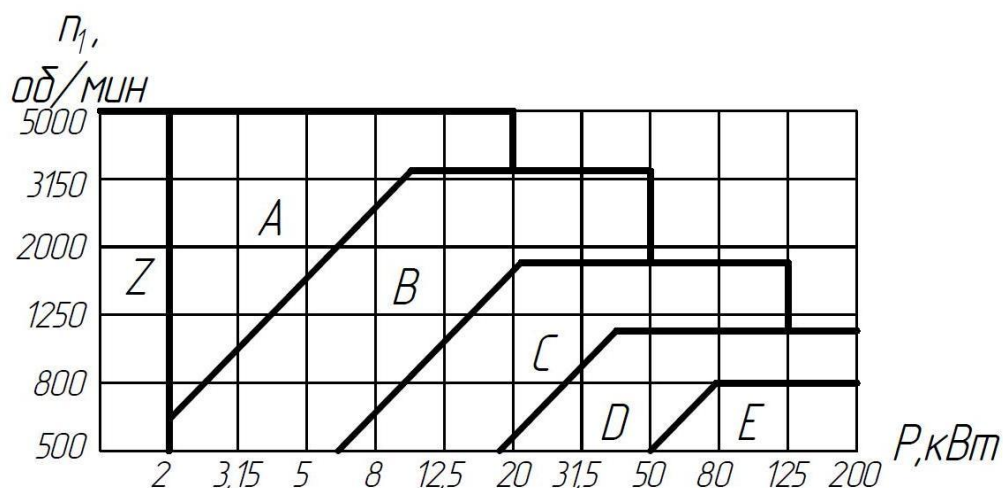


Рис. 5.2. Номограмма для выбора сечения ремня

5.1.5. Диаметр меньшего шкива

Значение d_1 выбирается в зависимости от принятого сечения ремня.

Наименьшее допустимое значение $d_{1min} = \dots$ мм определяется по табл. 5.2. Окончательно d_1 следует принимать как правило, 2...3 размера по табл. 5.3 больше, чем d_{1min} . Например, для сечения А по табл. 5.2 $d_{1min} = 90$ мм. Следует принять по табл. 5.3 d_1 равным 112 или 125).

Таблица 5.2

Минимально допустимые диаметры шкивов

Сечение ремня	Z	A	B	C	D	E	EO
Наименьший допустимый расчетный диаметр меньшего шкива, d_{1min} , мм	50	90	125	200	315	500	800

Таблица 5.3

Стандартные значения расчетных диаметров шкивов

Ряд значений диаметров d_1, d_2
50; 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

5.1.6. Требуемое число ремней z

Предварительное (ориентировочное) значение

$$z \geq P_1 \cdot C_p / (C_u \cdot C_\alpha \cdot C_z \cdot C_L \cdot P_0),$$

где $P_1 = \dots$ кВт — передаваемая мощность;

C_u — коэффициент передаточного отношения U_{12} (табл. 5.4);

C_p — коэффициент режима работы (табл. 5.5);

C_α – коэффициент угла обхвата. Поскольку угол обхвата α на данном этапе расчета неизвестен, ориентируясь на табл. 5.6, можно принять предварительно

$$C_\alpha' = 0,83.$$

C_z – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями. Поскольку число ремней z' на данном этапе расчета неизвестно, ориентируясь на табл. 5.7, можно принять предварительно

$$C_z' = 0,92.$$

C_L – коэффициент длины ремня. Поскольку длина ремня L_p пока неизвестна, ориентируясь на табл. 5.8, можно принять предварительно

$$C_L = 0,9$$

P_o – мощность, передаваемая одним ремнем при $\alpha = 180^\circ$, $U_{12} = 1$, $L_p = L_o$, где L_o – длина ремня, для которой согласно табл. 5.8 $C_L = 0,9$.

Таблица 5.4

Стандартные значения расчетных диаметров шкивов

u_{12}	I	1,05	1,2	1,5	≥ 3
C_u	I	1,03	1,07	1,10	1,14

Таблица 5.5

Коэффициент режима работы C_p

Число смен работы ремней C_m	Характер нагрузки			
	Пусковая, до 120% номинальной. Рабочая нагрузка почти постоянна	Пусковая, до 150% номинальной. Слабые колебания рабочей нагрузки	Пусковая, до 200% номинальной. Значительные колебания рабочей нагрузки	Пусковая, до 300% номинальной. Неравномерная, ударная нагрузка
1	1,1	1,2	1,3	1,4
2	1,2	1,4	1,5	1,6
3	1,5	1,6	1,7	1,8

Таблица 5.6

Коэффициент угла обхвата C_α

α°	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180
C_α	0,56	0,62	0,68	0,73	0,78	0,82	0,86	0,89	0,92	0,95	0,98	1,00

Таблица 5.7

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями C_z

Число ремней в передаче z	1	2...3	4...6	> 6
C_z	1	0,95	0,9	0,86

Таблица 5.8

Коэффициент длины ремня C_L

Длина ремня L_p	z	A	B	C	D	E
400	0,87					
450	0,89					
500	0,91					
600	0,95	0,8				
670	0,91	0,82				
750	0,99	0,84				
800	1,00	0,85				
850	1,03	0,86				
1000	1,06	0,89	0,84			
1250	1,11	0,93	0,88			
1400	1,14	0,96	0,9			
1600	1,17	0,99	0,93			
1700	1,20	1,00	0,94			
1800	1,24	1,01	0,95	0,86		
2000	1,25	1,03	0,98	0,88		
2240	1,27	1,05	1,00	0,90		
2500	1,29	1,09	1,03	0,93		
2800		1,11	1,05	0,95		
3000		1,12	1,06	0,96		
3550		1,15	1,09	0,99	0,88	
3750		1,16	1,11	1,00	0,90	
4000		1,17	1,13	1,02	0,91	
4500			1,15	1,04	0,93	
5000			1,18	1,07	0,96	0,92
6000			1,22	1,11	1,00	0,96
7100				1,15	1,04	1,00
8000				1,18	1,06	1,02
8500				1,20	1,07	1,03
9000				1,21	1,09	1,05
10000				1,23	1,11	1,07
12500					1,17	1,13

Полученное значение z необходимо округлить в большую сторону до ближайшего целого числа. Если полученное количество ремней выходит за предельные значения (табл. 5.10), то после проверки расчетов необходимо проконсультироваться с руководителем проекта.

Таблица 5.9

**Номинальная мощность, передаваемая одним ремнём P_o , кВт,
при $\alpha = 180^\circ$, $u_{12} = 1$, $L_p = L_o$**

Сечение z					Сечение А				
d ₁ , мм	Частота n ₁ об/мин								
	700	950	1450	2800	d ₁ , мм	700	950	1450	2900
50	0,16	0,21	0,28	0,44	90	0,61	0,77	1,07	1,64
63	0,27	0,34	0,48	0,78	100	0,74	0,95	1,32	2,05
71	0,33	0,42	0,59	0,98	112	0,90	1,15	1,61	2,51
80	0,40	0,51	0,72	1,20	125	1,07	1,37	1,92	2,98
90	0,47	0,61	0,86	1,43	140	1,26	1,62	2,28	3,48
100	0,54	0,71	1,00	1,65	160	1,51	1,95	2,73	4,06
≥112	0,63	0,82	1,17	1,91	≥180	1,76	2,27	3,16	4,54
Сечение В					Сечение С				
	700	950	1450	2900	200	3,69	4,58	5,84	-
125	1,30	1,64	2,19	2,96	224	4,64	5,78	7,45	-
140	1,64	2,08	2,82	3,85	250	5,64	7,04	9,04	-
160	2,69	2,66	3,62	4,89	280	6,76	8,49	10,7	-
180	2,53	3,22	4,39	5,76	315	8,09	10,0	12,4	-
200	2,96	3,77	5,13	6,43	355	9,50	11,7	14,1	-
224	3,47	4,42	5,97	-	400	11,0	13,5	15,5	-
250	4,00	5,10	6,82	-	≥450	12,6	15,2	-	-
≥280	4,61	5,85	7,76	-	-	-	-	-	-
Сечение D					Сечение Е				
315	11,2	14,1	-	-	500	25,2	28,3	-	-
355	13,7	16,1	-	-	560	31,6	33,4	-	-
400	17,1	20,0	-	-	630	37,2	37,9	-	-
450	20,6	24,0	-	-	710	42,8	-	-	-
500	24,0	27,0	-	-	≥800	47,9	-	-	-
560	27,7	31,0	-	-	Сечение ЕО при n ₁ ≥ 700 об/мин не примени- мо.				
630	31,7	34,2	-	-					
710	35,6	36,3	-	-					
≥800	39.1	-	-	-					

Таблица 5.10

Число ремней в комплекте

Сечение ремней	Z	A	B	C	D	E	EO
z рекомендуемое	2...3	2...5	2...6	3...7	4...8	4...8	5...9
z предельное	1...4	1...6	1...7	2...8	3...9	3...10	4...12

5.1.7. Диаметр d_2 большего шкива

$$d_2 = d_1 \cdot U_{12} (1 - \varepsilon),$$

где ε – коэффициент относительного скольжения. При номинальной нагрузке $\varepsilon \approx 0,015$.

Полученное значение d_2 округлить до ближайшего стандартного значения по табл. 5.3.

После выбора стандартных значений диаметров шкивов уточняют значение передаточного отношения

$$u_{12} = d_2 / (d_1 (1 - \varepsilon)).$$

5.1.8. Межосевое расстояние

При отсутствии конструктивных ограничений предварительное значение межосевого расстояния a' определяется по эмпирической формуле

$$a' = C_a \cdot d_2,$$

где C_a – коэффициент, определяемый по табл. 5.11

Таблица 5.11

Коэффициенты C_a						
u_{12}	1	2	3	4	5	6
C_a	1,5	1,2	1,0	0,95	0,9	0,85

Когда значение a обусловлено компоновкой привода, оно не должно выходить за следующие пределы:

$$a'_{\text{наим.}} = 0,55 (d_1 + d_2) + h,$$

$$a'_{\text{наиб.}} = 2 (d_1 + d_2),$$

где h – высота сечения ремня (табл. 5.12).

Таблица 5.12

Размеры сечений ремней								
Сечение ремня		Z	A	B	C	D	E	EO
Размеры сечений	a_p	8,5	11	14	19	27	32	42
	h	6	8	10,5	13,5	19	23,5	30
	y	2,1	2,8	4,0	4,8	6,9	8,3	11

Длина ремня, соответствующая межосевому расстоянию a' и диаметрам шкивов d_1 и d_2 , определяется по формуле

$$L' = 2 a' + 0,5 \pi (d_1 + d_2) + [0,25 (d_1 - d_2)^2 / a'].$$

Полученное значение округляют в большую сторону до стандартного значения по табл. 5.8. Также по табл. 5.8 уточняется коэффициент C_L .

Уточненное значение межосевого расстояния a , соответствующее стандартной длине ремня

$$a = 0,25[(L_p - W) + \sqrt{(L_p - W)^2 - y}],$$

где $W = 0,5\pi(d_1 + d_2)$, $y = 2(d_1 - d_2)^2$.

Наименьшее a для надевания ремня

$$a_{\text{наим}} = a - 0,015 L_p.$$

Наибольшее a для компенсации вытяжки ремня

$$a_{\text{наиб}} = a + 0,03 L_p.$$

5.1.9. Уточнение количества ремней

Угол обхвата

$$\alpha = 180^\circ - [(d_1 - d_2) 57,3^\circ / a].$$

Уточненные значения коэффициентов.

При $\alpha = \dots$ $C_\alpha = \dots$ (табл. 5.6)

При $z = \dots$ $C_z = \dots$ (табл. 5.7)

При $L_p = \dots$ $C_L = \dots$ (табл. 5.8)

Требуемое количество ремней

$$z \geq P \cdot C_p / (C_u \cdot C_\alpha \cdot C_z \cdot C_L \cdot P_o).$$

Число z округляется до ближайшего большего целого числа.

5.2. Силы в ременной передаче

Сила предварительного натяжения одного ремня из комплекта ремней передачи, Н

$$F_o^{(1)} = [850 P \cdot C_L \cdot C_p / z \cdot V \cdot C_\alpha] + \theta \cdot V^2,$$

где P – передаваемая мощность, кВт; V – скорость ремня, м/с,

$$V = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 / 60,$$

θ – погонная масса ремня (масса 1 м длины ремня), выбирается в зависимости от сечения ремня по табл. 5.13.

Таблица 5.13

Масса 1 м длины ремня							
Сечение	Z	A	B	C	D	E	EO
θ	0,06	0,10	0,18	0,3	0,6	0,9	1,5

Сила предварительного натяжения одной ветви комплекта ремней передачи $F_o = F_o^{(1)} \cdot z$.

Натяжение ветвей комплекта ремней передачи, нагруженной номинальной мощностью P_1 :

а) натяжение F_1 ведущей ветви комплекта ремней.

$$F_1 = F_o + (T_1 / d_1);$$

б) натяжение F_2 ведомой ветви комплекта

$$F_2 = F_o - (T_1 / d_1).$$

Сила, действующая на валы

$$F_B = 2F_o \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$$

5.3. Размеры ободов шкивов (рис. 5.3)

Наружные диаметры шкивов

$$D_i = d_i + 2c,$$

где размер c выбирается по табл. 5.14.

Таблица 5.14

Размеры профиля канавок шкивов и допускаемые отклонения, мм						
Размеры профиля	Сечение ремней					
	Z	A	B	C	D	E
c	2,5-0,3	3,5-0,3	5-0,5	6-0,6	8,5-0,8	10-1,0
e	10+0,6	12,5+0,6	16+0,8	21+0,8	28,5+1,0	34+1,5
t	12±0,3	15±0,3	19±0,4	25,5±0,5	37,0±0,6	44,5±0,7
s	8±1	10^{+2}_{-1}	$12,5^{+2}_{-1}$	17^{+2}_{-1}	24^{+3}_{-1}	29^{+4}_{-1}
r	0,5	1,0	1,0	1,5	2,0	2,0
$f_{\min}$	6	6	8	10	12	15
Угол канавки $\varphi \pm 1^\circ$ при расчетном диаметре d_1, d_2						
34°	63-74	90-112	125-160	200	-	-
36°	80-100	125-160	180-224	224-315	315-450	500-560
38°	112-160	180-400	250-500	555-630	500-900	630-1120
40°	180	450	560	710	1000	1250
b при угле φ	34°	10,0	13,0	16,6	-	-
	36°	10,1	13,1	16,7	22,7	32,3
	38°	10,2	13,3	16,9	22,9	32,6
	40°	10,2	13,4	17,0	23,1	32,9

Внутренние диаметры ободов шкивов

$$D_{0i} = D_i - 2(e + f_{\min}), \quad (f_{\min} \text{ см. табл. 5.14}).$$

Угол φ при данном сечении определяется в зависимости от диаметра по табл. 5.14. Переменность φ объясняется расширением внутреннего основания сечения ремня за счет сжатия внутренних волокон при изгибе и уменьшением размера b за счет растяжения наружных волокон ремня. Размер b определяется в зависимости от угла φ по табл. 5.14.

Ширина обода шкива B

$$B = (z - 1)t + 2s, \quad (t \text{ и } s - \text{из табл. 5.14}).$$

Расстояние между осями крайних канавок

$$H = (z - 1)t.$$

Расчет передачи завершается заполнением итоговой таблицы параметров передачи (табл. 5.15).

Размеры ступицы, ее положения относительно обода, а также форма и размеры центральной части шкива определяются конструктивными соображениями, а также требованиями ГОСТ 20889...20898-80.

Таблица 5.15

Результаты расчета клиноременной передачи 1 – 2

Наименование параметра		Обозначение	Единица измерения	Числовая величина
Сечение ремней		-		
Расчетная длина ремня		L_p	мм	
Число ремней		z	шт	
Диаметр расчетный шкива 1		d_1	мм	
Диаметр расчетный шкива 2		d_2	мм	
Передаточное отношение		u_{12}^*		
Межосевое расстояние	номинальное	a	мм	
	наименьшее для компенсации вытяжки ремня	$a_{\text{наим}}$	мм	
	наибольшее для компенсации вытяжки ремня	$a_{\text{наиб}}$	мм	
Сила, действующая на валы		F_B	Н	

Условное обозначение ремня
(для занесения в спецификацию)

Сечение

Расчетная длина ремня
Материал – кордтканевый ремень

Например

Ремень В (Б) 1800 Т ГОСТ 1284.1-80

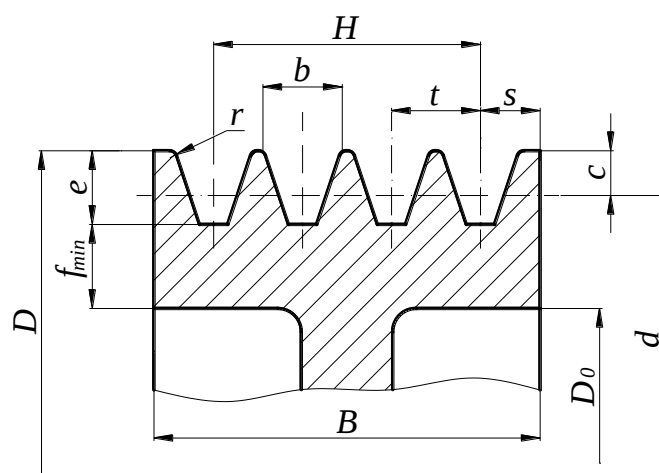


Рис. 5.3. Обод шкива

6. ЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

В приводах общего назначения наибольшее применение получили приводные роликовые цепи типа ПР (однорядные) или 2ПР (двухрядные). Во всех случаях предпочтение отдается однорядным роликовым цепям ПР.

Расчет цепной передачи выполняется, как правило, после расчета передач редуктора.

Индексы ведущей и ведомой звёздочек выбирают согласно их обозначению из кинематического расчёта привода (раздел 1 пояснительной записки). В данной методике расчёта малой (ведущей) звёздочке, согласно рис. 6.1, присвоен индекс 3, большей (ведомой) – 4. Оформление расчёта рекомендуется выполнять в последовательности, изложенной ниже. Таблицы и рисунки, отмеченные звёздочкой (*), должны быть в пояснительной записке (ПЗ).

6.1. Проектный расчет

Цель расчёта. Определение геометрических размеров передачи, удовлетворяющих критериям работоспособности при заданных условиях эксплуатации и передаваемой нагрузке.

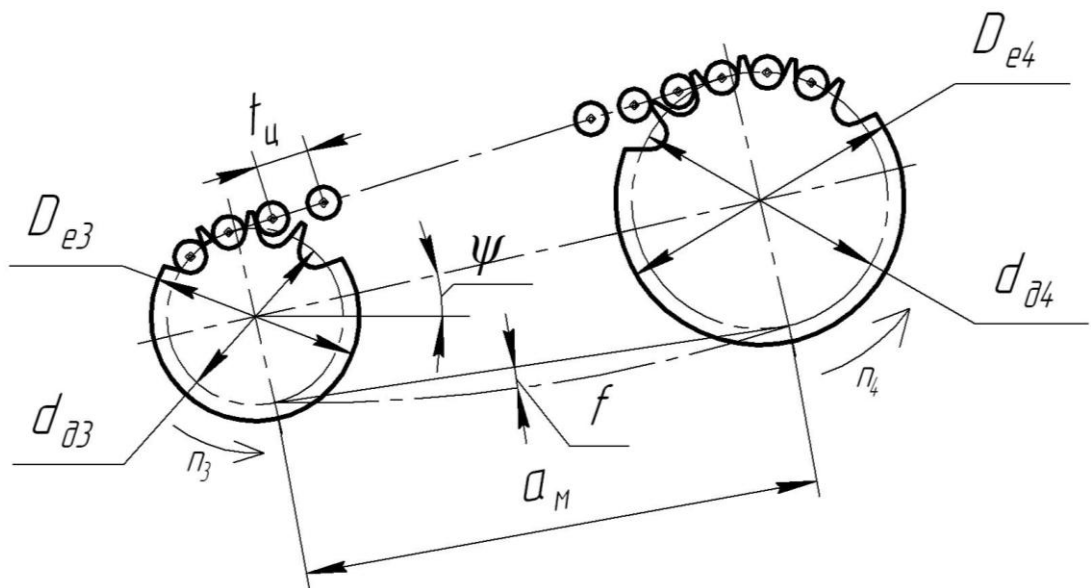


Рис. 6.1. Схема привода ленточного конвейера и цепной передачи

Исходные данные. Исходные данные и условия эксплуатации, необходимые для проектного расчёта передачи, представлены в табл. 6.1.

Критерии расчёта и работоспособности. Основной критерий работоспособности цепной передачи – износостойкость шарниров приводной цепи. Условие работоспособности шарниров цепи

$$p \leq [p], \quad (6.1)$$

где p – давление на опорной поверхности шарниров при передаче номинальной нагрузки, Н/мм²; $[p]$ – базовое допускаемое давление в шарнирах, обеспечивающее ресурс цепи при оптимальных условиях работы и смазывания около 10 000 ч.

Таблица 6.1

Исходные данные для расчёта		
Исходный параметр и обозначение	Численное значение и размерность	Источник, примечание
1. Вращающий момент на валу малой (ведущей) звёздочки T_3	Н · м	Из кинематического расчёта
2. Мощность, передаваемая малой (ведущей) звёздочкой P_3	кВт	Из кинематического расчёта
3. Частота вращения малой (ведущей) звёздочки n_3	об/мин	Из кинематического расчёта
4. Передаточное число u_{34}	—	Из кинематического расчёта
5. Срок службы L_h	ч	Задание на проектирование
6. Условия эксплуатации:		
угол наклона линии центров звёздочек к горизонту Ψ	град	Задание на проектирование
режим работы (число смен) $C_{см}$	—	Задание на проектирование
характер передаваемой нагрузки	Равномерная; с небольшими толчками; с ударами и т. д.	Выбрать из табл. 1.2 по виду исполнительного механизма
предполагаемый способ регулирования натяжения цепи (наличие натяжного устройства)	Натяжное устройство не предусмотрено; перемещением одной из опор; натяжными звёздочками	Выбрать один из способов

Дополнительным критерием работоспособности является статическая прочность цепи по разрушающей нагрузке.

6.1.1. Число зубьев ведущей звёздочки

Число зубьев малой (ведущей) звёздочки Z_3 определяют в зависимости от передаточного числа u_{34} :

$$Z_3 = 31 - 2u_{34}, \quad (6.2)$$

При выборе зубьев предпочтительны нечетные числа.

6.1.2. Определение числа зубьев ведомой звёздочки

Число зубьев большой (ведомой) звёздочки

$$Z_4 = Z_3 \cdot u_{34}, \quad (6.3)$$

Расчётное значение Z_4 округляют до ближайшего целого числа, желательно нечетного.

6.1.3. Фактическое передаточное число

Определяют по отношению чисел зубьев:

$$u_{34} = \frac{Z_4}{Z_3}.$$

6.1.4. Коэффициент эксплуатации

Коэффициентом эксплуатации $Kэ$ учитываются условия работы приводной цепи, влияющие на интенсивность изнашивания шарниров и, соответственно, срок службы цепи. Его представляют в виде произведения частных коэффициентов:

$$Kэ = Kд \cdot Ka \cdot Kn \cdot Kp \cdot Kрезж \cdot Kсм, \quad (6.4)$$

где $Kд$ – коэффициент динамической нагрузки, отражающий влияние характера передаваемой нагрузки на износ шарниров (табл. 6.2);

Ka – коэффициент влияния длины цепи или межосевого расстояния передачи a (табл. 6.3). Рекомендуется принимать $a = (30...50)tц$, при этом принимают $Ka = 1$;

Kn – учитывает влияние наклона передачи к горизонту на износ шарниров (табл. 6.3);

Kp – коэффициент влияния вида регулировки натяжения цепи (табл. 6.3). Для тихоходных передач натяжение, как правило, нерегулируемое, а излишнее провисание ведомой ветви устраняется удалением одного или двух звеньев цепи;

$Kрезж$ – учитывает режим работы передачи, или число смен работы (табл. 6.3);

$Kсм$ – коэффициент, учитывающий влияние характера смазывания цепи. Так как цепные передачи в проектируемых приводах используются в качестве тихоходных передач от редуктора к рабочему органу и организация непрерывной смазки затруднительна (как и защиты от загрязнений), смазку цепи проводят периодически и принимают $Kсм=1,3...1,5$.

Таблица 6.2

Значения коэффициента динамической нагрузки K_d		
Исполнительный механизм, оборудование	Характер работы цепной передачи	Коэффициент K_d
Ленточные конвейеры, цепные транспортеры с незначительными колебаниями нагрузки	Спокойная нагрузка без толчков	1,0
Конвейеры с колебаниями нагрузки	Нагрузка с небольшими толчками	1,2...1,3
Металлорежущее оборудование, сушилки, бумагоделательные машины, сушилки	Работа с легкими и средними ударами	1,4...1,5
Прессы, дробилки прокатные станы	Работа со средними ударами; пульсирующая нагрузка	1,6
Оборудование с реверсивными и ударными нагрузками.	Сильные удары или удары со знакопеременной нагрузкой	1,8

6.1.5. Расчётный шаг цепи

Предварительно шаг цепи (мм) находят по формуле $t_{\psi}' \approx 3,5 \sqrt[3]{T_3}$; (T_3 в Н·м).

По табл. 6.4. в зависимости от t_{ψ}' и частоты вращения ведущей звёздочки n_3 определяют допустимое давление в шарнирах цепи $[p]$, Н/мм².

Расчётный шаг цепи определяют по формуле

$$t_{\psi} \geq 28 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{\psi} \cdot T_3}{Z_3 \cdot [p] \cdot m}}, \quad (6.6)$$

где m – число рядов цепи (предварительно $m = 1$).

Таблица 6.3

Коэффициенты, учитывающие условия эксплуатации цепной передачи		
Коэффициент	Условия работы передачи	Значение коэффициента
Коэффициент наклона передачи K_n	Наклон линии центров звёздочек: $\Psi \leq 60^\circ$; $\Psi > 60^\circ$	1,0 1,2
	Регулировка положения оси одной из звёздочек (передвигающиеся опоры);	1,0
Коэффициент регулировки натяжения цепи K_p	регулировка натяжными звёздочками или нажимными роликами;	1,1
	регулировка не предусмотрена	1,25
Коэффициент режима работы $K_{реж}$	Односменная работа;	1,0
	двухсменная работа;	1,25
	трехсменная работа	1,5

Таблица 6.4

Допускаемое давление $[p]$ в шарнирах роликовых цепей при $Z_3 = 17^*$

Частота вращения малой звездочки n_3 , об/мин	Значение $[p]$, МПа, при шаге цепи p_c , мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
50	46,5	43,2	40,6	36,9	34,2	32,2	30,6	29,3
100	36,9	34,2	32,2	29,3	27,2	25,6	24,3	23,2
150	32,2	29,9	28,1	25,6	23,7	22,3	21,2	20,3
200	29,3	27,2	25,6	23,2	21,6	20,3	19,3	18,4
300	25,6	23,7	22,3	20,3	18,8	17,7	16,8	16,1
400	23,2	21,6	20,3	18,4	17,1	16,1	15,3	14,6
500	21,6	20,0	18,8	17,1	15,9	14,9	14,2	-
750	18,8	17,5	16,4	14,9	13,9	13,0	-	-
1000	17,1	15,9	14,9	13,6	12,6	-	-	-
1250	15,9	14,7	13,9	12,6	-	-	-	-

Примечание: для других значений Z_3 табличное значение $[p]$ следует умножить на $k_z = 1 + 0,01(Z_3 - 17)$

Расчетное значение шага округляют до ближайшего стандартного значения t_c по табл. 6.6 и 6.7.

Таблица 6.6

Цепи приводные роликовые однорядные типа ПР (размеры в мм)

Типоразмер цепи	t_c	$B_{вн}$	d	d_1	h	b	Q , кН	q , кг/м	$A_{оп}$, мм ²
ПР - 12,7 - 9	12,7	3,30	3,66	7,75	10	7	9,0	0,35	22,0
ПР - 12,7 - 18,2	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	11	18,2	0,75	50,3
ПР - 15,875 - 23	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	13	23	1	70,9
ПР - 19,05 - 31,8	19,05	12,70	5,94	11,91	18,2	18	31,8	1,9	105,8
ПР - 25,4 - 60	25,4	15,88	7,92	15,88	24,2	22	60	2,6	179,7
ПР - 31,75 - 89	31,75	19,05	9,53	19,05	30,2	24	89	3,8	262,2
ПР - 38,1 - 127	38,1	25,40	11,10	22,23	36,2	30	127	5,5	394
ПР - 44,45 - 172,4	44,45	25,40	12,70	25,40	42,4	34	172,4	7,5	473
ПР - 50,8 - 227	50,8	31,75	14,27	28,58	48,3	38	227	9,7	646

6.1.6. Выбор приводной цепи

Типоразмер цепи назначают по табл. 6.6 и табл. 6.7 (ГОСТ 13568-97) по выбранному шагу t_c с учетом наибольшей рекомендуемой частоты вращения $[n_p]$ малой звездочки (табл. 6.8), т. е. во избежание чрезмерных динамических нагрузок, возникающих при входе в зацепление шарниров цепи с зубьями малой звездочки, необходимо выполнение условия

$$n_3 \leq [n_p].$$

Таблица 6.7

Цепи приводные роликовые двухрядные типа 2ПР (размеры в мм)

Типоразмер цепи	$t_ц$	$B_{вн}$	d	d_1	A	h	b	Q , кН	q , кг/м	$A_{оп}$, мм ²
2ПР - 12,70 - 31,8	12,7	7,75	4,45	8,51	13,92	11,8	11	31,8	1,4	105
2ПР - 15,875 - 45,4	15,875	9,65	5,08	10,16	16,59	14,8	13	45,4	1,9	140
2ПР - 19,05 - 64	19,05	12,7	5,96	11,91	22,78	18,08	17,75	64	2,9	200
2ПР - 25,4 - 114	25,4	15,88	7,92	15,88	29,29	24,2	22	114	5	359
2ПР - 31,75 - 177	31,75	19,05	9,53	19,05	35,76	30,2	24	177	7,3	524
2ПР - 38,1 - 254	38,1	25,4	11,1	22,23	45,44	36,2	30	254	11	788
2ПР - 44,45 - 344	44,45	25,4	12,7	25,40	48,87	42,24	34	344,8	14,4	946
2ПР - 50,8 - 453,6	50,8	31,75	14,27	25,58	58,55	48,3	38	453,6	19,1	1292

Таблица 6.8

Наибольшие значения частоты вращения меньшей звёздочки

Частота вращения, об/мин	Шаг цепи $t_ц$, мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
$[n_3]$	1250	1000	900	800	630	500	400	300

После выбора цепи в ПЗ привести её эскиз (рис. 6.2, 6.3.), указать её условное обозначение и привести её основные параметры (по примеру табл. 6.9): шаг $t_ц$, диаметр валика d , диаметр ролика d_1 , расстояние между внутренними пластинами $B_{вн}$ и рядами цепи A (для двухрядной цепи), высоту цепи (пластины) h , размеры b соединительных или переходных звеньев, статическую разрушающую нагрузку Q (кН), массу 1 м цепи q (кг) и площадь опорной поверхности шарнира цепи $A_{оп}$ (мм²) в виде таблицы (например, для цепи приводной роликовой однорядной с шагом 38,1 мм и разрушающей нагрузкой 127 кН: «Цепь ПР – 38,1 – 127 ГОСТ 13568–97»):

Таблица 6.9

Пример заполнения таблицы параметров цепи

Тип цепи	$t_ц$, мм	d , мм	d_1 , мм	$B_{вн}$, мм	A , мм	h , мм	b , мм	Q , кН	q , кг/м	$A_{оп}$, мм ²
ПР	38,1	11,12	22,23	25,4	—	36,2	58	127,0	5,5	394

6.1.7. Предварительное межосевое расстояние

При отсутствии конструктивных ограничений по габаритам оптимальное межосевое расстояние a' по условию долговечности цепи принимают

$$a' = (30...50) t_ц, \quad (6.7)$$

где нижние значения для малых $u_{34} \approx 1...2$ и верхние для больших $u_{34} \approx 3...4$.

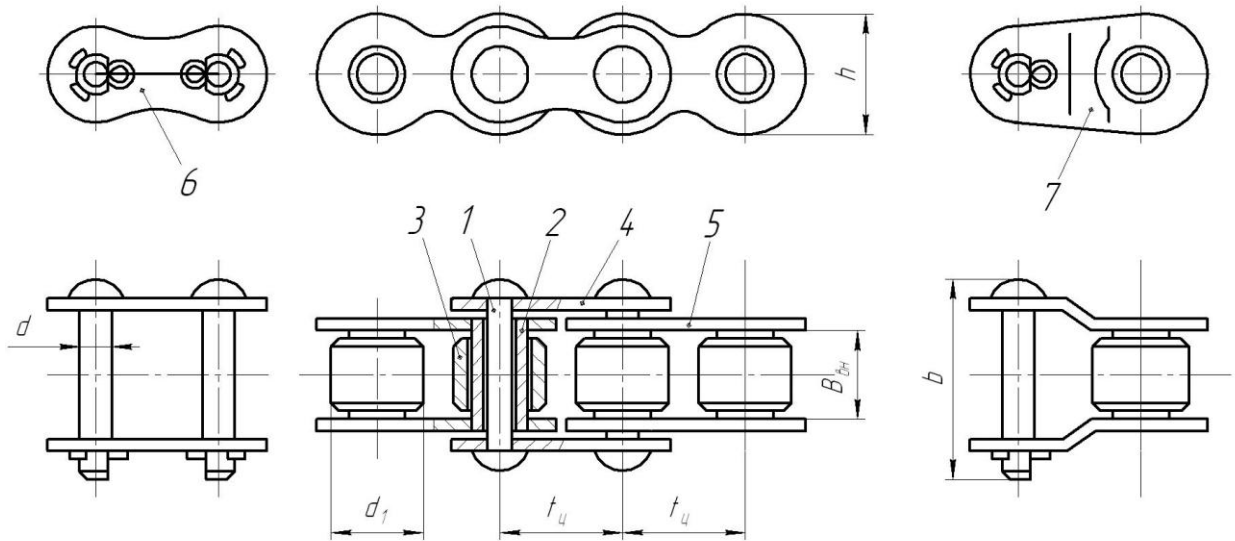


Рис. 6.2. Цепь приводная роликовая однорядная типа ПР: 1 – валик; 2 – втулка; 3 – ролик; 4 – наружная пластина; 5 – внутренняя пластина; 6 – соединительное звено; 7 – переходное звено

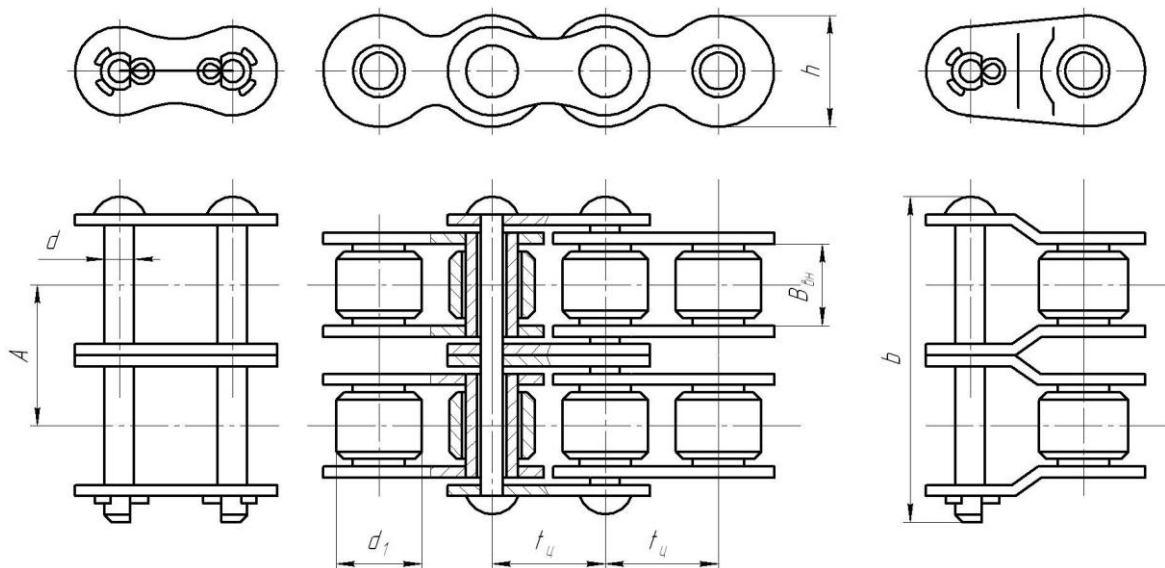


Рис. 6.3. Цепь приводная роликовая двухрядная типа 2ПР

6.1.8. Число звеньев цепи

При предварительном межосевом расстоянии a' число звеньев цепи или длину цепи в шагах L_p определяют по формуле

$$L_p = \frac{2a'}{t_u} + \frac{Z_3 + Z_4}{2} + \left(\frac{Z_4 - Z_3}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{t_u}{a'} \quad (6.8)$$

Полученное значение L_p округляют до целого и, желательно четного числа, чтобы обеспечить более равномерное изнашивание шарниров в сочетании с нечётным числом зубьев ведущей и ведомой звёздочек.

6.1.9. Уточнённое межосевое расстояние, длина цепи

При принятом числе звеньев цепи межосевое расстояние передачи (мм)

$$a = \frac{t_y}{4} \left[L_p - \frac{Z_3 + Z_4}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{Z_3 + Z_4}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{Z_4 - Z_3}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (6.9)$$

Для нормальной работы передачи ведомая ветвь должна иметь небольшое провисание ($f = (0,01 \dots 0,02)a$), для чего расчётное значение межосевого расстояния уменьшают на $(0,002 \dots 0,004)a$.

Монтажное межосевое расстояние

$$a_m = a - (0,002 \dots 0,004)a, \quad (6.10)$$

Длина цепи $L = L_p \cdot t_y$, мм. Расчётные значения a и L не округляются.

6.1.10. Диаметры делительных окружностей звёздочек (мм)

$$d_{д3} = \frac{t_y}{\sin\left(\frac{180^\circ}{Z_3}\right)}, \quad d_{д4} = \frac{t_y}{\sin\left(\frac{180^\circ}{Z_4}\right)}$$

6.1.11. Диаметры окружностей выступов звёздочек (мм)

$$D_{e3} = t_y \left(0,6 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{Z_3} \right), \quad D_{e4} = t_y \left(0,6 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{Z_4} \right)$$

6.1.12. Диаметры окружностей впадин звёздочек (мм)

$$D_{f3} = d_{д3} - 2r, \quad D_{f4} = d_{д4} - 2r,$$

где $r = 0,5025 d_1 + 0,05$ мм (d_1 – диаметр ролика цепи).

6.2. Силы, действующие на цепную передачу

Окружная сила F_t (Н), передаваемая цепью,

$$F_t = \frac{P_3}{V}. \quad (6.11)$$

Здесь P_3 – мощность на валу ведущей звёздочки, Вт; V – скорость движения цепи, м/с.

Скорость движения цепи (м/с)

$$V = \frac{t_y \cdot Z_3 \cdot n_3}{60 \cdot 1000}.$$

Натяжение от провисания цепи под действием с тяжести F_g (Н)

$$F_g = k_g \cdot g \cdot q \cdot a, \quad (6.12)$$

где k_g – коэффициент, учитывающий провисание цепи, в зависимости от угла наклона линии центров звёздочек ψ (град) (табл. 6.10.); $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения; q – масса одного метра цепи (кг); a – межосевое расстояние передачи (м).

Таблица 6.10

Коэффициент k_g					
ψ	0°	30°	45°	60°	90°
k_g	6	4,75	3,5	2,25	1

Натяжение цепи от центробежных сил (Н)

$$F_{ц} = q \cdot V_2. \quad (6.13)$$

Валы с установленными на них звёздочками воспринимают усилие натяжения от провисания цепи и окружную силу:

$$F_{\hat{a}} = F_t + 2F_g$$

6.3. Проверочные расчёты передачи

6.3.1. Проверка допустимой частоты вращения малой (ведущей) звёздочки

Частота вращения ведущей звёздочки не должна превышать значений, указанных в табл. 6.8.

При невыполнении условия $n_3 \leq [n_3]$ уменьшают шаг цепи с одновременным увеличением её рядности.

6.3.2. Проверочный расчёт на износостойкость шарниров

Условие износостойкости шарниров цепи

$$p = \frac{K_{\text{э}} \cdot F_t}{A_{\text{оп}}} \leq [p], \quad (6.14)$$

При оценке износостойкости шарниров допускается превышение расчётного давления p относительно допускаемого до 5 %.

Примечание: Для выполнения условия износостойкости шарниров возможен вариант изменения коэффициента эксплуатации $K_{\text{э}}$ варьированием значений частных коэффициентов.

6.3.3. Проверочный расчёт на статическую прочность

Статическую прочность цепи на разрыв оценивают по условию

$$S = \frac{Q_t}{F_{\max}} \leq [S], \quad (6.15)$$

где S – условный коэффициент запаса прочности; $[S]$ – нормативный коэффициент запаса прочности, выбираемый по табл. 6.11; Q – разрушающая нагрузка проверяемой цепи, Н; $F_{\max}$ – максимальное натяжение наиболее нагруженной (ведущей) ветви цепи (Н), определяемое по формуле

$$F_{\max} = K_d \cdot F_t + F_q + F_u, \quad (6.16)$$

где K_d – коэффициент динамической нагрузки (табл. 6.2); F_g – натяжение ветви от действия силы тяжести (провисания); F_u – натяжение от действия центробежных сил.

Невыполнение условия $S \geq [S]$ не допускается.

Таблица 6.11

Нормативный коэффициент запаса прочности $[S]$ приводных роликовых цепей при $Z_3 = 15 \dots 30$

Шаг цепи t_z , мм	Частота вращения малой звёздочки n_3 , об/мин						
	до 50	200	400	600	800	1000	1200
12,7...15,875	7,0	7,8	8,5	9,3	10,2	11,0	11,7
19,05...25,4	7,0	8,2	9,3	10,3	11,7	12,9	14,0
31,75...38,1	7,0	8,5	10,2	13,2	14,8	16,3	-
44,45...50,8	7,0	9,3	11,7	14,0	16,3	-	-

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Данное учебное пособие решает одну из важнейших задач по методическому обеспечению самостоятельной работы студентов технических специальностей при выполнении ими курсового проекта по деталям машин: расчет механических передач привода.

Представленные для расчета передач методики основываются на общепринятых на сегодня представлениях о физических процессах в разных передачах и упрощены для целей выполнения учебного проекта. При этом даже с этими упрощениями, не затрагивающими основные принципы расчета, изложенными в ГОСТ 21354-87, ГОСТ 1284.3-96, ГОСТ 13568-97, ГОСТ 2144-76, учебное пособие может быть использовано и инженерами при проектировании соответствующих механических передач.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Решетов, Д. Н. Детали машин : Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. / Д. Н. Решетов. – М : Машиностроение, 1989. – 496 с.
2. Пояснительная записка к курсовому проекту : Метод. указания к содержанию и оформлению пояснительной записки для студентов всех специальностей, выполняющих курсовой проект по курсу "Детали машин" / сост. А. В. Петров. - Хабаровск: Изд-во Хабар. гос. техн. ун-та, 2004. – 43 с.
3. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : Учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 496 с.
4. Расчет зубчатых передач: методические указания по курсовому проектированию для студентов специальностей 0611, 1012, 1104, 1201, 1202, 1502, 1704, 1709, 2401, 2405, 2601, 2602 / сост. А. В. Фейгин. – Хабаровск: Изд-во Хабар. гос. техн. ун-та, 1997. – 39 с.
5. Расчет зубчатых передач (цилиндрические косозубые, конические прямозубые): методические указания к курсовому проектированию для студентов специальностей 1012, 1104, 1201, 1202, 1209, 1502, 1704, 1709, 2301, 2401, 2404, 2405, 2601, 2602 / сост. А. В. Фейгин. – Хабаровск: Изд-во Хабар. гос. техн. ун-та, 2003. – 19 с.
6. Расчет цилиндрических червячных передач: методические указания к курсовому проектированию по деталям машин для студентов технических специальностей / сост. В.М. Плисс. – Хабаровск: Изд-во Хабар. гос. техн. ун-та, 1998. – 36 с.
7. Расчет клиноременной передачи : методические указания к курсовому проектированию по деталям машин для студентов всех форм обучения / сост. И.Г. Левитский. – Хабаровск: Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2008. – 20 с.
8. Расчет и конструирование цепных передач : методические указания к курсовому проектированию по деталям машин для студентов специальностей 101200, 110400, 120100, 120200, 120900, 150200, 170400, 230100, 240100, 240400, 240500, 260100, 260200 / сост. В.М. Плисс. – Хабаровск: Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2005. – 36 с.
9. Курмаз, Л. В. Детали машин. Проектирование : Учеб. пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – 2-е изд., испр. и доп. – Мн.: УП «Технопринт», 2002. – 290 с.
10. Чернавский, С. А. Курсовое проектирование детали машин : Учеб. Пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И.М. Чернин и др. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988. – 416 с.

Пример определения эквивалентного числа циклов перемены контактных напряжений N_{HE} и коэффициента эквивалентности нагрузки K_{HE} .

Необходимо определить эквивалентное число циклов перемены напряжений N_{HE} и коэффициент эквивалентности нагрузки K_{HE} (определяется только при расчете червячной передачи) при заданной циклограмме (рис. П1) и следующих исходных данных: $L_{год}=5$ лет; $K_{сум}=0,4$; $K_{год}=0,6$.

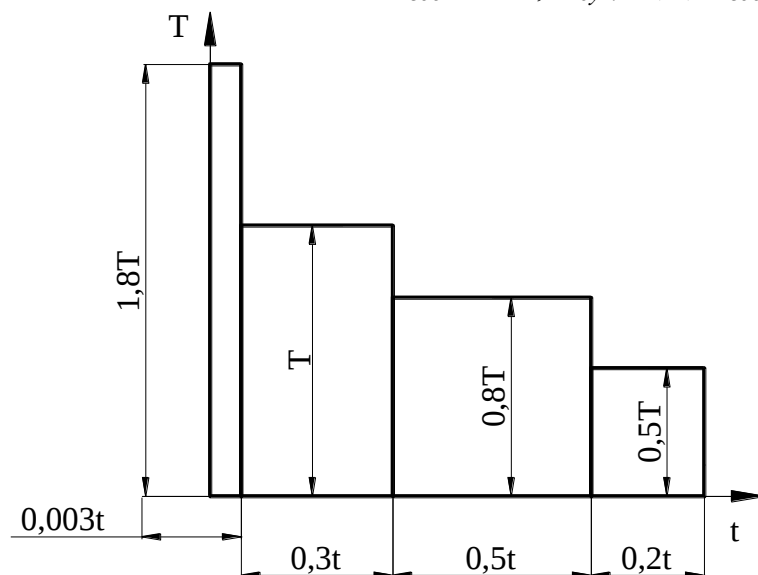


Рис. П1. Циклограмма нагрузки

При расчете **зубчатых передач и червячных передач** определяются:

- определяется суммарное время работы

$$t_{\Sigma} = 5 \cdot 365 \cdot 0,6 \cdot 24 \cdot 0,4 = 10512 \text{ ч.}$$

- эквивалентное число циклов перемены контактных напряжений

$$N_{HEi} = \frac{60c \cdot n_i}{T^3} (T^3 \cdot 0,3t_{\Sigma} + (0,8T)^3 \cdot 0,5t_{\Sigma} + (0,6T)^3 \cdot 0,2t_{\Sigma}) =$$

$$= 60c \cdot n_i \cdot t_{\Sigma} (1^3 \cdot 0,3 + (0,8)^3 \cdot 0,5 + (0,6)^3 \cdot 0,2) =$$

$$= 60c \cdot n_i \cdot 10512 (1^3 \cdot 0,3 + (0,8)^3 \cdot 0,5 + (0,6)^3 \cdot 0,2) = 3,54 \cdot 10^5 c \cdot n_i,$$

где n_i – частота вращения того зубчатого колеса, для которого определяется допускаемое напряжение, об/мин; c – число вхождений в зацепление зуба рассчитываемого колеса за один оборот.

При расчете **червячной передачи** определяется коэффициент эквивалентности нагрузки

$$K_{HE} = \sqrt[3]{\left(\frac{T}{T}\right)^3 \cdot \left(\frac{0,3t}{t_{\Sigma}}\right) + \left(\frac{0,8T}{T}\right)^3 \cdot \left(\frac{0,5t}{t_{\Sigma}}\right) + \left(\frac{0,6T}{T}\right)^3 \cdot \left(\frac{0,2t}{t_{\Sigma}}\right)} =$$

$$= \sqrt[3]{1^3 \cdot 0,3 + (0,8)^3 \cdot 0,5 + (0,6)^3 \cdot 0,2} = 0,8431.$$

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	3
1. Общие сведения.....	4
1.1. Фрикционные передачи.....	4
1.2. Ременные передачи.....	5
1.3. Зубчатые передачи.....	5
1.4. Червячные передачи.....	6
1.5. Цепные передачи.....	6
2. Кинематический и силовой расчет привода.....	7
2.1. Схема привода.....	7
2.2. Выбор электродвигателя.....	8
2.3. Кинематический и силовой расчет.....	12
3. Зубчатые передачи.....	14
3.1. Выбор материалов.....	14
3.2. Определение допускаемых напряжений.....	15
3.3. Определение коэффициентов нагрузки.....	19
3.4. Расчет цилиндрических зубчатых передач.....	24
3.5. Расчет конических зубчатых передач.....	35
4. Червячные передачи.....	42
4.1. Проектный расчет.....	42
4.2. Проверочные расчеты передачи.....	55
4.3. Силы в зацеплении червячной передачи.....	57
4.4. Геометрический расчет передачи.....	58
4.5. Расчет червячного редуктора на нагрев.....	59
5. Ременные передачи.....	63
5.1. Геометрический расчет.....	63
5.2. Силы в ременной передаче.....	70
5.3. Размеры ободов шкивов.....	71
6. Цепные передачи.....	73
6.1. Проектный расчет.....	73
6.2. Силы, действующие на цепную передачу.....	80
6.3. Проверочные расчеты передачи.....	81
Заключение.....	82
Библиографические ссылки.....	83
Приложение А.....	84

Учебное издание

Фейгин Александр Владимирович

Комков Вячеслав Григорьевич

Петров Алексей Викторович

Плисс Владимир Моисеевич

Левитский Иван Григорьевич

РАСЧЕТ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Учебное пособие

Дизайнер Е.И. Саморядова

Отпечатано с авторского оригинала-макета

Подписано в печать Формат 60х84 ¹/₁₆.
Бумага писчая. Гарнитура «Таймс». Печать цифровая.
Усл. печ. л. 5,4. Тираж 100 экз. Заказ 363.

Издательство Тихоокеанского государственного университета.
680035, Хабаровск, ул. Тихоокеанская, 136.

Отдел оперативной полиграфии издательства Тихоокеанского государственного университета.
680035, Хабаровск, ул. Тихоокеанская, 136.