

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

КУРГАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Э.В. РАТМАНОВ

РАСЧЕТ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Учебное пособие

Издание второе, переработанное и дополненное

Курган 2007

УДК 621.83(7)
Р 25

Рецензенты

Профессор кафедры «Детали машин» Курганской сельскохозяйственной академии, д-р техн. наук, профессор П.Н.Лапшин; директор института механики Ижевского государственного технического университета, д-р техн. наук, профессор В.И. Гольдфарб; генеральный директор и главный конструктор АО СКБМ А.И. Никонов.

Печатается по решению методического совета Курганского государственного университета.

Научный редактор – д-р техн. наук. В.Н. Сызранцев.

Р25 Ратманов Э.В. Расчет механических передач: Учебное пособие. – Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2007. – 115 с.

В учебном пособии изложены методики прочностного и геометрического расчета основных видов механических передач зацеплением (зубчатых и червячных) и передач с гибкими связями (плоско- и клиноременных, зубчатоременных и цепных), рекомендации по назначению степени точности, расчеты размеров для контроля, а также необходимые на первом этапе проектирования передаточных механизмов справочные и нормативные материалы.

Пособие предназначено для студентов специальностей: 150202 – оборудование и технология сварочного производства; 151001 – технология машиностроения; 151002 – металлообрабатывающие станки и комплексы; 190201 – автомобиле - и тракторостроение; 190202 – многоцелевые колёсные и гусеничные машины; 190601 – автомобили и автомобильное хозяйство; 190603 – сервис транспортных и технологических машин и оборудования; 260601 – машины и аппараты пищевых производств и может быть использовано при решении задач, выполнении курсовых работ, курсовых и дипломных проектов.

Библиограф. – 27 назв, табл. - 80, иллюстр. – 22.

ISBN 978-5-86328-872-7

© Курганский государственный университет, 2007
© Ратманов Э.В., 2007

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

Введение.....	4
1 Передачи зацеплением.....	6
1.1 Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи	6
1.2 Цилиндрические передачи с зацеплением Новикова	23
1.3 Конические зубчатые передачи.....	27
1.4 Гипоидные передачи	40
1.5 Червячные цилиндрические передачи.....	50
1.6 Глобоидные червячные передачи	61
1.7 Волновые зубчатые передачи	67
1.8 Цилиндрические открытые зубчатые передачи.....	73
1.9 Конические открытые зубчатые передачи	75
1.10 Червячные открытые передачи	76
2 Передачи с гибкими связями	78
2.1 Плоскоременные передачи	78
2.2 Клиноременные передачи	87
2.3 Передачи зубчатыми ремнями.....	95
2.4 Передачи роликовыми цепями	101
2.5 Передачи зубчатыми приводными цепями	108
Список литературы	114

ВВЕДЕНИЕ

В современном машиностроении наиболее распространенными видами передач являются механические. Они предназначены для передачи движения с изменением угловой скорости и вращающего момента по величине и направлению.

Передачи зацеплением с успехом применяются как в механизмах самых точных приборов при весьма малых нагрузках, так и в тяжелых и крупных машинах, где передаваемые мощности достигают десятков тысяч киловатт. Они способны работать в широком диапазоне угловых скоростей и обеспечивать передачу движения между произвольно расположенными в пространстве осями валов с постоянными передаточными отношениями.

Главными преимуществами передач зацеплением являются: высокий коэффициент полезного действия (к.п.д.), достигающий 0,99 в одной ступени, высокая надежность и большой срок службы при относительно малых габаритах. Немаловажным обстоятельством является простота обслуживания.

Однако следует отметить сравнительно высокую себестоимость изготовления передач зацеплением, обусловленную главным образом требованиями к точности изготовления, к качеству материалов и термической обработки.

Для передачи движения между параллельными валами используются цилиндрические зубчатые передачи. Для передачи движения между пересекающимися в пространстве осями валов применяются конические зубчатые передачи с прямыми и криволинейными зубьями. При скрещивающихся осях валов используют винтовые, гипоидные и червячные передачи.

Ременные и цепные передачи применяются в механических приводах главным образом для увеличения момента на приводном валу ($u > 1$) при параллельном расположении осей ведущего и ведомого валов, вращающихся в одну сторону.

В приводах механизмов ременные передачи, как правило, применяются для передачи движения от электродвигателя к редуктору, как и передачи зубчатыми цепями, а передачи приводными роликовыми и втулочными цепями применяются для передачи движения от выходного вала редуктора к исполнительному механизму.

Ременные передачи обеспечивают передачу энергии за счет сил трения (за исключением зубчатоременных передач). Они отличаются простотой конструкции, сравнительно малой стоимостью, работой с высокими скоростями, плавностью работы и малым шумом, малой чувствительностью к толчкам, ударам и перегрузкам, отсутствием смазочной системы. Однако значительные радиальные нагрузки на валы и опоры, непостоянство передаточного отношения, большие габариты и невысокая долговечность ремней сужают область их применения. Часто ременные передачи устанавливают между валом двигателя и

непосредственно рабочим органом машины, например, в приводах шпинделей шлифовальных станков, а также вентиляторов.

В цепных передачах энергия передается от ведущего вала к ведомому за счет зацепления. К достоинствам цепных передач относятся: неизменность среднего передаточного отношения и меньшие габариты по сравнению с ременными передачами; возможность передачи вращательного движения на значительное расстояние; высокий к.п.д. Недостатками являются: пульсация скорости цепи и угловой скорости ведомого вала (тем большая, чем выше скорость и меньше число зубьев ведущей звездочки), что вызывает дополнительные динамические нагрузки и шум. Износ шарниров цепи требует тщательного ухода при эксплуатации.

Настоящее учебное пособие содержит методики прочностного и геометрического расчета наиболее часто применяемых видов механических передач и необходимые на первом этапе проектирования справочные данные.

1 ПЕРЕДАЧИ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

1.1 Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи

1.1.1 Исходные данные для расчета

При расчете на прочность цилиндрических зубчатых передач будем считать известными из технического задания на проектируемый привод и предварительно выполненного кинематического расчета следующие параметры:

- вращающий момент на валу колеса T_2 , нм;
- скорость вращения колеса n_2 , об/мин.;
- передаточное число передачи u ;
- продолжительность работы передачи под нагрузкой t_h , ч;
- циклограмма нагружения (рисунок 1).

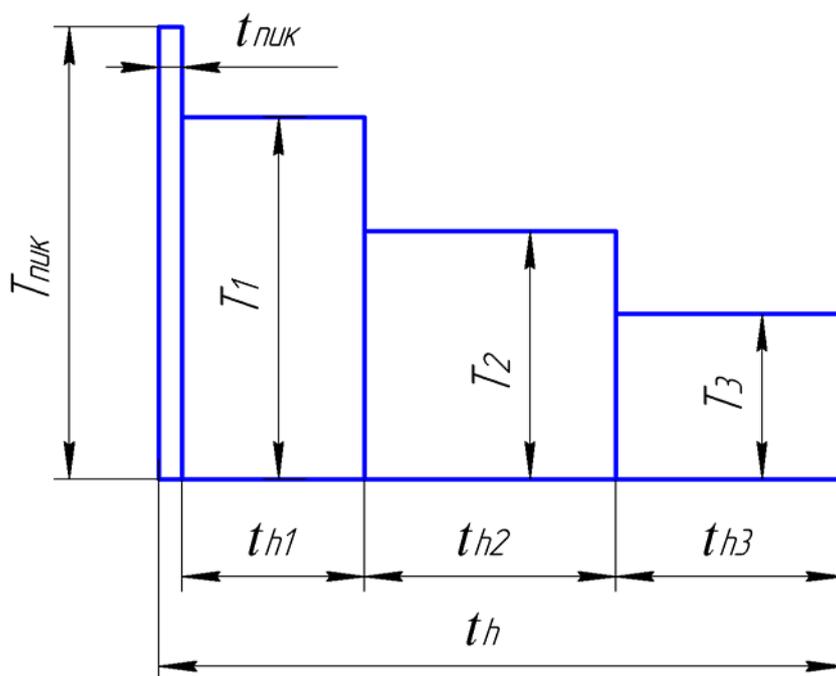


Рисунок 1

На основании статистических данных об эксплуатационных нагрузках (или сведений из расчетов) выполняются циклограммы нагружения рабочих органов машины, на которых по оси абсцисс откладывается время t_h . По оси ординат в порядке убывания откладываются значения вращающих моментов T . Буквенные обозначения моментов и продолжительности их действия за полный срок службы обозначаются соответственно: T_i , t_{hi} , где $i = 1, 2, 3, \dots, K$.

1.1.2 Выбор материалов зубчатых колес и определение допускаемых напряжений

Материалы для изготовления зубчатых колес выбираются в зависимости от требований, предъявляемых к размерам и массе передачи, а также в зависимости от мощности, окружной скорости и требуемой точности изготовления колес.

Практикой эксплуатации и специальными исследованиями установлено, что нагрузка, допускаемая по контактной прочности зубьев, определяется в основном твердостью материала. Наибольшую твердость, а следовательно, и наименьшие габариты, и массу передачи можно получить при изготовлении зубчатых колес из сталей, подвергнутых термообработке. Стали, рекомендуемые для зубчатых колес, виды их термообработки и механические характеристики приведены в таблице 1.

При выборе материалов и термической обработки для шестерни и колеса следует руководствоваться следующими соображениями. Легированные стали являются более прочными, но более дорогими в сравнении с конструкционными углеродистыми. Химико-термическая обработка малоуглеродистых низколегированных сталей не только удорожает процесс изготовления зубчатых колес, но требует иногда применения финишной абразивной обработки зубьев вследствие деформаций после термообработки.

Общим правилом является применение для шестерен материалов и термообработки, обеспечивающих более высокую твердость, чем для колес, так как зубья шестерни подвергаются более частым нагружениям. При этом условии обеспечивается хорошая приработка зубьев шестерни и колеса и почти одинаковая стойкость рабочих поверхностей. При твердости рабочих поверхностей зубьев $HВ < 350$ принимают твердость зубьев шестерни на 25 – 70 $HВ$ больше, чем колеса. При $HВ > 350$ перепад твердости принимают 25-30 $HВ$, либо поверхностную твердость зубьев шестерни и колеса принимают одинаковой.

Ниже приведены типичные сочетания марок сталей и термической обработки зубчатых колес в зависимости от серийности производства и назначения механизма.

- 1 Единичное производство неотчетственных механизмов
- шестерня: сталь 45 (40X), т.о. – улучшение;

- колесо: сталь 45 (40X), т.о. – нормализация.

2 Мелкосерийное производство при невысоких требованиях и массогабаритным показателям.

- шестерня: сталь 40X (40ХН), т.о. – закалка ТВ4;
- колесо: сталь 40X (45), т.о. – улучшение.

3 Серийное производство ответственных механизмов, в том числе трансмиссий транспортных машин и механизмов металлорежущих станков

- шестерня: сталь 18ХГТ (20X, 20ХНМ, 12ХН3А), т.о. – цементация или нитроцементация с последующей закалкой;
- колесо: сталь 18ХГТ (20X, 20ХНМ, 12ХН3А), т.о. – цементация с последующей закалкой.

4 Зубчатые колеса больших размеров

- шестерня: сталь 40Л (45Л, 40ГЛ), т.о. – улучшение;
- колесо: сталь 40Л (45Л, 40ГЛ), т.о. – нормализация.

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]_1$ для шестерни и $[\sigma_H]_2$ для колеса определяют по формулам:

$$[\sigma_H]_1 = (\sigma_{H \lim b_1} / S_{H1}) \cdot Z_{R1} \cdot K_{HL1}, \quad (1)$$

$$[\sigma_H]_2 = (\sigma_{H \lim b_2} / S_{H2}) \cdot Z_{R1} \cdot K_{HL2},$$

где $\sigma_{H \lim b}$ - предел контактной выносливости, МПа, соответствующий базовому числу циклов напряжений N_{HO} (принимается по таблице 1); S_H - коэффициент безопасности (таблица 1); Z_R - коэффициент, учитывающий шероховатость рабочих поверхностей зубьев. (При R_a 1,25...0,63, что соответствует шлифованию и зубошлефованию, $Z_R = 1$; при R_a 2,5...1,25, что соответствует зубофрезерованию и зубодолблению, $Z_R = 0,95$; при R_z 40...10 - $Z_R = 0,9$); K_{HL} - коэффициент долговечности, определяемый по формуле

$$K_{HL} = \sqrt[6]{N_{HO} / N_{HE}} \geq 1, \quad N_{HO} \leq 2,4. \quad (2)$$

Если $K_{HL} < 1$, следует принять $K_{HL} = 1$; если $K_{HL} > 2,4$, следует принять $K_{HL} = 2,4$.

Величину N_{HO} определяют по таблице 2. Эквивалентное число циклов напряжений при работе передачи с переменными нагрузками (рисунок 1)

$$N_{HE} = 60 \cdot n \cdot c \cdot t_h \left[\left(\frac{T_1}{T_{\max}} \right)^3 \cdot \frac{t_{h1}}{t_h} + \dots + \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 \cdot \frac{t_{hi}}{t_h} \right], \quad (3)$$

где T_{\max} - максимальный из длительнодействующих вращающих моментов, передаваемых рассчитываемым колесом за весь срок службы передачи (на рисунке 1 - T_1); T_i - передаваемые зубчатым колесом вращающие моменты в течение времени t_{hi} .

При расчете на усталость не учитывают кратковременные перегрузки, например, пусковые или случайные, которые по малости числа циклов не вызывают усталости. Не учитывают перегрузки, при которых число циклов нагружения за полный срок службы составляет менее $5 \cdot 10^4$ циклов.

Если, например, на циклограмме (рисунок 1) $t_{\text{пик}} = 0,002 t_h$, скорость вращения колеса $n = 80$ об/мин, срок службы $t_h = 5000$ часов, то число циклов при моменте $T_{\text{пик}}$ равно

$$N = 60 \cdot n \cdot C \cdot t_{\text{пик}} = 60 \cdot 80 \cdot 1 \cdot 5000 \cdot 0,002 = 4,8 \cdot 10^4 < 5 \cdot 10^4.$$

Значит эти перегрузки не учитываются при расчете эквивалентного числа циклов, а учитываются при проверке статической прочности зубьев по пиковым нагрузкам.

При работе передачи с постоянной нагрузкой эквивалентное число циклов напряжений

$$N_{HE} = 60 \cdot n \cdot C \cdot t_h, \quad (4)$$

где C - число зубчатых колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым; n - частота вращения рассчитываемого зубчатого колеса, мин^{-1} ; t_h - продолжительность работы передачи под нагрузкой за расчетный срок службы в часах

$$t_h = L_{\text{лет}} \cdot K_{\text{год}} \cdot 365 \cdot K_{\text{сут}} \cdot 24.$$

Таблица 2 – Базовое число циклов напряжений

Твердость поверхностей зубьев	HB	200	250	300	350	400	450	500	550	600
	HRC	-	25	30	35	40	45	50	55	60
N_{HO} млн циклов		10	16,5	25	36,4	50	68	87	114	143

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$ определяются отдельно для шестерни и колеса. Для прямозубых передач, а также для косозубых передач с разницей в твердости $HB_1 - HB_2 \leq 70$, в качестве расчетного принимает-

ся меньше из них. Для косозубых и шевронных передач с большой разницей в твердости зубьев

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) \leq 1,23[\sigma_H]_{\min}, \quad (5)$$

где $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$ - допускаемые контактные напряжения для зубьев шестерни и колеса соответственно; $[\sigma_H]_{\min}$ - минимальное из этих двух.

Допускаемые напряжения при расчете на усталость по напряжениям изгиба определяются по формулам:

$$\begin{aligned} [\sigma_F]_1 &= (\sigma_{F \lim b1}^o / S_F) \cdot Y_{R1} \cdot K_{FL1} \cdot K_{FC}; \\ [\sigma_F]_2 &= (\sigma_{F \lim b2}^o / S_F) \cdot Y_{R2} \cdot K_{FL2} \cdot K_{FC}, \end{aligned} \quad (6)$$

где $\sigma_{F \lim b}^o$ - предел выносливости зубьев, МПа, по напряжениям изгиба (таблица 1); S_F - коэффициент безопасности (таблица 1); Y_R - коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности зуба (таблица 1); K_{FC} - коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (реверсирования); $K_{FC} = 1$ - односторонняя нагрузка; $K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$ - реверсивная нагрузка; K_{FL} - коэффициент долговечности.

При $HV < 350$, а также для зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью

$$K_{FL} = \sqrt[6]{N_{FO} / N_{FE}} \geq 1, \text{ но } \leq 2. \quad (7)$$

При $HV > 350$ и с нешлифованной переходной поверхностью

$$K_{FL} = \sqrt[9]{N_{FO} / N_{FE}} \geq 1, \text{ но } \leq 1,6. \quad (8)$$

Базовое число циклов напряжений $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ для всех сталей.

При переменном режиме нагрузки

$$N_{FE} = 60 \cdot n \cdot c \cdot t_h \left[\left(\frac{T_1}{T_{\max}} \right)^m \cdot \frac{t_{h1}}{t_h} + \dots + \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^m \cdot \frac{t_{hi}}{t_h} \right], \quad (9)$$

где $m = 6$ при $HV < 350$; $m = 9$ при $HV > 350$.

1.1.3 Проектный расчет на контактную выносливость

Из расчета на контактную прочность зубьев устанавливают размеры зубчатой передачи, при которых предупреждается ее преждевременный выход из строя из-за разрушения рабочих поверхностей зубьев.

Межосевое расстояние передачи определяют по формуле

$$a_w = K_a (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{\psi_{\sigma a} \cdot u^2 \cdot [\sigma_H]^2}}, \quad (10)$$

где K_a - вспомогательный коэффициент, для стальных прямозубых колес $K_a = 490$, для косозубых колес $K_a = 430$; u - передаточное число; T_2 - вращающий момент на колесе, Нм; $\psi_{\sigma a} = \frac{b_2}{a_w}$ - коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния (таблица 3); $K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца (назначают по таблице 4, предварительно вычислив $\Psi_{bd} = 0,5 \cdot \Psi_{ba} \cdot (u + 1)$ - коэффициент ширины колеса относительно диаметра шестерни).

При проектировании соосных редукторов и коробок передач бывает необходимо при известном межосевом расстоянии выполнить расчет передачи. В этих случаях можно выразить из формулы (10) коэффициент ширины колеса

$$\psi_{\sigma a} = \frac{K_a^3 \cdot (u + 1)^3 \cdot T_2 \cdot K_{H\beta}}{a_w^3 \cdot u^2 \cdot [\sigma_H]^2},$$

определить минимально необходимую ширину колеса

$$b_2 = a_w \cdot \psi_{\sigma a}$$

и округлить ее в большую сторону до приемлемой величины.

Таблица 3 – Рекомендуемые значения коэффициента $\psi_{\sigma a}$ для редукторов общего назначения

Расположение колес относительно опор	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
	НВ ≤ 350 или НВ ₁ и НВ ₂ ≤ 350	НВ ₁ и НВ ₂ > 350
Симметричное	0,3...0,5	0,25...0,3
Несимметричное	0,25...0,4	0,2...0,25
Консольное	0,2...0,25	0,15...0,2

Таблица 4 – Значения коэффициентов $K_{H\beta}$ (числитель) и $K_{F\beta}$ (знаменатель)

Расположение шестерни относительно опор	Твердость поверхностей зубьев колеса HB ₂	$\psi_{sd} = \mathbf{v}_2 / d_1 = 0,5\psi_{sa}(u + 1)$					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
Консольное расположение одного из колес	≤ 350	$\frac{1,07}{1,13}$	$\frac{1,15}{1,28}$	$\frac{1,24}{1,50}$	$\frac{1,35}{1,70}$	-	-
	> 350	$\frac{1,15}{1,25}$	$\frac{1,35}{1,55}$	$\frac{1,60}{1,90}$	$\frac{1,85}{2,30}$	-	-
Симметричное	≤ 350	$\frac{1,0}{1,0}$	$\frac{1,0}{1,01}$	$\frac{1,01}{1,02}$	$\frac{1,03}{1,05}$	$\frac{1,05}{1,10}$	$\frac{1,08}{1,16}$
	> 350	$\frac{1,0}{1,0}$	$\frac{1,01}{1,03}$	$\frac{1,03}{1,05}$	$\frac{1,06}{1,08}$	$\frac{1,13}{1,18}$	$\frac{1,2}{1,3}$
Несимметричное	≤ 350	$\frac{1,0}{1,01}$	$\frac{1,02}{1,04}$	$\frac{1,04}{1,07}$	$\frac{1,06}{1,11}$	$\frac{1,10}{1,20}$	$\frac{1,16}{1,32}$
	> 350	$\frac{1,01}{1,02}$	$\frac{1,05}{1,07}$	$\frac{1,09}{1,13}$	$\frac{1,14}{1,20}$	$\frac{1,25}{1,37}$	$\frac{1,4}{1,6}$

Расчетное значение a_w округляют по стандартному ряду: 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1000; ..., мм.

Таблица 5 – Стандартные значения модулей зубчатых колес

Ряды	Модуль, мм
1-й	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
2-й	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18
<p>Примечание: Следует предпочитать 1-й ряд. Для силовых передач рекомендуется принимать $m \geq 1,5$ мм.</p> <p>Геометрические параметры цилиндрической передачи (рисунок 2) можно определить по формулам, приведенным в таблицах 6 и 7.</p>	

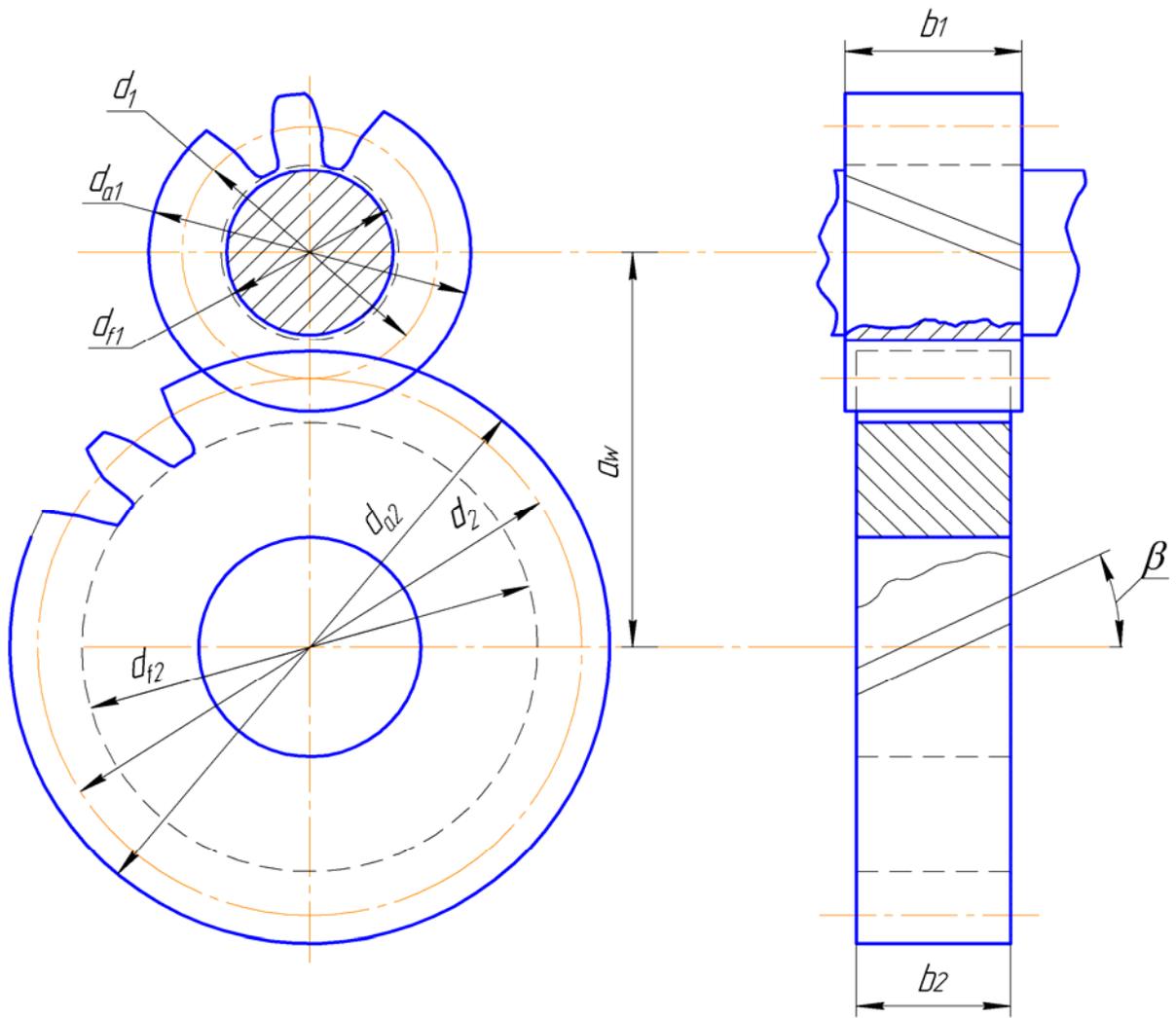


Рисунок 2

1.1.4 Геометрический расчет передачи

Таблица 6 – Формулы для расчета параметров прямозубых эвольвентных цилиндрических передач внешнего зацепления

Параметр	Обозначен.	Расчетная формула
1	2	3
Межосевое расстояние	a_w , мм	
Передаточное число	u	
Ширина колеса *	b_2 , мм	$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w$
Ширина шестерни *	b_1 , мм	$b_1 = b_2 + 2 \dots 5$
Модуль нормальный *	m , мм	$m = (0,01 \dots 0,02) a_w$ округлить до стандартного значения в соответствии с таблицей 5.
Суммарное число зубьев	Z'_Σ	$Z_\Sigma = z_1 + z_2 = \frac{2 \cdot a_w}{m}$ округлить до ближайшего меньшего целого числа
Число зубьев шестерни *	Z_1	$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{u+1} \geq 14$ округлить до целого числа
Число зубьев колеса *	Z_2	$Z_2 = Z_\Sigma - Z_1$
Фактическое передаточное число	u_ϕ	$u_\phi = Z_2 / Z_1$
Отклонение передаточного числа	Δu	$\Delta u = \frac{u_\phi - u}{u} \cdot 100\% < 4\%$
Делительное межосевое расстояние	a , мм	$a = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2}$
Угол зацепления	α_{tw} , рад	$\arccos\left(\frac{a}{a_w} \cos 20^\circ\right)$
Коэффициент суммы смещений	X_Σ	$X_\Sigma = \frac{a(\operatorname{inv}\alpha_{tw} - \operatorname{inv}\alpha)}{m \cdot \operatorname{tg}\alpha}$, где $\operatorname{inv}\alpha = \operatorname{inv}20^\circ = 0,014904$ $\operatorname{inv}\alpha_{tw} = \operatorname{tg}\alpha_{tw} - \alpha_{tw}$
Коэффициент воспринимаемого смещения	Y	$Y = \frac{a_w - a}{m}$
Коэффициент уравнивающего смещения	ΔY	$\Delta Y = X_\Sigma - Y$

Окончание таблицы 6

1	2	3
Относительное смещение *	X_1 X_2	$X_1 = X_\Sigma$ $X_2 = 0$
Делительные диаметры	d_1 , мм d_2 , мм	$m \cdot Z_1$ $m \cdot Z_2$
Диаметры вершин зубьев *	d_{a1} , мм d_{a2} , мм	$d_1 + 2(1 + X_1 - \Delta Y) \cdot m$ $d_2 + 2(1 + X_2 - \Delta Y) \cdot m$
Диаметры впадин зубьев	d_{f1} , мм d_{f2} , мм	$d_1 - 2(1,25 - X_1) \cdot m$ $d_2 - 2(1,25 - X_2) \cdot m$
* - параметры, необходимые для разработки рабочих чертежей.		

Таблица 7 – Формулы для расчета параметров косозубых эвольвентных цилиндрических передач внешнего зацепления

Параметр	Обозначен.	Расчетная формула
1	2	3
Межосевое расстояние	a_w , мм	
Передаточное число	U	
Ширина колеса *	b_2 , мм	$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w$
Ширина шестерни *	b_1 , мм	$b_1 = b_2 + 2 \dots 5$
Модуль нормальный *	m , мм	$m = (0,01 \dots 0,02) a_w$ округлить до стандартного значения в соответствии с таблицей 5.
Угол наклона линии зуба	β' , град	$\beta' = \arcsin \frac{3,5 \cdot m_n \cdot \cos \beta}{b_2}$
Суммарное число зубьев	Z'_Σ	$Z_\Sigma = z_1 + z_2 = \frac{2 \cdot a_w}{m}$ округлить до ближайшего меньшего целого числа
Действительный угол наклона линии зуба *	β	$\beta = \arccos \frac{Z_\Sigma \cdot m_n}{2a_w}$
Число зубьев шестерни *	Z_1	$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{U + 1} \geq 13$ округлить до целого числа
Число зубьев колеса *	Z_2	$Z_2 = Z_\Sigma - Z_1$
Фактическое передаточное число	u_ϕ	$u_\phi = Z_2 / Z_1$
Отклонение передаточного числа	Δu	$\Delta u = \frac{u_\phi - u}{u} \cdot 100\% < 4\%$

1	2	3
Относительное смещение *	$X_2 = -X_1$	При $Z_1 \geq 17$ $ X_2 = -X_1 = 0$ При $Z_1 < 17$ $ X_2 = -X_1 \geq \frac{17 - Z_1}{17} \leq 0,6$
Делительные диаметры	d_1 , мм d_2 , мм	$d_1 = \frac{m_n \cdot Z_1}{\cos \beta}$ $d_2 = \frac{m_n \cdot Z_2}{\cos \beta}$
Диаметры вершин зубьев *	d_{a1} , мм d_{a2} , мм	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n (1 + X_1)$ $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n (1 + X_2)$
Диаметры впадин зубьев	d_{f1} , мм d_{f2} , мм	$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m_n (1,25 - X_1)$ $d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m_n (1,25 - X_2)$
* - параметры, необходимые для разработки рабочих чертежей.		

Кинематические параметры передачи:

Передаточное число

$$u = \frac{Z_2}{Z_1}. \quad (11)$$

Окружная скорость в зацеплении, м/с

$$V = \frac{\pi d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}. \quad (12)$$

В зависимости от окружной скорости V по таблице 8 назначают степень точности передачи.

Усилия в зацеплении:Окружная $F_t = 2T_2 \cdot 10^3 / d_2$, Н;Радиальная $F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta$, Н; (13)Осевая $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$, Н,

где T_2 - момент на колесе, Нм; d_2 - делительный диаметр колеса, мм.

Таблица 8 – Рекомендации по выбору степени точности

Степень точности	Окружная скорость колес V , не более, м/с	
	прямозубых	косозубых
6	15	30
7	10	15
8	6	10
9	2	4

1.1.5 Проверочный расчет на контактную выносливость

Для полюса зацепления расчетное контактное напряжение определяется по формуле:

$$\sigma_H = K \cdot \frac{u+1}{a_w \cdot u} \sqrt{\frac{(u+1)T_2 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} \cdot 10^3}{\sigma_2}} \leq [\sigma_H], \quad (14)$$

где $K_{H\alpha}$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; для прямозубых передач $K_{H\alpha}=1$; для косозубых и шевронных передач $K_{H\alpha}$ назначаются по таблице 9; $K_{H\beta}$ - по таблице 4; $K_{H\nu}$ - коэффициент динамической нагрузки, возникающий в зацеплении (таблица 10); K - числовой коэффициент; для стальных прямозубых колес $K=310$, для косозубых $K=270$; T_2 , Нм – вращающий момент на колесе.

Таблица 9 – Значения коэффициентов $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$

Степень точности	$K_{H\alpha}$			$K_{F\alpha}$
	Окружная скорость, м/с			
	5	10	15	
6	1,01	1,03	1,04	0,72
7	1,05	1,07	1,09	0,81
8	1,09	1,13	-	0,91

Таблица 10 – Значения коэффициента $K_{H\nu}$

Степень точности	Твердость поверхностей зубьев	Окружная скорость V, м/с					
		1	2	3	6	8	10
1	2	3	4	5	6	7	8
6	HB ≤ 350	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,03}$	$\frac{1,17}{1,04}$	$\frac{1,23}{1,06}$	$\frac{1,28}{1,07}$
		$\frac{1,02}{1,00}$	$\frac{1,04}{1,00}$	$\frac{1,07}{1,02}$	$\frac{1,1}{1,02}$	$\frac{1,15}{1,03}$	$\frac{1,18}{1,04}$
	HB > 350	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,07}{1,03}$	$\frac{1,14}{1,05}$	$\frac{1,21}{1,06}$	$\frac{1,29}{1,07}$	$\frac{1,36}{1,08}$
		$\frac{1,03}{1,00}$	$\frac{1,05}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,02}$	$\frac{1,14}{1,03}$	$\frac{1,19}{1,03}$	$\frac{1,24}{1,04}$

Окончание таблицы 10

1	2	3	4	5	6	7	8
8	HB ≤ 350	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,08}{1,02}$	$\frac{1,16}{1,04}$	$\frac{1,24}{1,06}$	$\frac{1,32}{1,07}$	$\frac{1,4}{1,08}$
		$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,01}$	$\frac{1,1}{1,02}$	$\frac{1,16}{1,03}$	$\frac{1,22}{1,04}$	$\frac{1,26}{1,05}$
	HB > 350	$\frac{1,05}{1,01}$	$\frac{1,1}{1,03}$	$\frac{1,2}{1,05}$	$\frac{1,3}{1,07}$	$\frac{1,4}{1,09}$	$\frac{1,5}{1,12}$
		$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,07}{1,01}$	$\frac{1,13}{1,02}$	$\frac{1,13}{1,02}$	$\frac{1,26}{1,04}$	$\frac{1,32}{1,05}$

Примечание. Значения $K_{H\alpha}$ в числителе относятся к прямозубым передачам, а в знаменателе – к косозубым.

Если условие (14) не выполняется, следует скорректировать значение ширины зубчатого венца колеса b_2 в сторону увеличения, либо увеличить межосевое расстояние a_w и вновь проверить условие (14). Допустимое значение превышения расчетного контактного напряжения над допускаемым составляет, как правило, 5%.

1.1.6 Проверочный расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба

Расчетное напряжение изгиба на переходной поверхности зуба шестерни определяется по формуле

$$\sigma_{F1} = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_{F1} \cdot Y_{\beta} \cdot F_t / (b_1 \cdot m_n) \leq [\sigma_F]_1, \quad (15)$$

где $K_{F\alpha}$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; для прямозубых передач $K_{F\alpha} = 1$; для косозубых и шевронных – по таблице 9; $K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца (таблица 4); K_{FV} - коэффициент динамической нагрузки (таблица 11); Y_{F1} - коэффициент формы зуба шестерни, определяемый в зависимости от коэффициента смещения X_1 и числа зубьев Z_1 прямозубой шестерни или эквивалентного числа зубьев $Z_{V1} = Z_1 / \cos^3 \beta$ для косозубой шестерни по таблице 12; $Y_{\beta} = 1 - \beta^{\circ} / 140$ - коэффициент, учитывающий повышение изгибной прочности косоугого зуба по сравнению с прямым.

Таблица 11 – Значения коэффициента K_{FV}

Степень точности	Твердость поверхностей зубьев	Окружная скорость V , м/с					
		1	2	3	6	8	10
6	$HV \leq 350$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,13}{1,05}$	$\frac{1,26}{1,1}$	$\frac{1,4}{1,15}$	$\frac{1,53}{1,2}$	$\frac{1,67}{1,25}$
	$HV > 350$	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,11}{1,04}$	$\frac{1,14}{1,06}$	$\frac{1,17}{1,07}$
7	$HV \leq 350$	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,33}{1,11}$	$\frac{1,5}{1,16}$	$\frac{1,67}{1,22}$	$\frac{1,8}{1,27}$
	$HV > 350$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,05}{1,02}$	$\frac{1,0}{1,03}$	$\frac{1,13}{1,05}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,22}{1,08}$
8	$HV \leq 350$	$\frac{1,1}{1,03}$	$\frac{1,2}{1,06}$	$\frac{1,38}{1,11}$	$\frac{1,58}{1,17}$	$\frac{1,78}{1,23}$	$\frac{1,96}{1,29}$
	$HV > 350$	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,05}$	$\frac{1,23}{1,07}$	$\frac{1,26}{1,08}$
9	$HV \leq 350$	$\frac{1,13}{1,04}$	$\frac{1,28}{1,07}$	$\frac{1,5}{1,14}$	$\frac{1,77}{1,21}$	$\frac{1,98}{1,28}$	$\frac{2,25}{1,35}$
	$HV > 350$	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,07}{1,02}$	$\frac{1,14}{1,04}$	$\frac{1,21}{1,06}$	$\frac{1,27}{1,08}$	$\frac{1,34}{1,09}$

Примечание. Значения K_{FV} в числителе относятся к прямозубым передачам, а в знаменателе – к косозубым.

Таблица 12 – Значения коэффициента формы зуба Y_F для зубчатых колес внешнего зацепления

Число зубьев	Коэффициент смещения исходного контура											
	-0,5	-0,4	-0,25	-0,16	0	+0,16	+0,25	+0,4	+0,5			
12	-	-	-	-	-	-	-	3,68	3,46			
16	-	-	-	-	4,28	4,02	3,78	3,54	3,40			
20	-	-	-	4,40	4,07	3,83	3,64	3,50	3,39			
25	-	-	4,30	4,13	3,90	3,72	3,62	3,47	3,40			
32	4,50	4,27	4,05	3,94	3,78	3,65	3,59	3,46	3,40			
40	4,14	4,02	3,88	3,81	3,70	3,61	3,57	3,48	3,42			
50	3,96	3,88	3,78	3,73	3,68	3,58	3,54	3,49	3,44			
60	3,82	3,78	3,71	3,68	3,62	3,57	3,54	3,50	3,47			
71	3,79	3,74	3,68	3,66	3,61	3,56	3,55	3,50	3,48			
80	3,73	3,70	3,66	3,63	3,60	3,55	3,55	3,51	3,50			
100	3,68	3,66	3,62	3,61	3,60	3,56	3,56	3,52	3,52			
180	3,64	3,62	3,62	3,62	3,62	3,58	3,58	3,56	3,56			
Для передач с зацеплением Новикова												
Z_v	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	24	26
Y_F	0,87	0,89	0,92	0,93	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99	1,00	1,03	1,04

Условие прочности зубьев колеса по напряжениям изгиба имеет вид

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1}(Y_{F2} / Y_{F1}) \leq [\sigma]_2, \quad (16)$$

где Y_{F2} - определяется по таблице 12 аналогично Y_{F1} с учетом X_2 и Z_2 или Z_{V2} .

При невыполнении хотя бы одного из условий (15) или (16) необходимо увеличить значения модуля m_n или значения X_1 и X_2 и повторить расчет.

1.1.7 Проверка прочности зубьев при перегрузках

Максимальные контактные напряжения при перегрузке моментом $T_{ник}$

$$\sigma_{н\max} = \sigma_n \sqrt{T_{ник} / T_{\max}} \leq [\sigma]_{\max},$$

где σ_H и T_{\max} - соответственно расчетные напряжения и момент при расчете по контактной выносливости зубьев; $[\sigma_H]_{\max}$ - предельное допускаемое напряжение.

$[\sigma_H]_{\max} = 2,8 \sigma_T$ - для нормализованных, улучшенных и объемно закаленных зубьев (σ_T - предел текучести материала);

$[\sigma_H]_{\max} = 40 \cdot HRC$ - для цементованных, азотированных и ТВЧ закаленных зубьев (таблица 1).

Максимальные напряжения изгиба

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F (T_{\text{ник}} / T_{\max}) \leq [\sigma_F]_{\max},$$

где σ_F , T_{\max} - напряжение и момент при расчете на усталость при изгибе; $[\sigma_F]_{\max}$ - предельное допускаемое напряжение изгиба; $[\sigma_F]_{\max} = 0,8 \sigma_T$ при $HB \leq 350$; $[\sigma_F]_{\max} = 0,6 \sigma_\sigma$ при $HB > 350$ (σ_σ - предел прочности материала (таблица 1)).

1.1.8 Расчет измерительных размеров зубьев*

	Постоянная хорда \bar{S}_c	Высота до постоянной хорды \bar{h}_c
Шестерня	$(0,5\pi \cdot \cos^2 \alpha + X_1 \sin 2\alpha) \cdot m_n$	$0,5(d_{a1} - d_1 - \bar{S}_{c1} \operatorname{tg} \alpha)$
Колесо	$(0,5\pi \cdot \cos^2 \alpha + X_2 \sin 2\alpha) \cdot m_n$	$0,5(d_{a2} - d_2 - \bar{S}_{c2} \operatorname{tg} \alpha)$

Длина общей нормали

$$W_1 = m \cdot \cos \alpha [\pi(Z_{w1} - 0,5)] + 2X_1 \operatorname{tg} \alpha + Z_1 \cdot iuv \alpha_i, \quad \text{где } Z_{w1} \approx \frac{Z_1}{9} + 1 \quad - \text{ число}$$

зубьев шестерни на длине общей нормали, округлить до целого;

$$\alpha_i = \operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \right) - \text{торцовый угол профиля}$$

$$W_2 = m \cdot \cos \alpha (\pi(Z_{w2} - 0,5) + 2 \cdot X_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha + Z_2 \cdot iuv \alpha_i),$$

где $Z_{w2} \approx \frac{Z_2}{9} + 1$ - число колеса на длине общей нормали, округлить до целого.

*) - используются при оформлении рабочих чертежей.

1.2 Цилиндрические передачи с зацеплением Новикова

Рассматриваются цилиндрические передачи с двумя линиями зацепления и параметрами исходного контура по ГОСТ 15023-76 (рисунок 3): коэффициент высоты головки зуба $h_a^* = 0,9$; коэффициент радиального зазора $C^* = 0,15$.

1.2.1 Исходные данные для расчета:

- а) вращающий момент на валу шестерни T_1 , Нм;
- б) передаточное число u ;
- в) продолжительность работы передачи под нагрузкой t_h , ч;
- г) циклограмма нагружения (рисунок 1).

1.2.2 Выбор материалов и термической обработки

Для передач с зацеплением Новикова применяют те же материалы, что и для эвольвентных. Наиболее распространены материалы с твердостью рабочих поверхностей $HB \leq 350$, т.к. при этом сохраняется способность зубьев к приработке при достижении достаточно высокой точности. Применение объемной закалки вызывает коробление и требует последующего шлифования зубьев, которое вызывает серьезные трудности. Механические характеристики материалов приведены в таблице 1.

1.2.3 Определение допускаемых напряжений производится по зависимостям, приведенным в п. 1.1.2

1.2.4 Расчет передачи на прочность

Диаметр делительной окружности шестерни из расчета на контактную прочность, мм

$$d_1 = 5903 \sqrt{\frac{T_{1H}(u+1)}{u \cdot \psi_{\text{вд}} [\sigma_H]^2}},$$

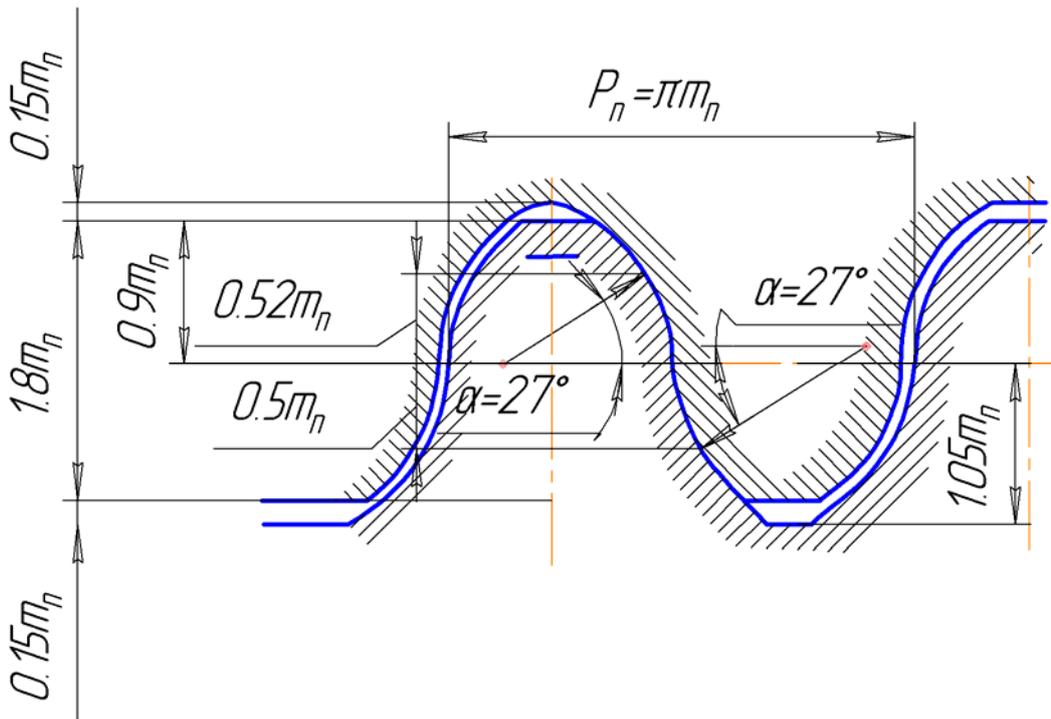


Рисунок 3

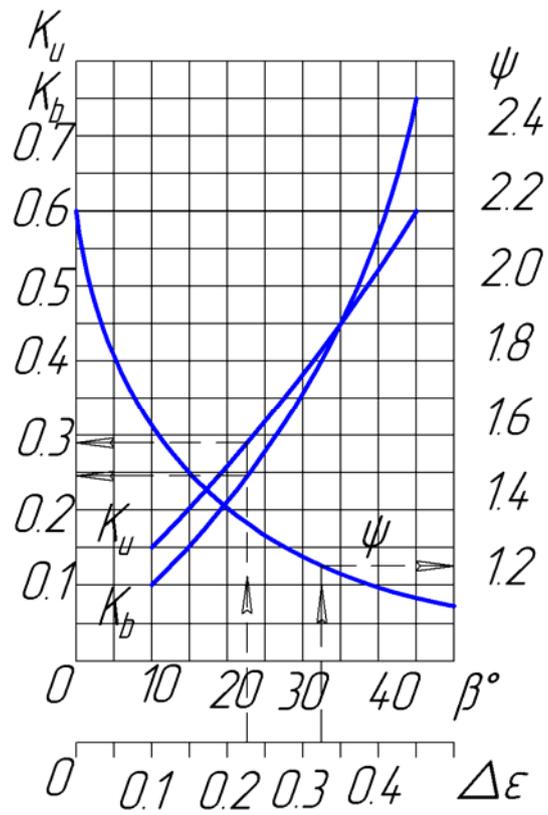


Рисунок 4

где $T_{1н}$ - расчетный вращающий момент на валу шестерни; $T_{1н} = T_1 \cdot K_{нβ} \cdot K_{нν}$, Нм; для передач 6, 7 и 8 степени точности и окружной скорости $V = 4 \dots 20$ м/с рекомендуется принимать $K_{нν} = 1,0 \dots 1,1$; коэффициент $K_{нβ}$ принимать в соответствии с рекомендациями для эвольвентных передач (таблица 4); ψ_{ed} - коэффициент ширины зубчатого венца по диаметру; при симметричном расположении опор и твердости $HB \leq 350$ $\psi_{ed} = 0,8 \dots 1,4$; при несимметричном расположении опор $\psi_{ed} = 0,6 \dots 1,2$; при консольном - $\psi_{ed} = 0,3 \dots 0,4$; при $HB > 350$ ψ_{ed} уменьшают в $1,2 \dots 1,5$ раза.

Число зубьев шестерни рекомендуется $Z_1 = 13 \dots 20$.

Угол наклона зубьев $\beta = 10 \dots 22^\circ$.

Ориентировочное значение модуля, мм

$$m_n = \frac{d_1 \cdot \cos \beta}{Z_1}$$

округлить до стандартного из ряда (таблица 5).

Проверка прочности по напряжениям изгиба, МПа

$$\sigma_F = \frac{T_1 \cdot K_{FV} \cdot K_u \cdot \psi \cdot 10^3}{m_n^3 \cdot Z_1 \cdot \varepsilon_\beta \cdot Y_F} \leq [\sigma], \quad (18)$$

где K_{FV} определяется как для эвольвентных передач по таблице 11;

K_u - коэффициент, зависящий от угла β , принимается по рисунку 4;

Y_F - коэффициент формы зуба шестерни, определяемый по таблице 12 в зависимости от эквивалентного числа зубьев $Z_w = Z_1 / \cos^3 \beta$; ε_β - коэффициент

осевого перекрытия; $\varepsilon_\beta = \frac{d_1 \psi_{ed} \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n} \geq 1,3$, если $\varepsilon_\beta < 1,3$ увеличить ψ_{ed} ; ψ -

коэффициент, зависящий от $\Delta\varepsilon = \varepsilon_\beta - \varepsilon'_\beta$, определяется по рисунку 4; ε'_β -

ближайшее целое число в значении ε_β (например, при $\varepsilon_\beta = 1,3$ $\varepsilon'_\beta = 1$);

T_1 - вращающий момент на валу шестерни, Нм.

1.2.5 Геометрические параметры зубчатых колес определяются по формулам, приведенным в таблице 13

Таблица 13 – Параметры зубчатых колес

Определяемый параметр	Обозначен.	Расчетная формула
1	2	3
1 Число зубьев шестерни	Z_1	
2 Число зубьев колеса	Z_2	$Z_2 = Z_1 \cdot u$ - округлить до целого
3 Фактическое передаточное число	u_ϕ	Z_2 / Z_1
4 Отклонение передаточного числа	Δu	$\left \frac{u - u_\phi}{u} \right \cdot 100\%$
5 Нормальный модуль	m_n	
5 Делительные диаметры: шестерни	d_1	$m_n \cdot Z_1 / \cos \beta$
колеса	d_2	$m_n \cdot Z_2 / \cos \beta$
7 Межосевое расстояние	a	$\frac{m_n(Z_1 + Z_2)}{2 \cdot \cos \beta}$
8 Ширина колеса	b_2	$\varepsilon_\beta \cdot \pi \cdot m_n / \sin \beta$
5 Диаметры выступов: шестерни	d_{a1}	$d_1 + 2h_a^* \cdot m_n$
колеса	d_{a2}	$d_2 + 2h_a^* \cdot m_n$
5 Диаметры впадин: шестерни	d_{f1}	$d_1 - 2(h_a^* + c^*) \cdot m_n$
колеса	d_{f2}	$d_2 - 2(h_a^* + c^*) \cdot m_n$

1.3 Конические зубчатые передачи

1.3.1 Исходные данные для расчета:

- а) вращающий момент на валу колеса - T_2 , Нм;
- б) скорость вращения колеса - n_2 , об/мин;
- в) передаточное число передачи - u ;
- г) циклограмма нагружения (рисунок 1);
- д) продолжительность работы передачи под нагрузкой - t_h , часов или число лет работы, коэффициент годовой загрузки - $K_{год}$, коэффициент суточной загрузки - $K_{сут}$.

В последнем случае

$$t_h = L_{лет} K_{год} \cdot 365 \cdot K_{сут} \cdot 24.$$

1.3.2 Выбор материалов зубчатых колес и определение допускаемых напряжений

Материалы для изготовления конических зубчатых колес выбираются из тех же соображений, что и для цилиндрических (п.1.1.2). Аналогично по тем же зависимостям определяются допускаемые напряжения.

1.3.3 Выбор типа зубьев конической передачи

Прямозубые передачи используются при сравнительно невысоких окружных скоростях. Конические передачи с круговыми зубьями обеспечивают более плавное зацепление и имеют большую несущую способность. Плавность работы повышается, а динамические нагрузки в зацеплении уменьшаются с увеличением точности изготовления зубчатых колес. Выбор типа зубьев и степени точности можно произвести по таблице 14, предварительно определив ориентировочное значение окружной скорости по формуле

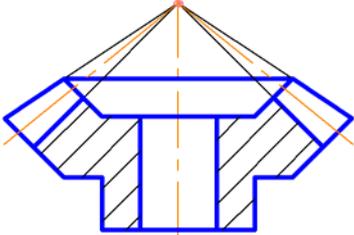
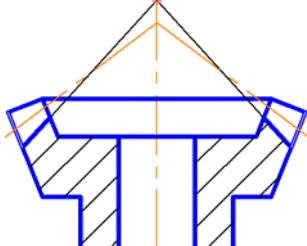
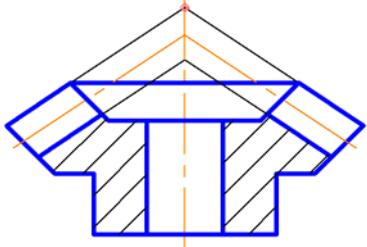
$$V = 0,093 \sqrt{\frac{u \cdot T_2}{[\sigma_H]^2}} \cdot n_2,$$

где T_2 - Нм; $[\sigma_H]$ - Мпа.

Таблица 14 – Ориентировочные значения предельных окружных скоростей для силовых конических передач

Степень точности	Конические прямозубые передачи	Конические передачи с круговыми зубьями
5 и более Точные 6 7 8 9	Окружная скорость, V м/с	
	12	20
	до 12	до 20
	до 8	до 10
	до 4	до 7
	до 1	до 3
<p>Примечание. Степени точности 7 и 8 являются предпочтительными. Осевая форма зубьев выбирается по таблице 15.</p>		

Таблица 15 – Характеристики осевых форм зубьев конических колес (ГОСТ 19326-73)

Осевая форма зубьев	Эскиз	Характеристика	Область применения
I		Пропорционально понижающиеся зубья. Вершины конусов делительного и впадин совпадают	Зубчатые колеса с прямыми зубьями. Зубчатые колеса с круговыми зубьями при $m_n = 2...2,5$; $R = 60...650$ мм; $\beta = 0...45^\circ$; $Z_c = 20...100$.
II		Понижающиеся зубья. Вершины конусов делительного и впадин не совпадают.	Зубчатые колеса с круговыми зубьями при $Z = 0,4...25$ мм; $R = 6...700$ мм; $\beta = 0...45^\circ$; $Z_c = 24...100$.
III		Равновысокие зубья. Образующие конусов делительного, впадин и вершин параллельны. Высота зуба постоянна по длине.	Зубчатые колеса с круговыми зубьями при $m = 2...25$ мм; $R = 75...750$ мм; $\beta = 25...45^\circ$; $Z_c > 40$.

Примечание. Здесь Z_c - число зубьев плоского колеса, сопряженного с данным коническим; $Z_c = \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$; β - средний (расчетный) угол наклона зуба.

1.3.4 Проектный расчет на контактную выносливость

После выбора типа и осевой формы зубьев определяют диаметр внешней делительной окружности конического колеса, мм:

$$d'_{e2} = 1,65 \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} \cdot u \cdot T_2}{\mathcal{G}_H \cdot [\sigma_H]^2}} \cdot 10^3, \quad (19)$$

где \mathcal{G}_H - опытный коэффициент, для прямозубых конических передач $\mathcal{G}_H = 0,85$; для передач с круговыми зубьями рекомендуется назначать по таблице 16.

Таблица 16 - Опытный коэффициент \mathcal{G}_H для передач с круговыми зубьями

Твердость	350 HB	45HRC 350HB	45 HRC
\mathcal{G}_H	$1,22 + 0,21 \cdot u$	$1,13 + 0,13 \cdot u$	$0,81 + 0,15 \cdot u$
\mathcal{G}_F	$0,94 + 0,08 \cdot u$	$0,85 + 0,043 \cdot u$	$0,65 + 0,11 \cdot u$

$K_{H\beta}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца принимают по таблице 4 в зависимости от коэффициента ψ_{ed} , который определяют по формуле

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

T_2 - вращающий момент на валу колеса, Нм; u - передаточное число; $[\sigma_H]$ - допускаемые контактные напряжения, МПа.

1.3.5 Геометрический расчет конических передач

Определяют ориентировочное значение $d'_{e1} = d'_{e2} / u$. По графику на рисунке 5 принимают значение Z'_1 для выбранного ранее типа зубьев.

Число зубьев шестерни определяют по одной из зависимостей:

$$Z_1 = 1,6 \cdot Z'_1 \quad \text{при } H_1 \text{ и } H_2 < \text{HB } 350;$$

$$Z_1 = 1,6 \cdot Z'_1 \quad \text{при } H_1 > \text{HRC } 45 \quad \text{и} \quad H_2 \leq \text{HB } 350$$

$$Z_1 = Z'_1 \quad \text{при } H_1 \text{ и } H_2 > \text{HRC } 45,$$

где H_1 и H_2 , соответственно, твердость рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса.

Число зубьев колеса

$$Z_2 = Z_1 \cdot u.$$

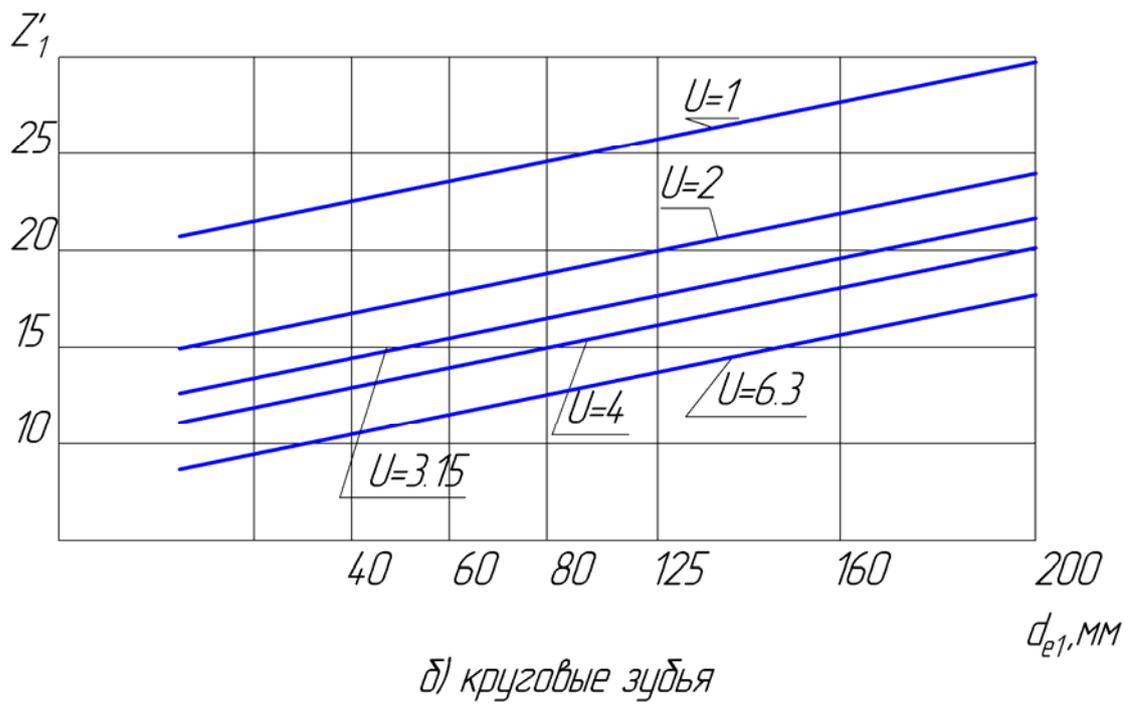
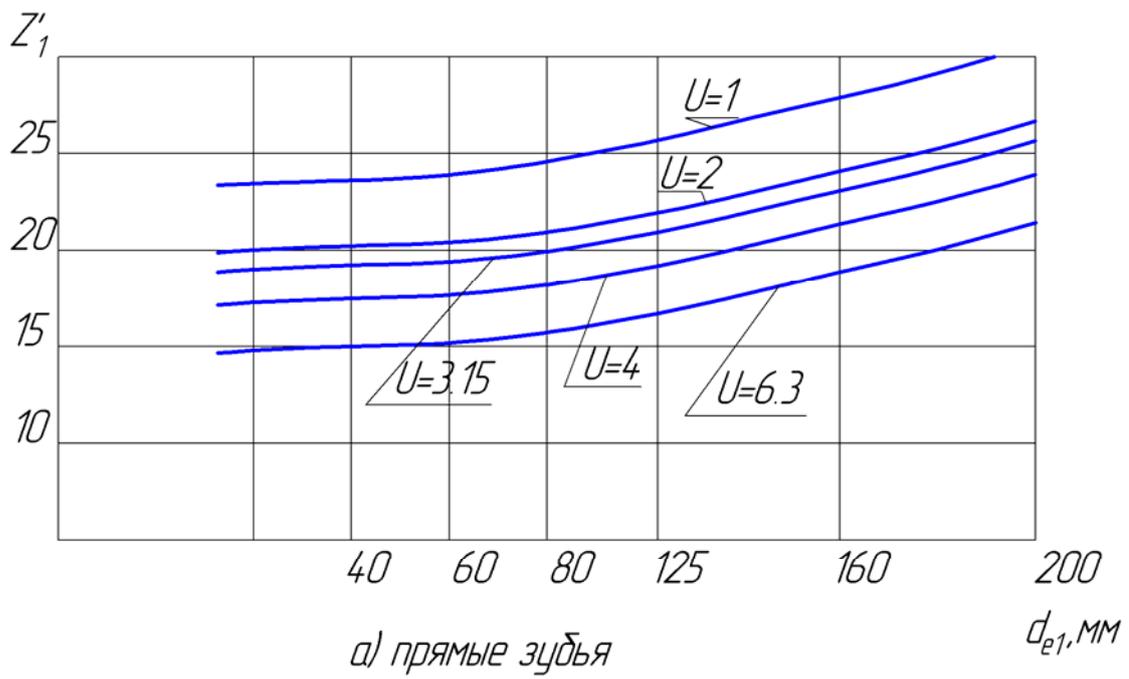


Рисунок 5

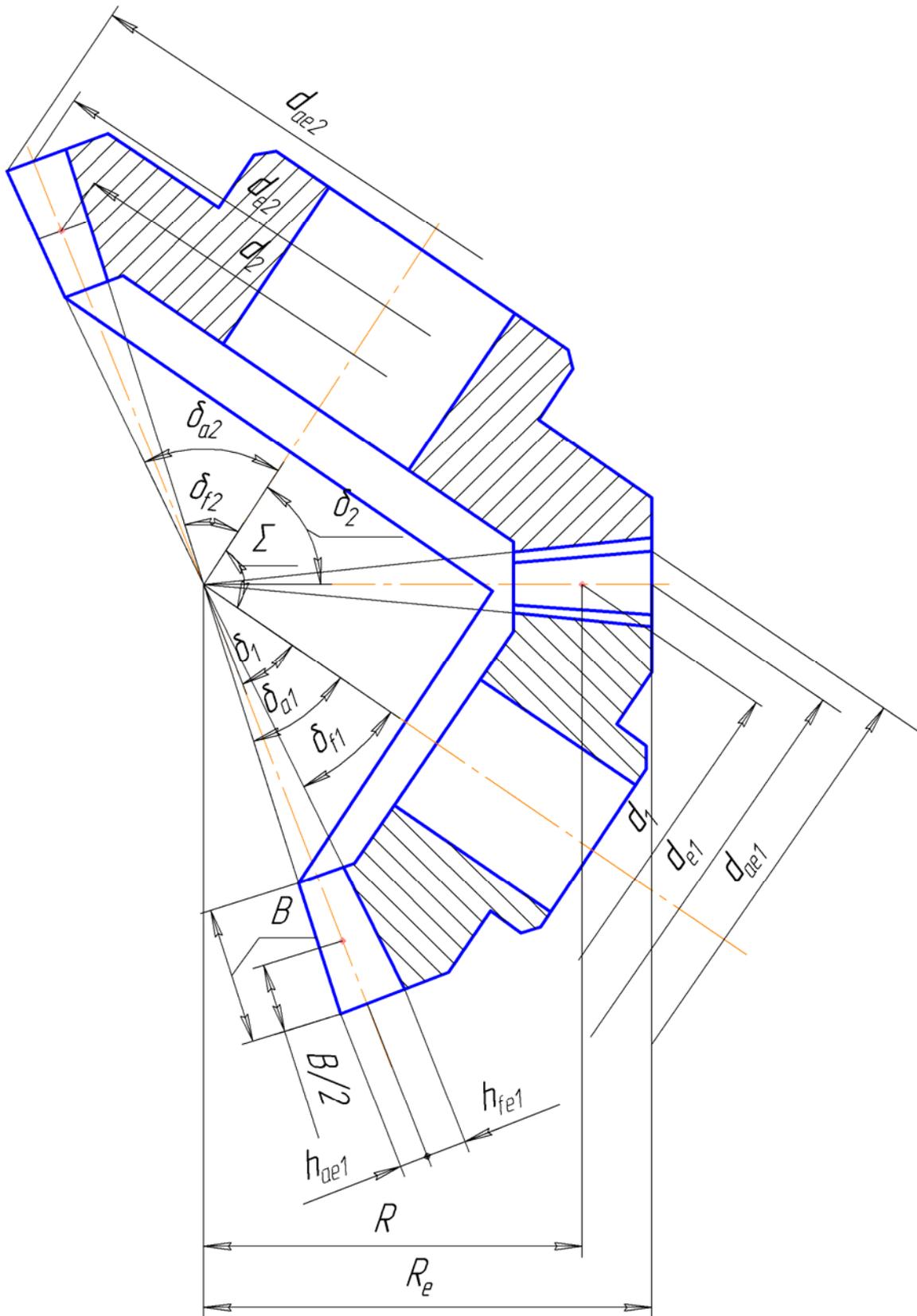


Рисунок 6

Значения Z_1 и Z_2 округляют до ближайших целых чисел, определяют фактическое передаточное число

$$u_{\phi} = Z_2 / Z_1$$

и оценивают ошибку передаточного числа

$$\Delta u = \left| \frac{u_{\phi} - u}{u} \right| \cdot 100\% < 4\%.$$

Основные геометрические параметры конической передачи определяют по формулам, приведенным в таблице 17 или 18.

Таблица 17 – **Формулы для расчета геометрических параметров ортогональных прямозубых конических передач (рисунок 6)**

Параметр	Обозначен.	Расчетная формула
1	2	3
1 Внешний делительный диаметр колеса	d'_{e2} , мм	
2 Число зубьев: шестерни* колеса*	Z_1 Z_2	
3 Внешний окружной модуль*	m_e , мм	d'_{e2} / Z_2 Рекомендуется округлить до стандартного по таблице 5
4 Внешние делительные диаметры: шестерни колеса	d_{e1} , мм d_{e2} , мм	$m_e \cdot Z_1$ $m_e \cdot Z_2$
5 Внешнее конусное расстояние*	R_e , мм	$0,5m_e \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$
6 Ширина зубчатого венца*	b , мм	$0,285 R_e$ Округлить до целого числа
7 Углы делительных конусов: шестерни колеса	δ_1 δ_2	Вычисляют с точностью до 5-го знака $\arctg(Z_1 / Z_2)$ $90^\circ - \delta_1$
8 Коэффициенты смещения: шестерни* колеса*	X_1 X_2	$2\left(1 - \frac{1}{u^2}\right) \cdot \sqrt{\frac{1}{Z_1}}$ $- X_1$

1	2	3
9 Коэффициенты изменения расчетной толщины зубьев: шестерни* колеса*	$x_{\tau 1}$ $x_{\tau 2}$	Вычисляют при $u \geq 2,5$ $0,03 + 0,008(u - 2,5)$ при $u < 2,5$ $- x_{\tau 1}$ $x_{\tau 1} + x_{\tau 2} = 0$
10 Средние делительные диаметры: шестерни колеса	d_1 , мм d_2 , мм	$2(R_e - 0,5\vartheta) \cdot \sin \delta_1$ $2(R_e - 0,5\vartheta) \cdot \sin \delta_2$
11 Средний окружной модуль	m , мм	d_1 / z_1
12 Внешняя высота головки зуба: шестерни колеса	h_{ae1} h_{ae2}	$(X_1 + 1) \cdot m_e$ $2m_e - h_{ae1}$
13 Внешняя высота ножки зуба: шестерни колеса	h_{fe1} h_{fe2}	$h_{ae2} + 0,2m_e$ $h_{ae1} + 0,2m_e$
14 Внешняя высота зуба: шестерни* колеса*	h_{e1} h_{e2}	$h_{ae1} + h_{fe1}$ $h_{ae2} + h_{fe2}$
15 Внешняя окружная толщина зуба: шестерни колеса	S_{e1} S_{e2}	$(0,5\pi + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha + x_{\tau 1}) \cdot m_e$ $\pi \cdot m_e - S_{e1}$
16 Угол конуса вершин: Шестерни* колеса*	δ_{a1} δ_{a2}	$\delta_1 + \operatorname{arctg}(h_{fe2} / R_e)$ $\delta_2 + \operatorname{arctg}(h_{fe1} / R_e)$
17 Угол конуса впадин: Шестерни* Колеса*	δ_{f1} δ_{f2}	$\delta_1 - \operatorname{arctg}(h_{fe1} / R_e)$ $\delta_2 - \operatorname{arctg}(h_{fe2} / R_e)$
18 Внешний диаметр вершин зубьев: шестерни* колеса*	d_{ae1} d_{ae2}	$d_{e1} + 2h_{ae1} \cdot \cos \delta_1$ $d_{e2} + 2h_{ae2} \cdot \cos \delta_2$

1	2	3
19 Расстояние от вершины до плоскости внешней окружности вершин зубьев: шестерни* колеса*	B_1 B_2	$0,5d_{e2} - h_{ae1} \cdot \sin \delta_1$ $0,5d_{e1} - h_{ae2} \cdot \sin \delta_2$
20 Внешняя постоянная хорда: шестерни* колеса*	\bar{S}_{ce1} \bar{S}_{ce2}	Где S_{e1} и S_{e2} см.п. 15 $S_{e1} \cdot \cos^2 \alpha$ $S_{e2} \cdot \cos^2 \alpha$
21 Высота до постоянной хорды: шестерни* колеса*	\bar{h}_{ce1} \bar{h}_{ce2}	$h_{ae1} - 0,25 \cdot S_{e1} \cdot \sin 2\alpha$ $h_{ae2} - 0,25 \cdot S_{e2} \cdot \sin 2\alpha$
* - Параметры, необходимые для разработки рабочих чертежей.		

Таблица 18 - **Формулы для расчета геометрических параметров ортогональных обкатных конических передач с круговыми зубьями по методике фирмы Глисон**

Параметр	Обозначен.	Расчетная формула
1	2	3
1 Внешний делительный диаметр колеса	d_{e2} , мм	
2 Число зубьев: шестерни* колеса*	Z_1 Z_2	
3 Внешний окружной модуль*	m_{te} , мм	d_{e2} / Z_2
4 Рабочая высота зуба	h_e , мм	$1,7 \cdot m_{te}$
5 Угол профиля	α_n	20°
6 Внешний делительный диаметр: шестерни колеса	d_{e1} , мм d_{e2}	$m_{te} \cdot Z_1$ $m_{te} \cdot Z_2$

1	2	3
7 Угол делительного конуса: шестерни* колеса*	δ_1 δ_2	Вычисляют с точностью до 5-го знака $\arctg(Z_1 / Z_2)$ $90^\circ - \delta_1$
8 Внешнее конусное расстояние *	R_e , мм	$d_{e2} / (2 \cdot \sin \delta_2)$
9 Окружной шаг	P_t , мм	$m_{te} \cdot \pi$
10 Внешняя высота головки зуба: колеса шестерни	h_{ae2} h_{ae1}	$0,46 \cdot m_{te} + \frac{0,39 \cdot m_{te}}{(Z_2 / Z_1)^2}$ $h_e - h_{ae2}$
11 Внешняя высота ножки зуба: шестерни колеса	h_{fe1} , мм h_{fe2} , мм	$1,888 \cdot m_{te} - h_{ae1}$ $1,888 \cdot m_{te} - h_{ae2}$
12 Радиальный зазор	C , мм	$1,888 \cdot m_{te} - h_e$
13 Угол ножки зуба: шестерни колеса	θ_{f1} θ_{f2}	$\arctg(h_{fe1} / R_e)$ $\arctg(h_{fe2} / R_e)$
14 Угол конуса вершин: шестерни * колеса *	δ_{a1} δ_{a2}	$\delta_1 + \theta_{f2}$ $\delta_2 + \theta_{f1}$
15 Угол конуса впадин: шестерни * колеса *	δ_{f1} δ_{f2}	$\delta_1 - \theta_{f1}$ $\delta_2 - \theta_{f2}$
16 Внешний диаметр вершин: шестерни * колеса *	d_{ae1} , мм d_{ae2} , мм	$d_{e1} + 2h_{ae1} \cdot \cos \delta_1$ $d_{e2} + 2h_{ae2} \cos \delta_2$
17 Расстояние от вершины до плоскости внешней окружности вершин зубьев: шестерни * колеса *	B_1 B_2	$d_{e2} / 2 - h_{ae1} \cdot \sin \delta_1$ $d_{e1} / 2 - h_{ae2} \cdot \sin \delta_2$

1	2	3
18 Средний угол наклона линии зуба *	β_m	35°
19 Средний нормальный модуль	m_n , мм	$\frac{2(R_e - 0,5e) \cos \beta_m}{\sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}}$
20 Коэффициент смещения: шестерни колеса	X_{n1} X_{n2}	$0,46 \left(1 - \frac{1}{u^2} \right) - X_{n1}$
21 Коэффициент изменения толщины зуба шестерни	$X_{\tau 1}$	$0,01 \cdot u - 0,00267 \beta_m$, где β_m - в градусах
22 Нормальная толщина зуба в среднем сечении: шестерни колеса	S_{n1} S_{n2}	$(0,5 \cdot \pi + 2X_{n1} \operatorname{tg} \alpha_n + X_{\tau 1}) \cdot m_n$ $\pi \cdot m_n - S_{n1}$
23 Постоянная хорда в среднем сечении: шестерни * колеса *	\bar{S}_{c1} , мм \bar{S}_{c2} , мм	$0,883 \cdot S_{n1}$ $0,883 \cdot S_{n2}$
24 Высота до постоянной хорды: шестерни * колеса *	\bar{h}_{c1} \bar{h}_{c2}	$(0,85 + X_{n1})m_n - 0,1607S_{n1}$ $(0,85 + X_{n1})m_n - 0,1607S_{n1}$
* - Параметры, необходимые для разработки рабочих чертежей.		

1.3.6 Окружная скорость в зацеплении, м/с

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

1.3.7 Усилия в зацеплении конических и гипоидных передач

Таблица 19 – Формулы для определения усилия в зацеплении

Усилия	Шестерня	Колесо
1	2	3
Окружное	$F_t = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2}$, где T_1 и T_2 - вращающие моменты на шестерне и колесе	
Осевое	$F_a = F_t \left(\operatorname{tg} \alpha_n \frac{\sin \delta_1}{\cos \beta_m} \pm \operatorname{tg} \beta_m \cdot \cos \delta_1 \right)$	$F_a = F_t \left(\operatorname{tg} \alpha_n \frac{\sin \delta_2}{\cos \beta_m} \pm \operatorname{tg} \beta_m \cdot \cos \delta_2 \right)$
Радиальное	$F_r = F_t \left(\operatorname{tg} \alpha_n \frac{\cos \delta_1}{\cos \beta_m} \pm \operatorname{tg} \beta_m \cdot \sin \delta_1 \right)$	$F_r = F_t \left(\operatorname{tg} \alpha_n \frac{\cos \delta_2}{\cos \beta_m} \pm \operatorname{tg} \beta_m \cdot \sin \delta_2 \right)$

Примечания:

1. Верхние знаки в формулах даны для случая, когда направление вращения рассматриваемого зубчатого колеса (если смотреть на него с вершины делительного конуса) совпадает с направлением наклона зубьев, как показано на рисунке 7; нижние знаки – при отсутствии такого совпадения.
2. Направление вращения по часовой стрелке – правое; против часовой стрелки – левое.
3. Направления действия усилий F_a и F_r определяются по знакам (+ или -), указанным на рисунке 7, получаемым в результате расчета по формулам.

1.3.8 Проверочный расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба

Напряжения изгиба в зубьях колеса

$$\sigma_{F2} = K_{FB} \cdot K_{FV} \cdot Y_{F2} \cdot F_t / (v \cdot m_n \cdot \rho_F) \leq [\sigma_F]_2 .$$

Напряжения изгиба в зубьях шестерни

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot Y_{F1} / Y_{F2} \leq [\sigma_F]_1,$$

где $K_{F\beta}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба определяют по таблице 4; K_{FV} - коэффициент динамической нагрузки (таблица 11) с понижением степени точности на одну по сравнению с назначенной в п.2.3.; Y_{F2} и Y_{F1} - коэффициенты формы зубьев колеса и шестерни принимают по таблице 12 по эквивалентным числам зубьев

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta_m \cos \delta_2}; Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta_m \cdot \cos \delta_1};$$

$\mathcal{G}_F = 0,85$ для прямозубых колес, для колес с круговыми зубьями $\mathcal{G}_F = 1,0$.

1.3.9 Проверка зубьев колес по контактным напряжениям

Расчетные контактные напряжения, МПа

$$\sigma_H = 67 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot T_2 \cdot u}{d_{e2}^3 \cdot \mathcal{G}_H}}, \quad (20)$$

где $K_{H\beta}$ - принимают таким же, как в п.2.4; $K_{H\alpha}$ - коэффициент динамической нагрузки определяют по таблице 10 с понижением точности на степень. Размерность входящих в формулу величин: T_2 - Нм, d_{e2} - мм.

1.3.10 Проверка прочности зубьев при перегрузках выполняется по формулам, приведенным в п. 1.1.7

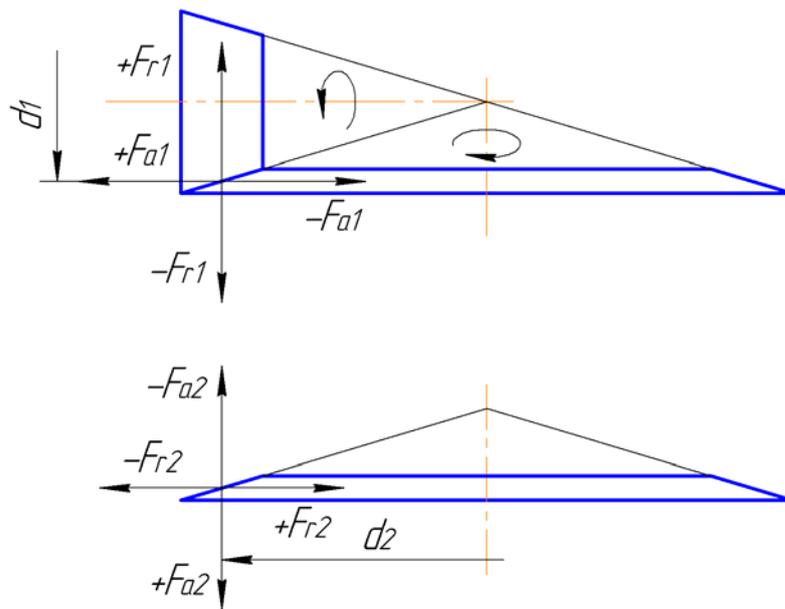


Рисунок 7

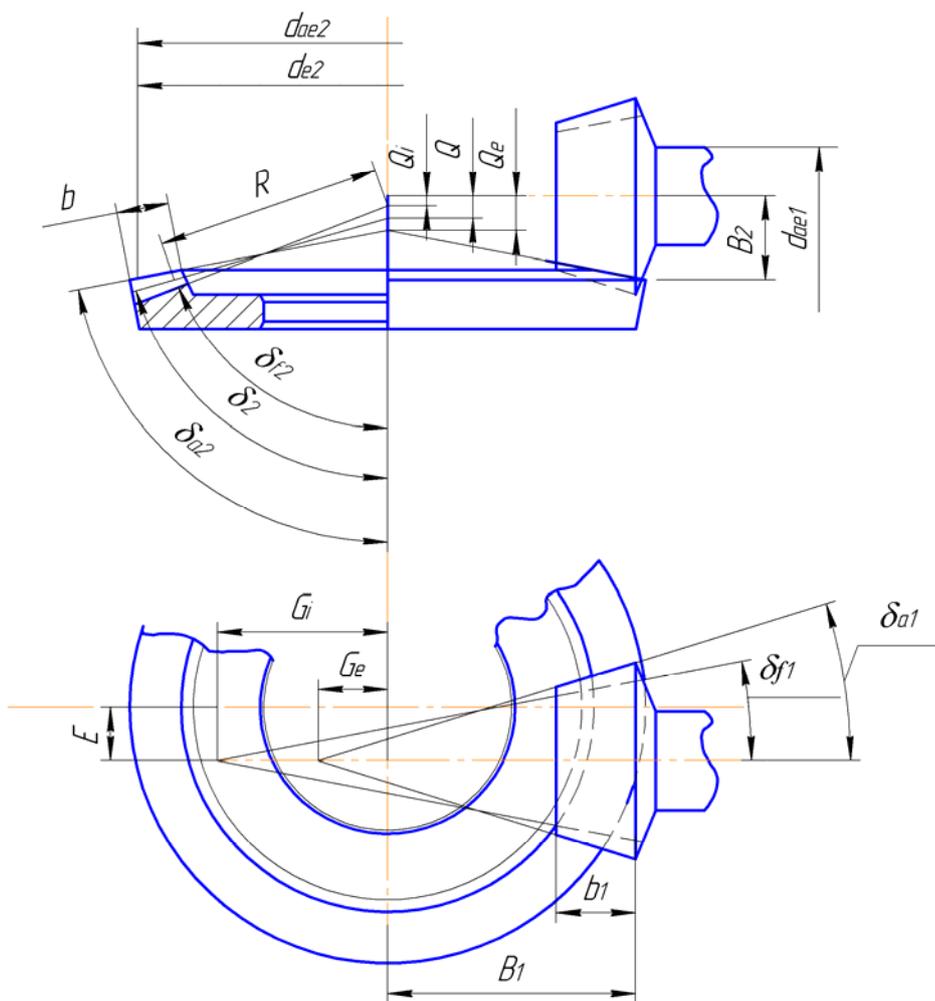


Рисунок 8

1.4 Гипоидные передачи

Гипоидные передачи (рисунок 8) отличаются тем, что оси вращения шестерни и колеса не пересекаются, как у конических передач, а скрещиваются в пространстве. Эти передачи отличаются бесшумностью и точностью передачи движения.

В настоящем пособии рассматривается расчет обкатных ортогональных гипоидных передач.

Расчет зубьев на прочность по контактным и изгибным напряжениям производится по тем же зависимостям, что и для конических передач с круговыми зубьями (п. 1.3.).

1.4.1 Исходные данные для расчета передачи:

- а) вращающий момент на валу колеса T_2 , Нм;
- б) скорость вращения колеса n_2 , об/мин.;
- в) передаточное число u ;
- г) продолжительность работы передачи под нагрузкой, ч.

1.4.2 Выбор материалов шестерни и колеса и определение допускаемых напряжений

Материалами для шестерни и колеса служат легированные цементуемые стали.

Для шестерни: 12ХНЗА, 12Х2НЧА, 18Х2НЧВА, 20ХН2М и др.; твердость поверхности зуба 59...65 HRC.

Для венцов колес: 15НМ, 20ХНМ, а также 12ХНЗА; твердость поверхности зуба 57...60 HRC.

Механические характеристики сталей приведены в таблице 4.

Допускаемые контактные напряжения и напряжения изгиба определяются по зависимостям, приведенным в п.1.1.2, как для передач, работающих с постоянной нагрузкой.

1.4.3 Проектный расчет на контактную прочность выполняется по зависимостям для конических колес с круговыми зубьями (см. п.1.3.4.).

1.4.4 Исходные данные для геометрического расчета:

- а) внешний делительный диаметр d_{e2} , мм – из проектного расчета на контактную прочность;
- б) число зубьев шестерни Z_1 можно выбрать по таблице 20 в зависимости от u ;

- в) число зубьев колеса $Z_2 = Z_1 \cdot u$ (округлить до целого);
- г) внешний торцовый модуль $m_{te} = d_{e2} / Z_2$;
- д) гипоидное смещение $E = (0,1...0,33) \cdot d_{e2}$, при тяжелых условиях работы принимать меньшие значения; для легковых автомобилей $E \approx 0,2 \cdot d_{e2}$, для грузовых $E = (0,1...0,15) \cdot d_{e2}$, мм;
- е) ширина зубчатого венца $b \approx 10 \cdot m_{te}$, мм;
- ж) средний угол профиля $\alpha_{cp} = 21^{\circ}15'$ для легковых автомобилей и $22^{\circ}30'$ для грузовиков, тракторов и автобусов.

Таблица 20

u	2,5	3	4	5	6-8
$Z_{1\min}$	15	12	9	7	6

Величина гипоидного смещения E должна быть согласована с номинальным диаметром резцовой головки d_u . Рекомендуемые значения диаметров резцовых головок приведены в таблице 21.

Таблица 21 – Номинальные диаметры и радиусы резцовых головок для гипоидных передач

Диаметр делительной окружности колеса d_{e2}		Номинальный диаметр резцовой головки $d_u = 2r_u$
От	До	
75	110	100
100	135	125
130	180	160
170	230	200
220	300	250
285	390	315
350	480	400

Таблица 22 – Рекомендуемые значения величины гипоидного смещения E гипоидных передач

Номинальный диаметр резцовой головки	100	125	160	200	250	315	400	r_u / E
	Гипоидное смещение E	16,67	20,83	26,67	33,33	41,67	52,49	
	19,45	24,31	31,11	38,89	48,61	61,25	77,78	2,271
	22,22	27,78	35,55	44,44	55,55	70,00	88,88	2,250
	25,00	31,25	40,00	50,00	62,50	78,75	100,0	2,00

1.4.5 Геометрический расчет гипоидной передачи производится по формулам, приведенным в таблице 23.

Таблица 23 – **Формулы для геометрического расчета гипоидной передачи по методике фирмы Глисон**

Определяемый параметр	Обознач.	Расчетная формула
1	2	3
1 Предварительное отношение	C'	$\frac{d_{e2} - 0,5\epsilon}{2E}$
2 Коэффициент	K'_φ	Определяется по графикам на рисунке 9, 10, 11, 12 в зависимости от c' . Если r_u/E не соответствует значению, указанному на графике, то значение находится интерполированием
3 Расчетный диаметр делительной окружности колеса	d_2 , мм	$d_{e2} - \frac{\epsilon}{\sqrt{1 + (\frac{K'_\varphi}{u})^2}}$
4 Окончательное отношение	C	$d_2 / 2E$
5 Угол спирали зубьев колеса	β_2	По графикам рисунков 9, 10, 11, 12 в зависимости от C
6 Окончательное значение	K_φ	-«-
7 Угол делительного конуса колеса	δ_2	$\arctg(K_\varphi / u)$
8 Разность углов спирали шестерни и колеса	λ'	$50^\circ - \beta_2$
9 Промежуточные расчетные величины	K_9	$1 - \tg \lambda' \cdot \tg \beta_2$
10 Промежуточные расчетные величины	K_{10}	$\frac{(\tg \lambda' \cdot \sin \delta_2)^2}{1 + (\tg \lambda' \cdot \sin \delta_2)^2}$
11 Промежуточные расчетные величины	K_{11}	$\frac{1}{u} \cdot \sqrt{1 + (\tg \lambda' \cdot \sin \delta_2)^2}$
12 Промежуточные расчетные величины	K_{12}	$\frac{d_2 \cdot K_{11}}{K_9}$
13 Среднее конусное расстояние	R , мм	$d_2 / (2 \sin \delta_2)$
14 Внешнее конусное расстояние	R_e , мм	$0,5d_{e2} / \sin \delta_2$

Продолжение таблицы 23

1	2	3
15 Модуль нормальный	m_n , мм	$d_2 \cos \beta_2 / Z_2$
16 Глубина захода:	h_w , мм	$2f \cdot m_n$ $Z_1 = 6 \quad f = 0,875$ при $Z_1 = 7 \quad f = 0,900$ $Z_1 = 8 \quad f = 0,925$ $Z_1 \geq 9 \quad f = 0,950$
17 Сумма углов головки и ножки зуба колеса в градусах	θ_Σ	$\frac{176}{Z_2} \left(\frac{\sin \delta_2}{\cos \beta_2} - \frac{d_2}{d_u} \operatorname{tg} \beta_2 \cdot \operatorname{ctg} \alpha_{cp} \right);$ $d_u = 2r_u$
18 Высота головки зуба колеса в расчетном сечении	h_{a2}	$h_w \cdot h_{ar}^*$, где h_{ar}^* по таблице 24
19 Высота ножки зуба колеса в расчетном сечении	h_{f2}	$(1,125 - h_{a2}) \cdot h_w + 0,05$, мм
20 Угол головки зуба колеса	θ_{a2}	$\theta_2 \cdot h_{ar}^*$
21 угол ножки зуба колеса	θ_{f2}	$\theta_\Sigma - \theta_{a2}$
22 Внешняя высота головки зуба колеса	h_{ae2} , мм	$h_{a2} + (R_e - R) \cdot \sin \theta_{a2}$
23 Внешняя высота ножки зуба колеса	h_{fe2} , мм	$h_{f2} + (R_e - R) \cdot \sin \theta_{f2}$
24 Радиальный зазор	c , мм	$0,125 \cdot h_w + 0,05$ мм
25. Полная высота зуба колеса	h_{e2} , мм	$h_{ae2} + h_{fe2}$
26 Угол конуса вершин зубьев колеса	δ_{a2}	$\delta_2 + \theta_{a2}$
27 Угол конуса впадин	δ_{f2}	$\delta_2 - \theta_{f2}$
28 Внешний диаметр вершин зубьев колеса	d_{ae2}	$d_{e2} + 2h_{ae2} \cdot \cos \delta_2$
29 Расстояние от оси сопряженной шестерни до плоскости внешней окружности вершин зубьев колеса	B_2 , мм	$(R_e - R) \cos \delta_2 - h_{ae2} \sin \delta_2 + K_{12}$ см.п.12
30 Вспомогательный угол	λ	$\arcsin \left(\frac{E}{\frac{d_2}{2} + K_{12} \cdot \operatorname{ctg} \delta_{f2}} \right)$

1	2	3
31 Угол конуса вершин шестерни	δ_{a1}	$\arcsin(\cos \delta_{f2} \cdot \cos \lambda)$
32 Расстояние от вершины делительного конуса колеса до диаметральной плоскости шестерни	Q , мм	$\frac{d_2}{2} \left(\operatorname{ctg} \delta_2 - \frac{K_{11}}{K_9} \right)$ см.п.9; 11 Знак \oplus означает, что вершина лежит за плоскостью, а - - что вершина лежит между зубчатым венцом и плоскостью (рисунок 8)
33 Расстояние от вершины конуса выступов колеса до диаметральной плоскости шестерни	Q_e	$Q - \frac{R \sin \theta_{a2} - h_{a2}}{\sin \delta_{a2}}$ Правило знаков см п.32
34 Расстояние от вершины конуса впадин колеса до диаметральной плоскости шестерни	Q_i , мм	$Q + \frac{R \sin \theta_{f2} - h_{fe2}}{\sin \delta_{f2}}$
35 Расстояние от вершины конуса выступов шестерни до диаметральной плоскости колеса	G_e , мм	$E \cdot \operatorname{tg} \lambda - \frac{Q_i \cdot \sin \delta_{f2} + c}{\cos \delta_{f2} \cdot \cos \lambda}$
36 Промежуточные расчетные величины	K_{36}	$\frac{\operatorname{ctg} \delta_2 - K_{11}}{\operatorname{tg} \delta_2 + K_{11}}$
37 Промежуточные расчетные величины	K_{37}	$(1 + K_{36} \cdot K_{10}) \frac{\sin \delta_2}{\cos \lambda}$
38 Промежуточные расчетные величины	K_{38}	$\frac{d_2}{2} - (h_w - h_{a2}) \cos \delta_2$
39 Промежуточные расчетные величины	K_{39}	$K_{38} \cdot \cos \lambda + (R_e - R) \cdot K_{37}$
40 Промежуточные расчетные величины	K_{40}	$K_{39} + h_w \left(1 - \frac{1}{u} \right) \cdot \sin \lambda$
41 Расстояние от плоскости внешней окружности вершин зубьев шестерни до диаметральной плоскости колеса	B_1 , мм	K_{40}
42 Ширина шестерни	b_1 , мм	$b \cdot K_{37} + 2(K_{40} - K_{39})$
43 Внешний диаметр вершин зубьев шестерни	d_{ae1} , мм	$2(G_2 + K_{40}) \cdot \operatorname{tg} \delta_{a1}$

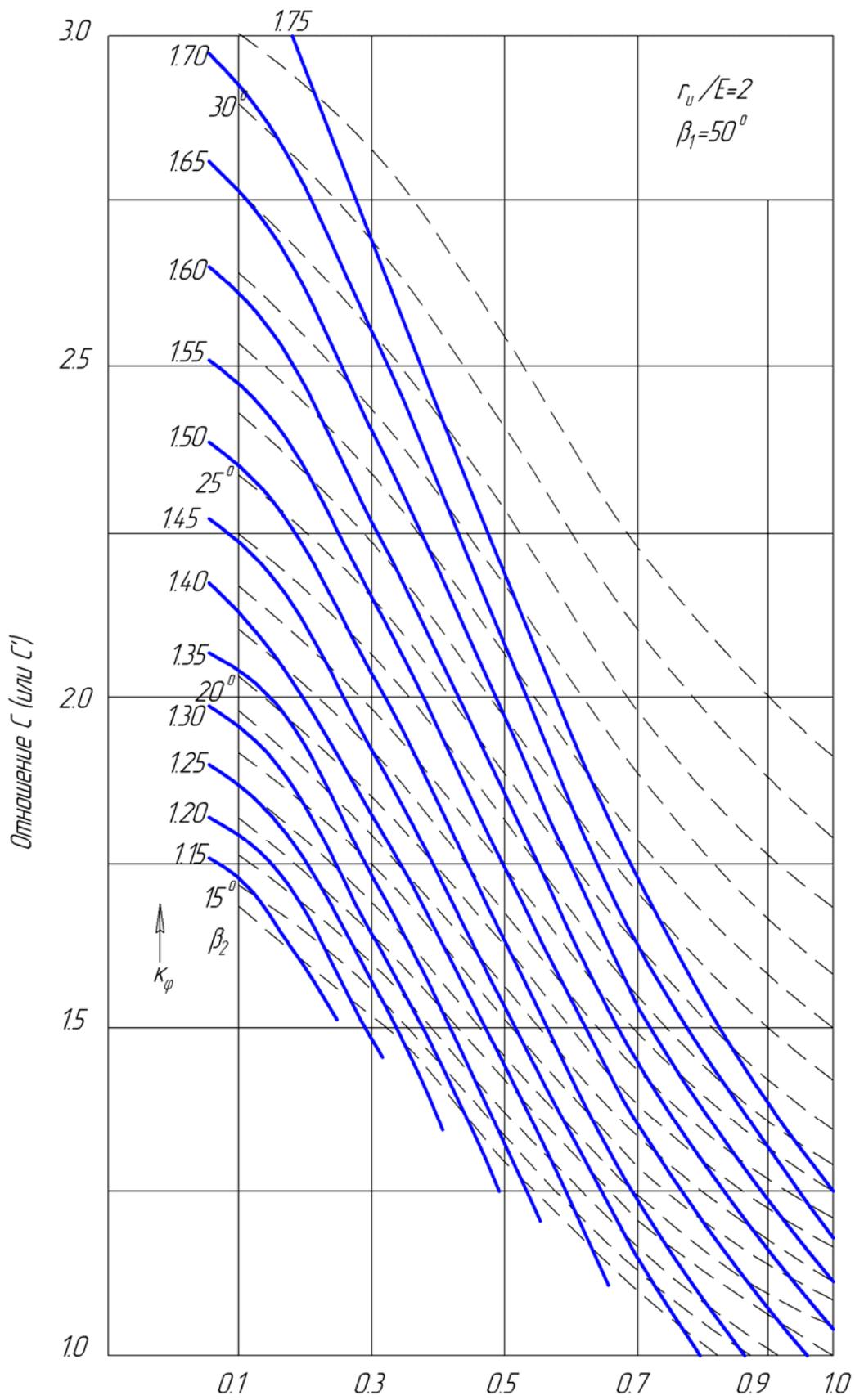


Рисунок 9

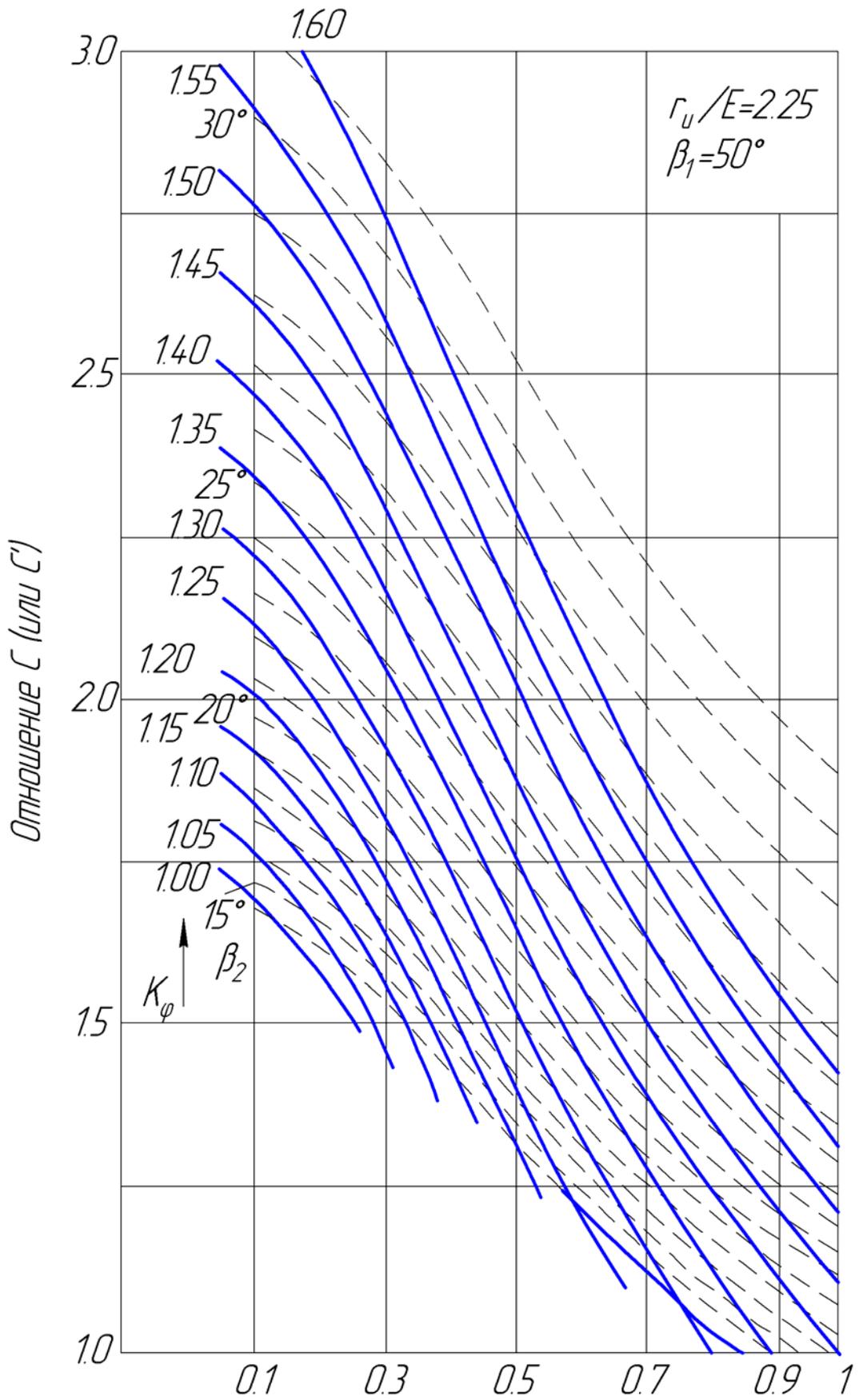


Рисунок 10

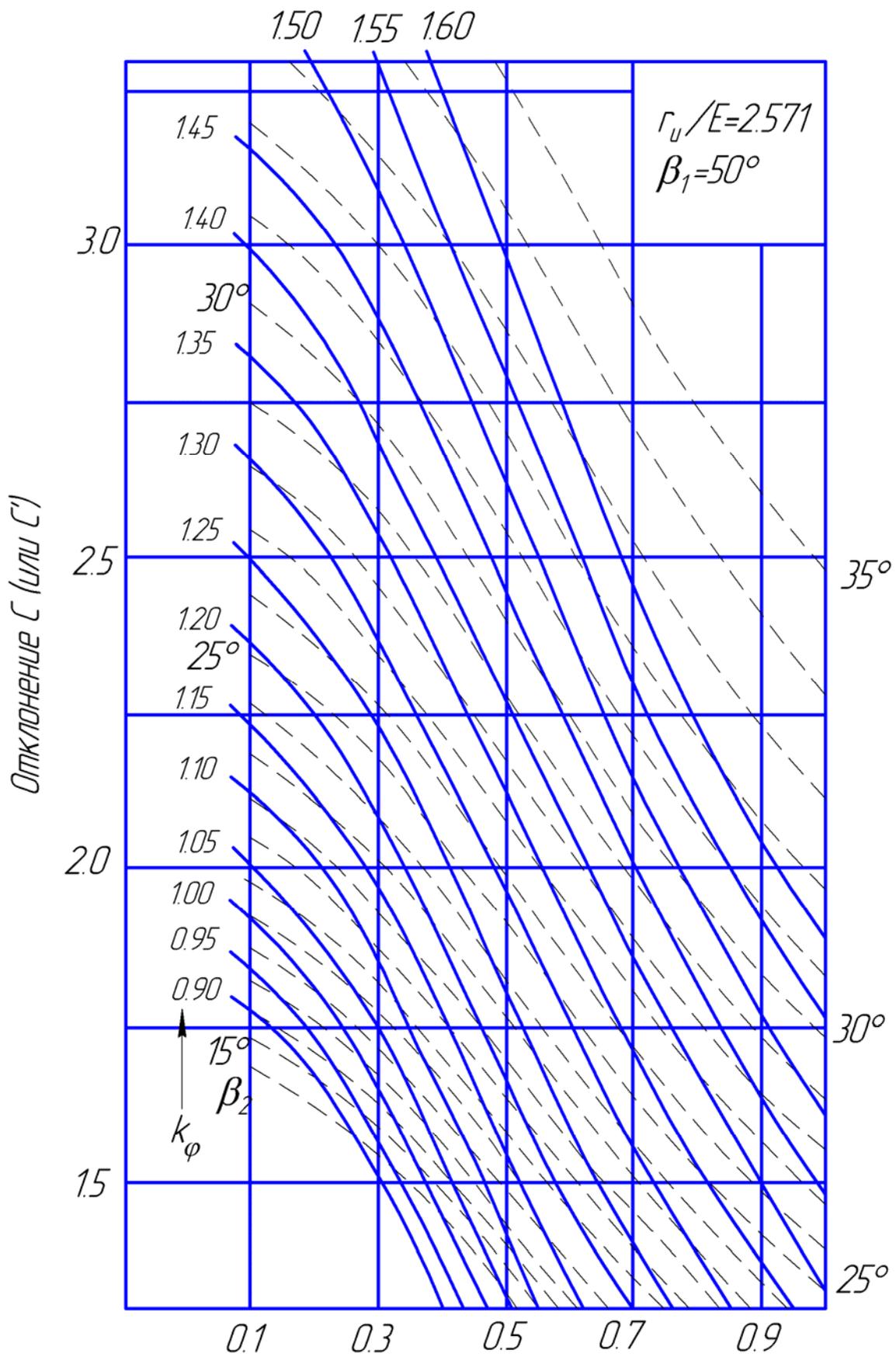


Рисунок 11

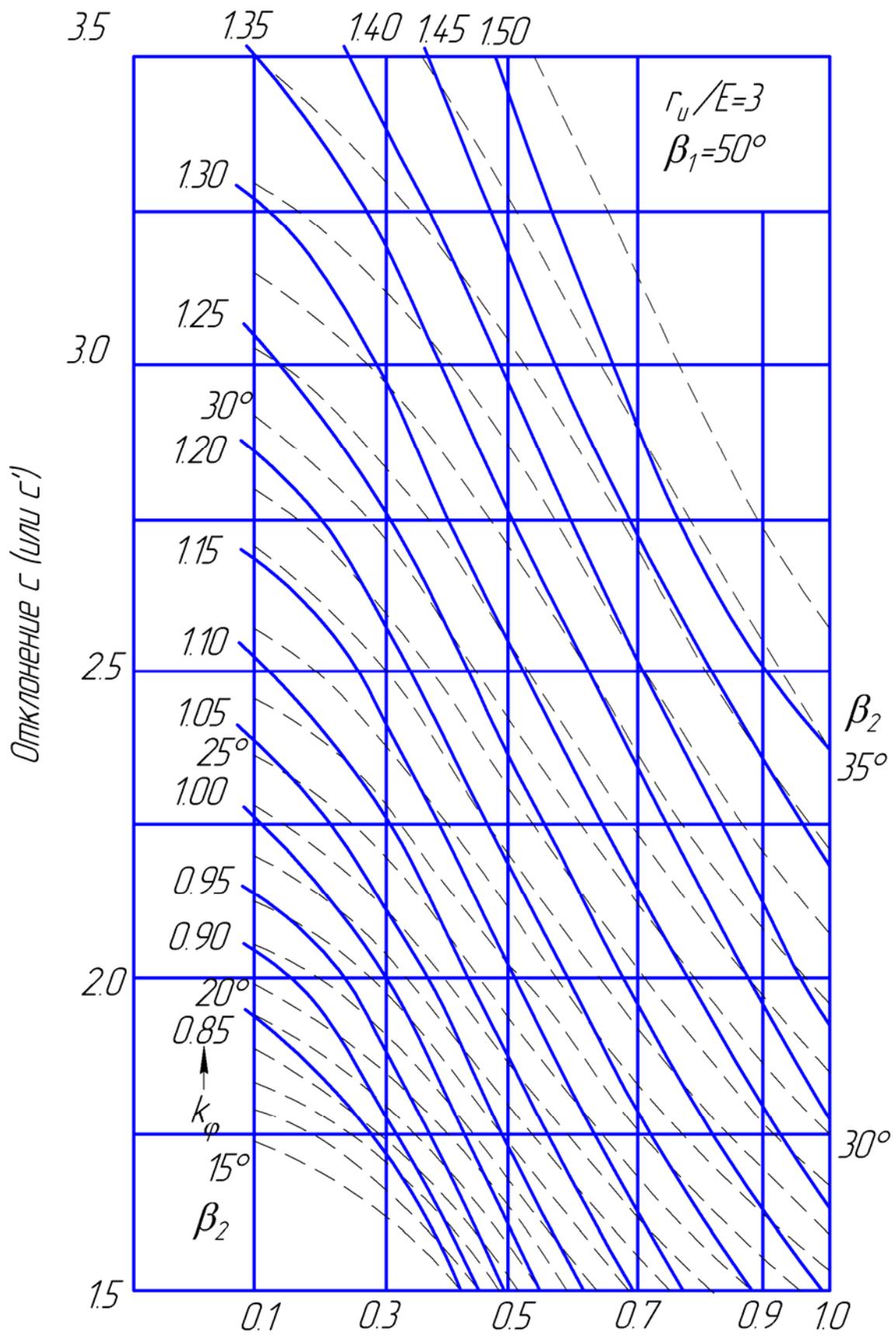


Рисунок 12

1	2	3
44 Вспомогательный угол	λ_s	$\arcsin\left(\frac{E}{\frac{d_2}{2} + K_{12} \cdot \operatorname{ctg} \delta_{a2}}\right)$
45 Расстояние от вершины конуса впадин шестерни до диаметральной плоскости колеса	G_i , мм	$E \cdot \operatorname{tg} \lambda_s - \frac{Q_e \cdot \sin \delta_{a2} + c}{\cos \delta_{a2} \cdot \cos \lambda_s}$
46 Угол конуса впадин шестерни	δ_{f1}	$\arcsin(\cos \delta_{a2} \cdot \cos \lambda_s)$
47 Угол делительного конуса шестерни	δ_1	$\arcsin\left[\cos \delta_2 \cdot \sqrt{1 - 0,9\left(\frac{2E}{d_2}\right)^2}\right]$

Таблица 24 – Значения коэффициента высоты головки зуба колеса обкатных гипоидных передач (по данным фирмы Глисон)

Передаточное число u	Число зубьев шестерни Z_1	Коэффициент h_{ar}^*
1,00		0,500
1,25		0,425
1,50		0,392
1,75	21 и больше	0,368
2,00		0,350
2,50		0,320
3,00		0,306
2,5-10	9-20	0,170
4,0-10	8	0,150
5,0-10	7	0,130
5,6-10	6	0,110

Примечание. Во всех случаях должно быть $Z_1 + Z_2 \geq 40$.

1.4.6 Расчет усилий в зацеплении и проверочный расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба выполняется по формулам, приведенным в п.п. 1.3.7; 1.3.8.

1.4.7 Проверка зубьев по контактным напряжениям (см.п. 1.3.9).

1.4.8 Проверка прочности зубьев при перегрузках (см.п. 1.1.7.).

1.5 Червячные цилиндрические передачи

1.5.1 Исходные данные для расчета:

- а) вращающий момент на валу червячного колеса T_2 , Нм;
- б) передаточное число u ;
- в) скорость вращения червяка n_1 , об/мин.;
- г) вращающий момент на валу червячного колеса при кратковременной перегрузке $T_{2ник}$, Нм;
- д) циклограмма нагружения (рисунок 1)

1.5.2 По известному значению передаточного числа u по таблице 25 определяют число витков (заходов) червяка и число зубьев колеса $Z_2 = Z_1 \cdot u$, округлив его до целого. Желательно, чтобы Z_2 не было кратным Z_1 .

Таблица 25

u	31,5...80	16...31,5	8...16
Z_1	1	2	4

1.5.3 Выбор материалов

Ожидаемая скорость скольжения, м/с

$$V'_s \approx \frac{4,5 \cdot n_1}{10^4} \sqrt[3]{T_2}.$$

По таблице 26 с учетом V'_s выбирают материал венца червячного колеса.

1.5.4 Расчет допускаемых напряжений

Для колес из оловянистых бронз нагрузочная способность ограничивается контактной усталостью и допускаемыми контактными напряжениями для них

$$[\sigma_H]_2 = \sigma_\sigma \cdot K_{\sigma H} \cdot K_{HL},$$

где σ_σ - предел прочности бронзы на растяжение (таблица 26);

$K_{\sigma H} = 0,9$ при твердости поверхностей витков червяка HRC > 46; $K_{\sigma H} = 0,7$

при твердости HRC < 46; K_{HL} - коэффициент долговечности, $K_{HL} = \sqrt{\frac{10^7}{N_{HE2}}}$;

N_{HE2} - эквивалентное число циклов нагружения при переменном (ступенчатом) режиме работы

$$N_{HE2} = 60 \cdot n \cdot t_h \left[\left(\frac{T_1}{T_{\max}} \right)^4 \frac{t_{h1}}{t_h} + \dots + \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^4 \cdot \frac{t_{hi}}{t_h} \right] \leq 25 \cdot 10^7,$$

где T_{\max} - максимальный из длительно действующих вращающих моментов, передаваемых колесом за весь срок службы передачи; T_i - передаваемые червячным колесом вращающие моменты в течение времени t_{hi} .

При $N_{HE2} > 25 \cdot 10^7$ следует принимать $N_{HE2} = 25 \cdot 10^7$; наименьшее значение $K_{PL \min} = 0,67$.

В случае применения венцов червячных колес из *чугуна или безоловянистой бронзы*, имеющей предел прочности $\sigma_b > 300$ МПа, опасным является заедание, и допускаемые напряжения назначают по таблице 27 в зависимости от скорости скольжения V_s без учета количества циклов нагружения.

Таблица 26 – **Материалы для червячных передач**

Условия работы		Червячное колесо			Червяк		
		Материал	σ_b , МПа	σ_T , МПа	Марка стали	Твер- дость	
Открытые пере- дачи и передачи небольшой мощ- ности с ручным приводом		Способ от- ливки	СЧ15	315	-	Саль 45	НВ 300...350
			СЧ18	355	-		
Закрытые передачи с машинным приводом	$V_s > 8$ м/с	Ц	Бр010Н1Ф1	285	165	40ХН	HRC45..60
		К		275	200	20Х	
		П	Бр010Ф1	230	140	20ХН3А	
	$V_s = 4 \dots 8$ м/с	Ц	Бр05Ц5С5	200	90	18ХГТ	
		П		145	80	12ХН3А	
	$V_s < 4$ м/с	Ц	БрА10Ж4Н4	700	460	40ХН	
К		650		430	30ХГН		
Ц		БрА9Ж3Л	530	245	20ХГР		
К			500	230	30ХГСА		
П	425	195	38ХС 20ХН3А				

Обозначения: Ц – центробежное; К – в кокиль; П – в песчаные формы.

Таблица 27 – Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ для червячных колес из условия стойкости против заедания

Материал		$[\sigma_H]_2$, МПа при скорости скольжения V_s , м/с						
Червяка	Червячн.коле са	0,5	1	2	3	4	6	8
Сталь улучш.350	СЧ15 СЧ18	180 220	140 180	110 140	-	-	-	-
Сталь за- кален. HRC 46	БрА9ЖЗЛ БрА10Ж4- Н4	182 195	179 192	173 187	167 181	160 175	150 164	138 152

1.5.5 Предварительное значение коэффициента диаметра

$$q' = 0,25 \cdot Z_2 .$$

1.5.6. Ориентировочное значение межосевого расстояния, мм

$$a'_w = 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_\beta \cdot K_V}{[\sigma_H]_2^2}} , \quad (21)$$

где K_β - коэффициент неравномерности нагрузки;

K_V - коэффициент динамической нагрузки.

В предварительных расчетах можно принимать произведение $K_\beta \cdot K_V = 1,1 \dots 1,4$. Большие значения для высокоскоростных передач ($V_s > 8$ м/с) и при переменной нагрузке.

T_2 - вращающий момент на валу червячного колеса, Нм.

1.5.7 Предварительное значение модуля, мм

$$m' = \frac{2 \cdot a'_w}{Z_2 + q} .$$

Значения модуля и коэффициента диаметра согласуются по рекомендации ГОСТ 2144-76 (таблица 28) с целью уменьшения номенклатуры зуборезного инструмента.

Таблица 28 – Рекомендуемые сочетания m и q при $Z_1 = 1, 2, 4$
(ГОСТ 2144-76)

m	q
2,00	8,0; (12,5); 15,5; 16,0; 20,0
2,50	8,0; 10,0; (12,5); 15,5; 16,0; 20,0
(3,00)	(10,0); (12,0)
3,15	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0
(3,5)	(10,0); 12,0 [*] ; 14,0 [*] ; (14,0)
4,00	8,0; (9,0); 10,0; 12,0 [*] ; (12,0); 12,5; 16,0; 20,0
5,00	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0
(6,00)	(9,0); (10,0)
6,30	8,0; 10,0; 12,5; 14,0; 16,0; 20,0
(7,00)	(12,0)
8,00	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0
10,00	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0
(12,00)	10,0 ^{**} ; (10,0)
12,50	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0
16,00	8,0; 10,0; 12,5; 16,0
20,00	8,0; 10,0

Примечание: Значения, не заключенные в скобки, являются предпочтительными.
* - Только при $Z_1 = 1$.
** - Только при $Z_1 = 1$ и $Z_1 = 2$.

1.5.8 Межосевое расстояние $a_w = \frac{m(Z_2 + q)}{2}$ округлить до ближайшего меньшего стандартного значения из ряда: 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500 мм.

1.5.9 Коэффициент смещения

$$X = \frac{a_w}{m} - 0,5(Z_2 + q),$$

причем - $1 \leq x \leq 1$ из условия отсутствия подрезания или заострения зубьев. Если это условие не выполняется, следует принять другое сочетание m и q или изменить Z_2 , соблюдая условие

$$\Delta u = \left| \frac{u - \frac{Z_2}{Z_1}}{u} \right| \cdot 100\% \leq 5\% .$$

1.5.10 Проверочный расчет по контактным напряжениям

1.5.10.1 Угол подъема витка червяка

$$\gamma = \arctg(Z_1 / q) .$$

1.5.10.2 Скорость относительного скольжения в полюсе зацепления, м/с

$$V_s = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000 \cdot \cos \gamma} ,$$

где $n_1 = n_2 \cdot u$; $d_1 = m \cdot q$.

1.5.10.3 По скорости скольжения V_s выбирают по таблице 29 степень точности передачи и определяют коэффициент динамической нагрузки K_V .

Таблица 29 – Коэффициент динамической нагрузки

Степень точности	Скорость скольжения V_s , м/с					
	До 1,5	1,5...3	3...7,5	7,5...12	12...16	16...25
6	-	-	1	1,1	1,3	1,5
7	1	1	1,1	1,2	-	-
8	1,15	1,25	1,4	-	-	-
9	1,25	-	-	-	-	-

1.5.10.4 Коэффициент неравномерности нагрузки

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{Z_2}{\theta} \right)^3 \cdot (1 - X) ,$$

где θ - коэффициент деформации червяка, определяемый по таблице 30;

$X = \frac{\sum T_i \cdot t_i}{T_n \cdot \sum t_i}$ - коэффициент, учитывающий характер изменения нагрузки; T_n - максимальный из числа длительно действующих вращающих моментов.

T_i и t_i - вращающий момент и время его действия на i -й ступени по циклограмме нагружения.

Таблица 30 – Коэффициент деформации червяка θ в функции от q

Коэффициент q	θ при Z_1 , равном		
	1	2	4
8	72	57	47
9	89	71	58
10	108	86	70
12,5	157	125	101
14	190	152	123

1.5.10.5 Расчетные контактные напряжения

$$\sigma_{H2} = \frac{5300}{Z_2/(q+2X)} \cdot \sqrt{\left[\left(\frac{Z_2}{q+2X}\right)/a_w\right]^3 K_\beta \cdot K_V T_2} \leq [\sigma_Y]_2 \quad (22)$$

1.5.11 Проверочный расчет по напряжениям изгиба

1.5.11.1 Эквивалентное число зубьев колеса

$$Z_{V2} = Z_2 / \cos^3 \gamma,$$

где γ - см.п. 1.5.10.1.

1.5.11.2 Коэффициент формы зуба колеса Y_{F2} выбирают по таблице 31

Таблица 31 – Коэффициент формы зуба Y_{F2}

Z_{V2}	20	24	26	28	30	32	35	37
Y_{F2}	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61
Z_{V2}	40	45	50	60	80	100	150	30
Y_{F2}	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

1.5.11.3 Напряжения изгиба в зубьях червячного колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{1,5 \cdot T_2 \cdot Y_{F2} \cdot K_\beta K_V \cdot \cos \gamma \cdot 10^3}{q \cdot m^3 \cdot Z_2} \leq [\sigma_F], \quad (23)$$

где $[\sigma_{F2}] = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_\epsilon$ - допускаемые напряжения для всех марок бронз, значения σ_T и σ_ϵ приведены в таблице 26.

Если условие прочности на изгиб не выполняется, необходимо увеличить m и q (см.п. 1.5.7.).

1.5.12 Проверочные расчеты по пиковым нагрузкам

1.5.12.1 Если в циклограмме нагружения имеется момент $T_{2\text{пик}}$, то производят проверку по пиковым контактным напряжениям во избежание остаточной деформации или заедания поверхностей зубьев.

Условие прочности имеет вид:

$$\sigma_{H2\text{max}} = \sigma_{H2} \frac{T_{2\text{пик}}}{T_{2\text{max}}} \leq [\sigma_H]_{\text{max}},$$

где $[\sigma_H]_{\text{max}} = 4\sigma_T$ - для оловянистых бронз; $[\sigma_H]_{\text{max}} = 2\sigma_T$ - для безоловянистых бронз; $[\sigma_H]_{\text{max}} = 1,65\sigma_\epsilon$ - для чугунов.

1.5.12.2 Пиковые напряжения изгиба

$$\sigma_{F2\text{max}} = \sigma_{F2} \frac{T_{2\text{пик}}}{T_{2\text{max}}} \leq [\sigma_{F2}]_{\text{max}},$$

где $[\sigma_{F2}]_{\text{max}} = 0,8\sigma_T$ - для всех марок бронз,
 $[\sigma_{F2}]_{\text{max}} = 0,6\sigma_\epsilon$ - для чугунов.

1.5.13 Геометрический расчет передачи

Основные геометрические размеры червяка и червячного колеса (рисунок 13) определяют по формулам, приведенным в таблице 32.

Таблица 32 – Основные размеры червяка и червячного колеса

Параметры	Формулы	
	для червяка	для колеса
1	2	3
Диаметры делительных окружностей	$d_1 = m \cdot q$	$d_2 = m \cdot Z_2$
Диаметры вершин	$d_{a1} = d_1 + 2m$	$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + X)$
Высота головки витков червяка	$h_{a1} = m$	
Высота ножки витков червяка	для архимедовых $h_{f1} = 1,2 \cdot m$ для эвольвентных $h_{f1} = (2,2 \cos \gamma - 1)m$	
Диаметры впадин	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$	$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 + X)$
Длина нарезанной части червяка	v_1 по таблице 33	
Наибольший диаметр червячного колеса	-	$d_{aM2} \leq d_{a2} + 6m/(Z_1 + 2)$
Ширина венца червячного колеса	-	$v_2 \leq 0,75d_{a1}$ при $Z_1 = 1; 2$ $v_2 \leq 0,67d_{a1}$ при $Z_1 = 4$
Радиус выемки поверхности вершин зубьев червячного колеса	-	$R = 0,5d_1 - m$
Межосевое расстояние (проверка)	$a_w = 0,5m(q + Z_2 + 2X)$	

Таблица 33 – Длина нарезанной части червяка v_1 , мм

Коэффициент смещения X	Число витков (заходов) Z_1	
	1 и 2	4
- 1	$(10,5 + Z_1) \cdot m$	$(10,5 + Z_1) \cdot m$
- 0,5	$(8 + 0,06 Z_2) \cdot m$	$(9,5 + 0,09 Z_2) \cdot m$
0	$(11 + 0,06 Z_2) \cdot m$	$(12,5 + 0,09 Z_2) \cdot m$
+0,5	$(11 + 0,1 Z_2) \cdot m$	$(12,5 + 0,1 Z_2) \cdot m$
+1	$(11 + 0,1 Z_2) \cdot m$	$(13 + 0,1 Z_2) \cdot m$

Примечания: 1. Расчетное значение v_1 следует округлить в большую сторону до целого числа. 2. При промежуточном значении X длину v_1 вычисляют по ближайшему пределу X , который дает большее значение v_1 .

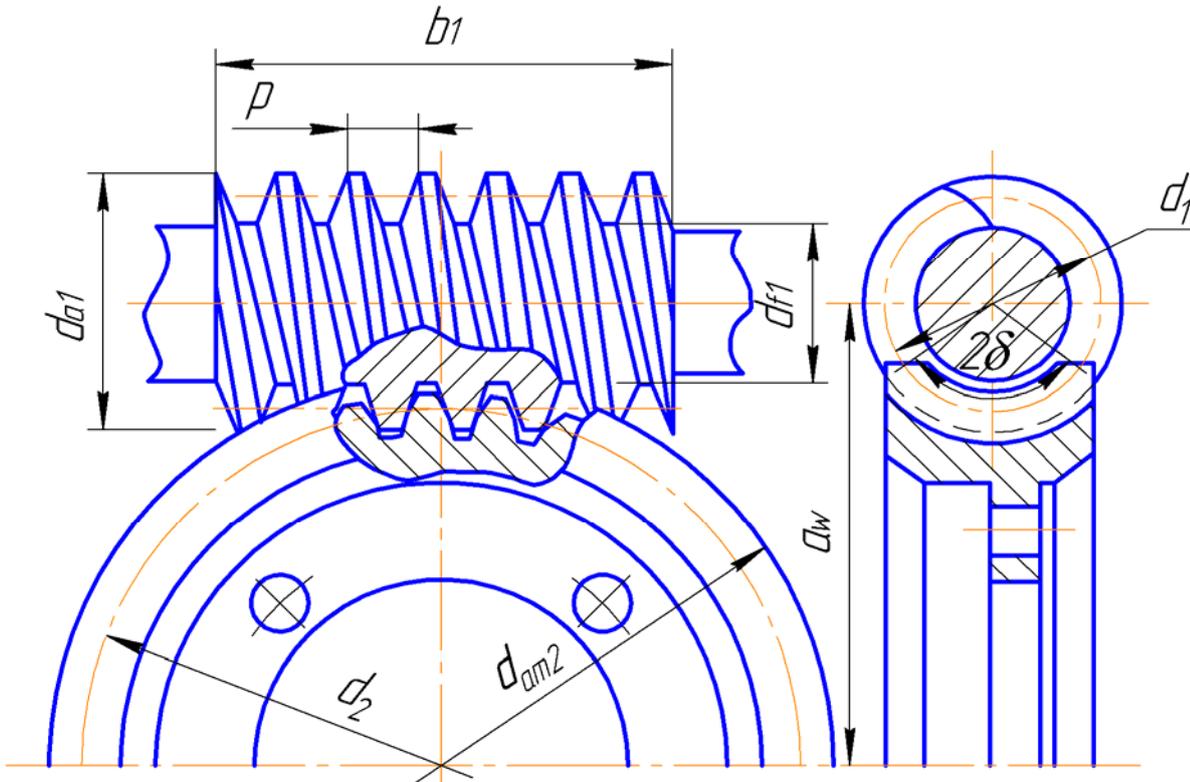


Рисунок 13

1.5.14 Данные для контроля взаимного положения разноименных профилей червяка (указываются на рабочих чертежах).

Делительная толщина по хорде витка

$$\bar{S}_{a1} = 0,5\pi m \cos \gamma. \quad (24)$$

Высота до хорды витка

$$\bar{h}_{a1} = m + 0,5\bar{S}_{a1} \operatorname{tg}\left(0,5 \arcsin \frac{\bar{S}_{a1} \cdot \sin^2 \gamma}{d_1}\right). \quad (25)$$

1.5.15 Силы в зацеплении червячной передачи

1.5.15.1 Окружная сила червячного колеса (F_{t2}) и осевая сила червяка (F_{a1})

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2 / d_2.$$

1.5.15.2 Окружная сила червяка (F_{t1}) и осевая сила червячного колеса (F_{a2})

$$F_{t1} = F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg}(\gamma + \rho),$$

где ρ - угол трения может быть определен в зависимости от скорости скольжения V_s по таблице 34.

Таблица 34 – Угол трения ρ в функции скорости скольжения

м/с	0,5	1	1,5	2	3	7	10	15и более
ρ	3,3	2,7	2,5	2,2	1,8	1,25	1,1	1

1.5.15.3 Радиальная сила червяка (F_{r1}) червячного колеса (F_{r2})

$$F_{r1} = F_{r2} \approx 0,37 \cdot F_{t2}.$$

1.5.16 Тепловой расчет червячной передачи

1.5.16.1 Приближенное значение кпд червячной передачи

$$\eta = 0,95 \frac{\operatorname{tg}\gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)},$$

где 0,95 – множитель, учитывающий потери энергии на перемешивание масла при смазывании окунанием.

1.5.16.2 Температура масляной ванны в редукторе при естественной конвекции воздуха

$$t_M = t_o + \frac{1000(1-\eta) \cdot P_1}{K_T \cdot A(1+\psi)} \leq [t_M]^\circ, \quad (26)$$

где $[t_M]$ - максимально допустимая температура нагрева масла (обычно $[t_M] = 75 \dots 95^\circ\text{C}$); P_1 - подводимая мощность (мощность на валу червяка, кВт; $K_T = 8 \dots 17,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ }^\circ\text{C})$ – коэффициент теплопередачи корпуса (большие значения принимают при хорошей циркуляции воздуха); t_o - температура окружающего воздуха, $^\circ\text{C}$; A - площадь свободной поверхности охлаждения корпуса, включая 70% площади поверхности ребер и бобышек, м^2 ; $A \approx 20 \cdot a^{1,7}$, где a - межосевое расстояние червячной передачи, м; ψ - коэффициент, учитывающий теплоотвод в раму или плиту ($\psi = 0,1 \dots 0,3$).

В редукторе, охлаждаемом вентилятором, температура масла

$$t_M = t_o + \frac{1000(1-\eta)P_1}{K_T(A-A_B)(1+\psi) + K_{TB}A_B} \leq [t_M], \quad (27)$$

где A_B - площадь поверхности корпуса, обдуваемая вентилятором (можно ориентировочно принимать $A_B = 0,6 A$), м^2 ; K_{TB} - коэффициент теплопередачи об-

дуваемой части поверхности корпуса, Вт/м² °С). Рекомендуют принимать $K_{ТВ} = \sqrt{n_1}$, где n_1 - частота вращения червяка, на котором находится крыльчатка, об/мин.

Диаметр крыльчатки обычно выбирают в пределах

$$D_{KP} = (0,6...0,7)d_2,$$

где d_2 - делительный диаметр червячного колеса.

1.5.17 Расчет червяка на жесткость

Расстояние между серединами опор вала червяка при приближенном расчете можно принимать равным $L = (0,9...1,0) \cdot d_2$.

Правильность зацепления червячной пары может быть обеспечена лишь при достаточной жесткости червяка. Средняя допускаемая стрела прогиба $[f]$ червяка может быть принята

$$[f] = \left(\frac{m}{200} \dots \frac{m}{100} \right).$$

Стрела прогиба червяка, вал которого опирается на два радиально-упорных подшипника, определяется по формуле:

$$f = \frac{L^3 \cdot \sqrt{F_{r1}^2 + F_{t1}^2}}{48 \cdot E \cdot I_{np}}. \quad (28)$$

Если вал червяка, с одной стороны, опирается на два радиально-упорных шариковых или роликовых подшипника, а с другой – на радиальный подшипник, то при его расчете на жесткость можно рассматривать как балку, защемленную одним концом, а другим шарнирно опертую. В этом случае

$$f = \frac{\sqrt{(7 \cdot F_{r1} \cdot L^3 + 3 \cdot F_{a1} \cdot d_1 L^2)^2 + (7 \cdot F_{t1} \cdot L^3)^2}}{768E \cdot I_{np}}, \quad (29)$$

где $E = 2,1 \cdot 10^5$ Мпа – модуль упругости для стали; L - расстояние между серединами опор; I_{np} - приведенный момент инерции сечения червяка, определяемый по эмпирической формуле

$$I_{np} = \frac{\pi d^4 f_1}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{d_{a1}}{d f_1} \right).$$

Условие достаточной жесткости имеет вид:

$$f \leq [f].$$

1.6 Глобоидные червячные передачи

1.6.1 Исходные данные для расчета:

- а) вращающий момент на валу червячного колеса T_2 , Нм;
- б) передаточное число u ;
- в) скорость вращения червяка n_1 , об/мин;
- г) вращающий момент на валу червячного колеса при кратковременной перегрузке $T_{2\text{тик}}$, Нм;
- д) циклограмма нагружения (рисунок 1).

1.6.2 Выбор материалов

Для червяков и червячных колес глобоидной передачи применяют те же материалы, как для червячных передач с цилиндрическими червяками. В качестве материалов червяков применяются в основном легированные стали: 40ХН; 38ХГН; 35ХМА и др., улучшенные (HRC= 28...32) или закаливаемые (HRC \geq 45...50). Лучшим материалом для венцов червячных колес являются высокооловянистые бронзы типа БрО10Ф1. Мало пригодны в качестве заменителей безоловянистые бронзы.

1.6.3 Межосевое расстояние глобоидной передачи можно определить по кривым, представленным на рисунке 14 в зависимости от допускаемого вращающего момента на валу червячного колеса T_{2p} и частоты вращения червяка n_1 .

$$T_{2p} = T_{2\text{max}} \cdot K_p,$$

где $T_{2\text{max}}$ - наибольший из длительно действующих вращающих моментов, определяемый из циклограммы нагружения, Нм; K_p - коэффициент режима, определяемый в зависимости от условий работы:

Круглосуточная работа при постоянной спокойной нагрузке1,00

Непрерывная работа в течение 8...10 ч в сутки с толчками и ударами и кратковременными перегрузками на 25%, продолжающимися до 15 мин.
.....1,2

Напряженная круглосуточная работа с ударной нагрузкой и кратковременными перегрузками на 100%, продолжающимися до 0,5 мин.
.....1,35

Повторно-кратковременная работа0,7...0,9

Пользоваться кривыми (рисунок 14) допустимо при следующих условиях: скорость изнашивания (мм/об) зубьев червячного колеса $V_{u2} \leq 50 \cdot 10^{-10}$; передача модифицированная; передаточное число передачи в пределах $10 \leq u < 63$; материал венца червячного колеса – оловянистая бронза; степень точности не ниже 7-й.

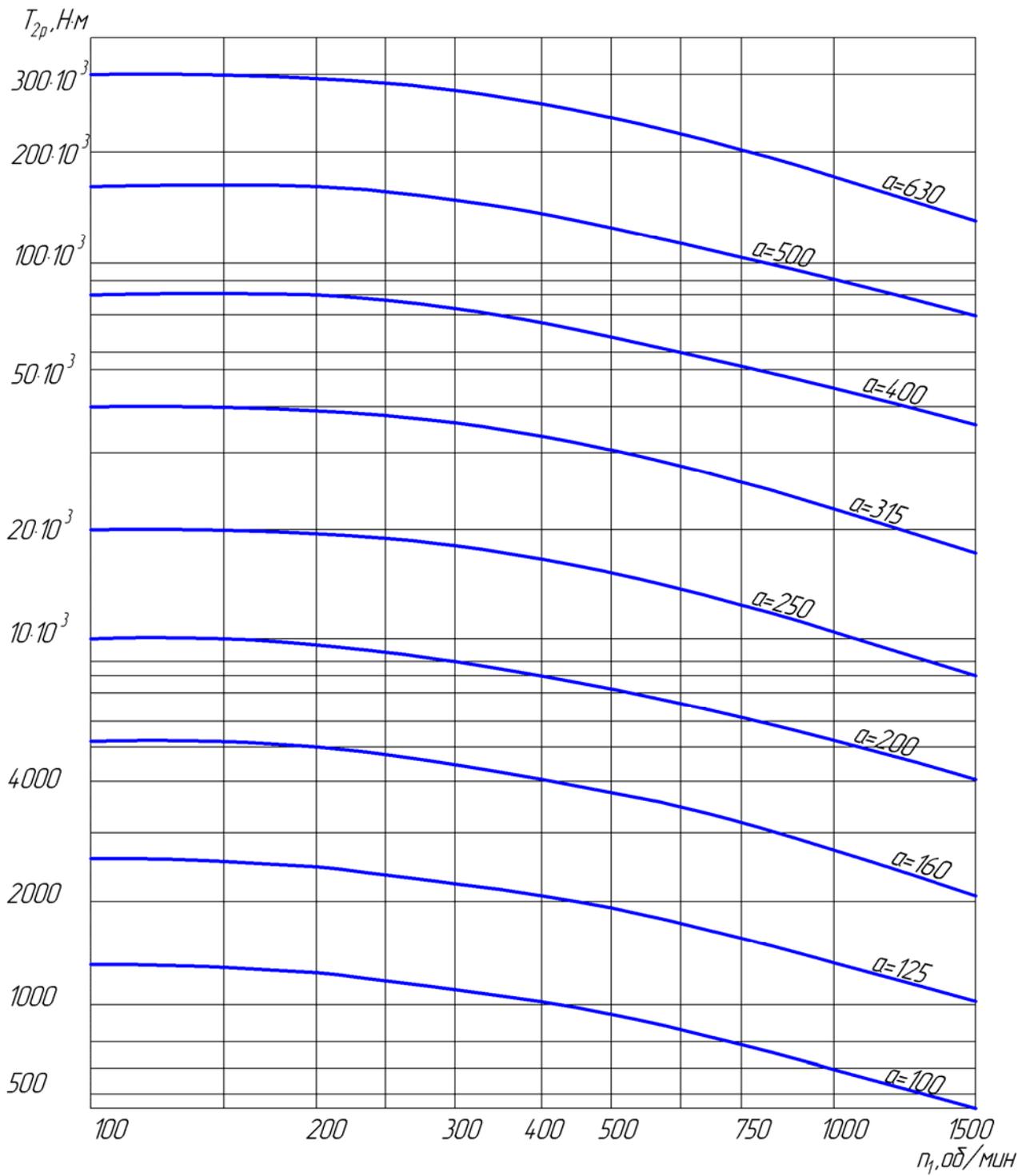


Рисунок 14

1.6.4 Основные параметры по ГОСТ 9369-77

Межосевые расстояния выбираются из ряда: 40; 50; 63; 80; 100; 125; (140); 160; (180); 200; (224); 250; (280); 315; (355); 400; (450); 500 ... 1600 мм.

Номинальные значения передаточных чисел $u_{ном}$ должны выбираться из ряда: 10; (11,2); 12,5; (14); 16; (18); 20; (22,4); 25; (28); 31,5; (35,5); 40; (45); 50; (56); 63; (71); 80.

Таблица 35 – Делительные диаметры червяков d_1 и ширина венцов червячных колес b_2

a , мм	d_1 , мм			b_2 мм	a , Мм	d_1 , мм			b_2 , мм
	1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд			1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд	
40	-	16,0	18,0	10	160	56,0	63,0	-	40
50	-	20,0	22,4	12	180	63,0	71,0	-	45
63	-	25,0	28,0	16	200	71,0	80,0	-	50
80	-	31,5	35,5	20	224	80,0	90,0	-	56
100	-	40,0	45,0	25	250	90,0	100,0	-	63
125	-	50,0	56,0	32	280	100,0	112,0	-	71
140	50,0	56,0	-	36	315	112,0	125,0	-	80

1.6.5 Расчет геометрии по ГОСТ 17696-89

Таблица 36 – Исходные данные для расчета

Наименование параметра	Обозначение	Значения параметра
1 Межосевое расстояние	a	
2 Номинальное передаточное число	$u_{ном}$	
3 Делительный угол профиля витка в осевом сечении в середине	α_x	40°
4 Коэффициент высоты витка	h_1^*	2,0
5 Коэффициент высоты делительной головки витка	h_{a1}^*	0,9
6 Коэффициент радиального зазора у поверхности впадины глобоидного червяка	C_1^*	0,2
7 Коэффициент радиального зазора у поверхности впадины колеса глобоидной передачи	C_2^*	0,2
8 Коэффициент делительной осевой толщины витка в середине червяка	S_1^*	0,45

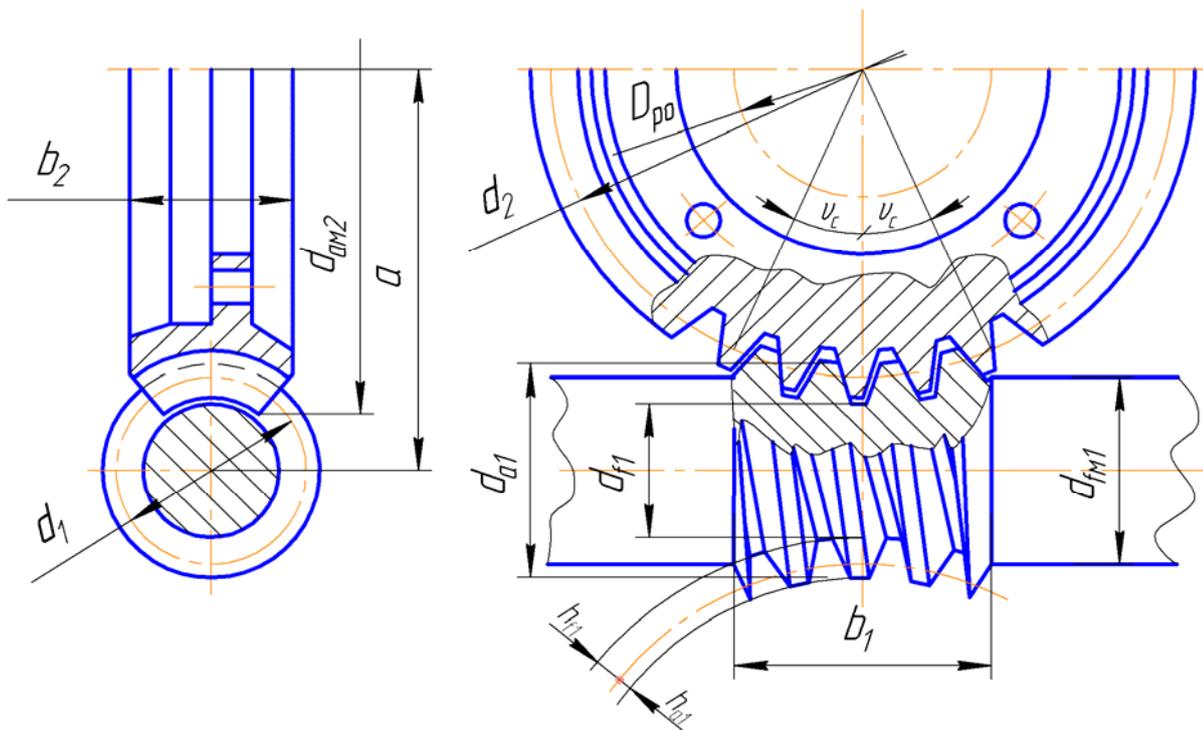


Рисунок 15

Таблица 37 – Расчет геометрических параметров (рисунок 15)

Наименование	Обозначение	Расчетная формула
1	2	3
1 Число витков червяка	Z_1	
2 Число зубьев колеса	Z_2	
3 Передаточное число	u	Z_2 / Z_1
4 Делительный диаметр червяка, мм	d_1	По таблице 35
5 Делительный диаметр колеса, мм	d_2	$2a - d_1$
6 Модуль, мм	m	d_2 / Z_2
7 Высота витка, мм	h_1	$h_1^* \cdot m$
8 Радиальный зазор у поверхности впадин глобоидного червяка, мм	C_1	$C_1^* \cdot m$

1	2	3
9 Радиальный зазор у поверхности впадин колеса глобоидной передачи, мм	C_2	$C_2^* \cdot m$
10 Глубина захода, мм	h_w	$h_1 - C_1$
11 Высота делительной головки витка, мм	h_{a1}	$h_{a1}^* \cdot m$
12 Высота делительной ножки витка, мм	h_{f1}	$h_1 - h_{a1}$
13 Диаметр вершин витков, мм	d_{a1}	$d_1 + 2h_{a1}$
14 Диаметр впадин червяка, мм	d_{f1}	$d_1 - 2h_{f1}$
15 Высота зуба, мм	h_2	$h_w + c_2$
16 Высота делительной головки зуба, мм	h_{a2}	$0,5 \cdot h_w$
17 Высота делительной ножки зуба, мм	h_{f2}	$h_2 - h_{a2}$
18 Диаметр вершин зубьев, мм	d_{a2}	$d_2 + 2h_{a2}$
19 Диаметр впадин колеса, мм	d_{f2}	$d_2 - 2h_{f2}$
20 Длина нарезанной части червяка по впадинам	ϵ_{f1}	$d_2 \cdot \sin(180^\circ \cdot \frac{K_c}{Z_2})$ K_c - см.п.1 таблица 40
21 Диаметр профильной окружности	D_{PO}	ϵ_{f1}

Таблица 38 – Номинальные измерительные размеры

Определяемый параметр	Обозначен.	Расчетная формула
1 Наибольший угол подъема витка червяка	γ	$arctg(d_2 / d_1)$
2 Угловой шаг зубьев колеса	τ	$360^\circ / Z_2$
3 Делительная толщина по хорде в среднем торцовом сечении: витка червяка зуба колеса	\bar{S}_{a1} \bar{S}_{a2}	$d_2 \cdot \sin(\tau/4) \cdot \cos \gamma$ \bar{S}_{a1}
4 Высота до хорды витка червяка зуба колеса	\bar{h}_{a1} \bar{h}_{a2}	$h_{a1} - d_2 \sin^2(\tau/8)$ $h_{a2} + d_2 \sin^2(\tau/8)$

1.6.6 Проверочные расчеты глобоидных передач

Таблица 39 – Расчет на отсутствие пластических деформаций

Определяемая величина	Обозначен.	Расчетная формула
1 Коэффициент приведенного радиуса кривизны	K_ρ	По рисунку 16
2 Контактные напряжения	σ_H , МПа	$60 \cdot \sqrt{\frac{T_{2\max} \cdot 10^3}{K_\rho \cdot a^3}} \leq [\sigma_H]_{\max}$ $[\sigma_H]_{\max} = 6 \cdot \sigma_T, \quad \sigma_T \text{ - по таблице 26}$

Таблица 40 – Расчет на срез зубьев червячного колеса

Определяемая величина	Обозначен.	Расчетная формула
1 Расчетный обхват	K_C	$Z_2 / 10$; округлить до ближайшего значения из ряда: 3,5; 4,5; 5,5; 6,5 ...
2 Модуль	m , мм	d_2 / Z_2
3 Угол подъема витка	γ	$\operatorname{tg} \gamma = d_2 / u d_1$
4 Площадь среза	A_{cp} , мм ²	$1,57 v_2 m + 1,8 (v_2 m / \cos \gamma) \cdot \operatorname{tg} \left[\frac{180^\circ}{Z_2} (1,1 \cdot K_C - 1) \right]$
5 Напряжения среза	τ_C , МПа	$\tau_C = \frac{4 \cdot T_{2\max}}{d_2 \cdot K_C \cdot A_{cp} \cdot \cos \gamma} \leq [\tau_C]$ $[\tau_C] = 0,5 \sigma_s$

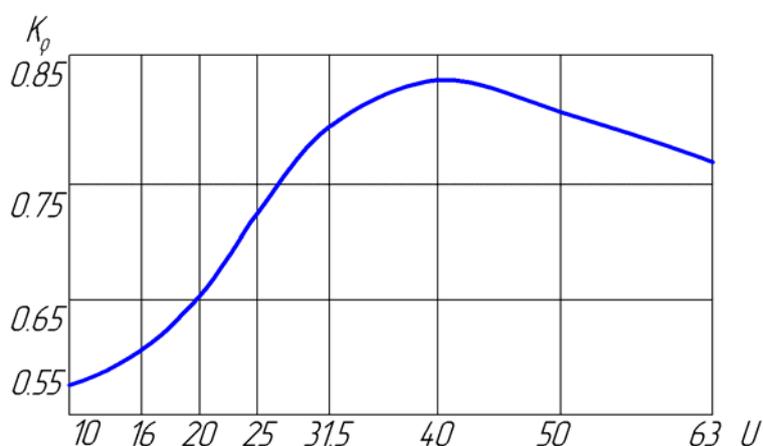


Рисунок 16

1.7 Волновые зубчатые передачи

Рассматривается расчет двухволновой передачи (рисунок 17) с широкой впадиной между зубьями гибкого колеса.

1.7.1 Исходные данные для расчета:

- вращающий момент на тихоходном валу T_2 , Нм;
- передаточное число u ;
- срок службы t_h , ч.

1.7.2 Выбор материалов гибкого и жесткого колес

Таблица 41 – Механические характеристики сталей для волновых передач

Марка стали	$\frac{HRC}{HB}$	σ_{-1} , МПа	σ_{-1} , МПа после дробеструйного наклепа	τ_{-1} , МПа	σ_s , МПа	
Гибкие колеса	30ХГСА	28...32	420...440	480...500	260	980
	40ХНМА	28...32	400...420	480...500		980
	30ХНЗА	28...32	400...420	450...480		900
Жесткие колеса	40Х	269...302	-	-	-	900
	40ХН	269...302	-	-	-	920
	30ХГСА	269...302	-	-	-	

1.7.3 Внутренний диаметр гибкого колеса, мм

$$d_K = \sqrt[3]{\frac{0,456T_2 \cdot 10^3}{\left(\frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot S} - \frac{3E \cdot Y_Z \psi_{ed}}{u}\right) \psi_{ed} \cdot \psi_{\delta d}}}, \quad (30)$$

где T_2 - вращающий момент на тихоходном валу, Нм; $\psi_{ed} = \frac{e}{d_K} = 0,15...0,2$ - коэффициент ширины зубчатого венца (большие значения для больших u); $\psi_{\delta d} = \frac{\delta}{d_K}$ - коэффициент толщины зубчатого венца, $\psi_{\delta d} = 0,012...0,014$ для средненагруженных, длительно работающих передач (большие значения для больших u); $\psi_{ed} = 0,15...0,2$ для высоконагруженных, кратковременно работающих передач; S_σ - коэффициент запаса сопротивления усталости, $S_\sigma = 1,5...1,7$; $K_\sigma = 1,8...2$ - коэффициент концентрации напряжений

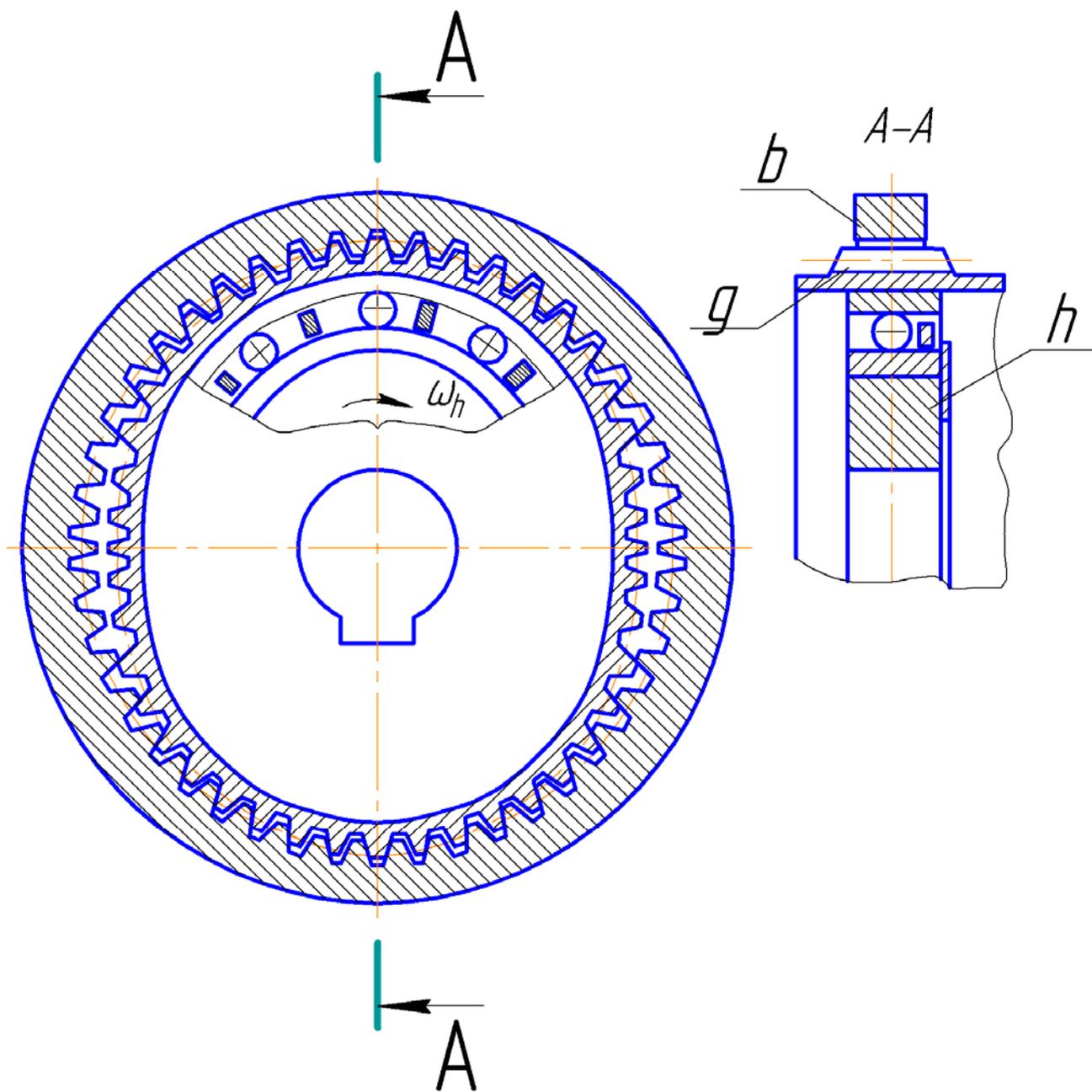


Рисунок 17

у ножки зуба; Y_Z - коэффициент влияния зубьев, $Y_Z = 1,35 \dots 1,5$ – для зубьев с узкой впадиной, $Y_Z = 1,2 \dots 1,3$ для зубьев с широкой впадиной, большие значения Y_Z при $u \leq 150$; $E = 2,1 \cdot 10^5$, МПа – модуль упругости стали.

Полученное значение d_k округлить до значения наружного диаметра D стандартного гибкого подшипника по таблице 40.

Таблица 42 – Основные размеры гибких подшипников, мм по ГОСТ 23179-78

Обозначение подшипника	d	D	B	Предельная частота вращения
809	45	62	9	3000
812	60	80	13	3000
815	75	100	15	3000
818	90	120	18	2500
822	110	150	24	2000
824	120	160	24	2000
830	150	200	30	1600
836	180	240	35	1500
844	220	300	45	1500
848	240	320	48	1000

1.7.4 Ширина зубчатого венца и толщина стенки гибкого колеса

$$b = \psi_{sd} \cdot d_k,$$

$$\delta = \psi_{\delta d} \cdot d_k.$$

1.7.5 Числа зубьев жесткого Z_e и гибкого Z_g колес

$$Z_e = Z_g + 2;$$

$$Z_g = 2 \cdot u.$$

округлить до целого

1.7.6 Геометрические параметры гибкого колеса (таблица 43)

Таблица 43

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула
1	2	3
1 Диаметр окружности впадин, мм	d_{fg}	$d_k + 2\delta$
2 Модуль зацепления, мм (Согласовать со стандартным значением по таблице 45).	m	$m \approx (d_{iq} + 2,5) / 2u$

1	2	3
3 Коэффициент высоты головки зуба инструмента	h_{ao}^*	0,35
4 Коэффициент высоты головки зуба колеса при нарезании червячной фрезой	h_a	0
5 Уточненное значение числа зубьев гибкого колеса	Z_g	$d_{fg} / m + 2 \cdot h_{ao}^*$, округлить до целого
6 Уточненное значение передаточного числа	u_ϕ	$Z_g / 2$
7 Отклонение передаточного числа	Δu	$\left \frac{u_\phi - u}{u} \right \cdot 100 \leq 4\%$
8 Коэффициент смещения исходного контура при нарезании зубьев	X_g	$d_{fg} / (2m) - 0,5Z_g + h_{ao}^*$ $-1 < X_g < 3$
9 Высота зуба, мм	h_g	$1,35 \cdot m$
10 Диаметр окружности вершин зубьев, мм	d_{ag}	$d_{fg} + 2h_g$

1.7.7 Значение отношения $\frac{W_o}{m}$ выбирается в интервале $\frac{W_o}{m} = 1,15 \dots 1,3$, где меньшие значения для $u \leq 150$, после чего определяется W_o - размер деформирования.

1.7.8 Проверочный расчет прочности гибкого колеса

Окружные напряжения

$$\sigma_{ta} = \frac{1,5 \cdot Y_Z \cdot E \cdot \delta \cdot W_o}{r^2},$$

где $r = \frac{d_k}{2} + \frac{\delta}{2}$.

Амплитуда напряжений растяжения и среднее напряжение цикла

$$\sigma_{pa} = \sigma_{pm} = \frac{0,45 T_2 \cdot 10^3}{d_k \cdot v \cdot \delta}.$$

Напряжение кручения

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T_2 \cdot 10^3}{4\pi \cdot r^2 \cdot \delta},$$

если $\tau_a = \tau_m < 10$ МПа, то в дальнейшем они не учитываются.

Запас прочности

$$S = S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_{pa}} \leq [S_r] = 1,5,$$

где $\sigma_a = \sigma_{ia} + \sigma_{pa}$; $K_{\sigma} = 1,9$ – коэффициент концентрации напряжений у ножки зуба; $\psi_{\sigma} = 0,15$ для легированных сталей.

Принятая толщина гибкого колеса δ не является оптимальной. Для поиска оптимальной толщины задаются несколькими значениями δ (больше и меньше принятого), вычисляют соответствующие им значения S_{σ} , строят график S_{σ} от δ и по максимуму S_{σ} уточняют δ .

1.7.9 Геометрические параметры жесткого колеса (колесо нарезают долбяком) определяют по таблице 44

Таблица 44

Определяемый параметр	Обозначение	Расчетная формула
1 Число зубьев жесткого колеса	Z_g	$Z_g + 2$
2 Коэффициент смещения	X_g	$\frac{X_g - (m - w_o)}{m}$
3 Число зубьев долбяка	Z_o	По таблице 45
4 Угол зацепления в станочном зацеплении с долбяком	α_{wo}	$inv\alpha_{wo} = 2[(X_g - X_o)/(Z_g - Z_o)] \cdot tg20^{\circ} + inv20^{\circ}$
5 Межосевое расстояние в станочном зацеплении с долбяком, мм	a_{wo}	$m(Z - Z_o) \cos 20^{\circ} / 2 \cos \alpha_{wo}$
6 Диаметр окружности впадин жесткого колеса, мм	d_{fg}	$2(a_{wo} + 0,5d_{ao})$
7 Глубина захода, мм	h_d	$h_d = m$
8 Диаметр окружности вершин жесткого колеса, мм	d_{ag}	$d_{ag} + 2w_o - 2h_d$

1.7.10 Проверка отсутствия интерференции

Угол профиля в граничной точке при нарезании гибкого внешнего венца червячной фрезой

$$\alpha_{tg} = \arctg \left[tg20^{\circ} - \frac{4(h_{ao}^* - 0,2 - x_g)}{Z_g \cdot \sin 40^{\circ}} \right], \quad (31)$$

где h_{ao}^* - определяют по таблице 45.

Диаметр окружности граничной точки для гибкого колеса

$$d_{lg} = \frac{m \cdot Z_g \cdot \cos 20^\circ}{\cos \alpha_{lg}} . \quad (32)$$

Проверка соблюдения условия отсутствия интерференции по переходным кривым для жесткого колеса

$$d_{ae} \geq d_{lg} + 2w_o . \quad (33)$$

Угол профиля в граничной точке при нарезании жесткого внутреннего венца долбяком

$$\alpha_{lg} = \arctg \left[\operatorname{tg} \alpha_{wo} + \frac{z_o}{z} (\operatorname{tg} \alpha_{ao} - \operatorname{tg} \alpha_{wo}) \right] , \quad (34)$$

$$\text{где } \alpha_{ao} = \arccos(m \cdot z_o \cos \alpha / d_{ao}) . \quad (35)$$

Диаметр окружности граничной точки для жесткого колеса

$$d_{lg} = \frac{m \cdot Z_b \cos \alpha}{\cos \alpha_{lg}} . \quad (36)$$

Проверка отсутствия интерференции по переходным кривым для гибкого колеса $d_{ag} \leq d_{lg} - 2w_o$.

Таблица 45 – Долбяки для нарезания жестких венцов

Модуль, мм		Номинальный диаметр долбяка, мм				Коэффициент головки зубца h_{ao}^*	Коэффициент смещения X_o		
Ряд		40		64					
1-й	2-й	Число зубьев Z_o	Диаметр вершин зубьев	Число зубьев Z_o	Диаметр вершин зубьев				
0,25	0,28	160	40,82	256	64,82	1,5	0,3		
0,30		140	40,12	228	64,76				
		132	40,59	212	64,59				
40	0,35	114	40,05	182	64,85				
	0,45	100	41,32	160	65,32				
0,5		90	41,98	144	66,28				
	80	41,65	128	65,65					
0,6	0,55	72	41,41	116	65,61	1,35			
	0,7	66	41,58	108	66,78				
56		41,51	90	65,31					
50		42,64	80	66,64					
0,8	0,9	44	42,57	72	67,77				
	1,0	40	43,3	64	67,3	1,35			

1.8 Цилиндрические открытые зубчатые передачи

Открытые зубчатые передачи рассчитывают на усталость при изгибе, так как абразивное изнашивание рабочих поверхностей зубьев происходит быстрее, чем выкрашивание поверхностных слоев при переменных контактных напряжениях. Из условия изгибной прочности определяют модуль зацепления.

1.8.1 Исходные данные для расчета:

- а) вращающий момент на валу шестерни - T_1 , н·м;
- б) вращающий момент на валу колеса - T_2 , н·м;
- в) передаточное число передачи - u ;
- г) циклограмма нагружения (рисунок 1);
- д) продолжительность работы передачи под нагрузкой t_h , часов или число лет работы - $L_{лет}$, коэффициент готовой загрузки - $K_{год}$, коэффициент суточной загрузки - $K_{сут}$.

В последнем случае

$$t_h = L_{лет} \cdot K_{год} \cdot 365 \cdot K_{сут} \cdot 24.$$

1.8.2 Выбор материалов зубчатых колес и определение допускаемых напряжений

Материалы для изготовления открытых зубчатых колес выбираются из тех же соображений, что и для цилиндрических закрытых передач (п.1.1.2.).

Допускаемые напряжения изгиба определяются по формулам (6).

1.8.3 Расчет передачи на прочность

Задаются числом зубьев шестерни, как правило, $Z_1 \geq 17$, и вычисляют

$$Z_2 = u \cdot Z_1.$$

Задаются углом наклона зубьев, как правило, $\beta = 0$.

По таблице 12 принимают коэффициенты формы зубьев Y_{F1} и Y_{F2} в зависимости от Z_1 и Z_2 , а для косозубых передач – в зависимости от приведенного

числа зубьев $Z_v = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$.

Вычисляют отношения $\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}}$ и $\frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}}$. Далее расчет ведут для того колеса,

для которого отношение $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ меньше.

Модуль из расчета на изгибную прочность

$$m_n = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{2T \cdot K \cdot Y_F \gamma \cdot \cos \beta}{Z[\sigma_F] \psi_m \cdot K_{nF}}},$$

где T - вращающий момент, Нм на валу шестерни T_1 или колеса T_2); $K = K_{F\beta} \cdot K_{FV}$ - коэффициент нагрузки, $K_{F\beta}$ принимают по таблице 4, а K_{FV} - по таблице 11, задаваясь ожидаемыми значениями окружной скорости V и степени точности (обычно 8 степень); Y_F - коэффициент формы зуба; $\gamma = 1,25 \dots 1,5$ - коэффициент, учитывающий уменьшение толщины зуба из-за изнашивания (большие значения при интенсивном изнашивании); $\psi_m = \frac{b}{m_n}$ - ко-

эффициент ширины зубчатого венца колеса по модулю: для прямозубых колес $\psi_m = 10 \dots 12$, для косозубых - $\psi_m = 15 \dots 30$; K_{nF} - коэффициент, учитывающий повышение прочности косозубых колес, по сравнению с прямозубыми: для прямозубых колес $K_{nF} = 1$, для косозубых $K_{nF} = 1,2 \dots 1,4$.

Полученное значение m следует округлить до стандартного по таблице 5.

1.8.4 Геометрический расчет передачи рекомендуется выполнить в следующей последовательности

Делительное межосевое расстояние

$$a = \frac{m_n (Z_1 + Z_2)}{\cos \beta}.$$

Полученное значение округляют до стандартного из ряда: 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 600; 800; 1000; ..., мм и принимают в качестве a_w .

Далее геометрический расчет выполняют по формулам таблицы 6 для прямозубых или таблицы 7 для косозубых цилиндрических передач с учетом соотношения

$$\psi_{sa} = \psi_m \cdot \frac{m_n}{a_w}.$$

1.8.5 Проверка прочности зубьев при перегрузках выполняется по формулам, приведенным в п.1.1.7.

1.9 Конические открытые зубчатые передачи

1.9.1 Исходные данные для расчета:

- а) вращающий момент на валу шестерни - T_1 , $н \cdot м$;
- б) вращающий момент на валу колеса - T_2 , $н \cdot м$;
- в) передаточное число передачи - u ;
- г) циклограмма нагружения (рисунок 1);
- д) продолжительность работы передачи под нагрузкой t_h , ч или число лет работы - $L_{лет}$, коэффициент готовой загрузки - $K_{год}$, коэффициент суточной загрузки - $K_{сут}$.

В последнем случае

$$t_h = L_{лет} \cdot K_{год} \cdot 365 \cdot K_{сут} \cdot 24.$$

1.9.2 Выбор материалов зубчатых колес и определение допускаемых напряжений

Смотри п. 1.8.2.

1.9.3 Расчет передачи на прочность

Задаются числом зубьев шестерни $Z_1 \geq 17$ и вычисляют $Z_2 = u \cdot Z_1$.

Определяют углы делительных конусов шестерни и колеса

$$\delta_1 = \arctg \frac{1}{u}; \delta_2 = 90^\circ - \delta_1.$$

В зависимости от $Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1}$ и $Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2}$ по таблице 12 принимают коэффициенты формы зубьев Y_{F1} и Y_{F2} .

Вычисляют отношения $\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}}$ и $\frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}}$. Далее расчет ведут для того колеса,

для которого отношение $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ меньше.

Средний окружной модуль

$$m_n = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{2T \cdot K \cdot Y_F \gamma \cdot \cos \beta}{Z[\sigma_F] \psi_m \cdot K_{nF}}},$$

где T - вращающий момент, Нм (на валу шестерни T_1 или колеса T_2); $K = K_{F\beta} \cdot K_{FV}$ - коэффициент нагрузки, $K_{F\beta}$ принимают по таблице 4, а K_{FV} - по таблице 11, задаваясь ожидаемыми значениями окружной скорости V и степени точности (обычно 8 степень); Y_F - коэффициент формы зуба; $\gamma = 1,25 \dots 1,5$ - коэффициент, учитывающий уменьшение толщины зуба из-за изнашивания (большие значения при интенсивном изнашивании); $\psi_m = \frac{b}{m_n}$ - коэффициент ширины зубчатого венца колеса по модулю:

$$Z_1 / (5 \sin \delta_1) < \psi_m < Z_1 / (7 \sin \delta_1).$$

1.9.4 Геометрический расчет передачи рекомендуется выполнять в следующей последовательности

Ширина зубчатого венца колеса

$$b = \psi_m \cdot m.$$

Высший окружной модуль для прямозубых конических колес

$$m_e = m + \frac{b}{\sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}}.$$

Далее геометрический расчет производят по таблице 17, опуская п.6.

1.9.5 Проверочный расчет прочности зубьев при перегрузках выполняют согласно указаниям п. 1.1.7.

1.10 Червячные открытые передачи

Для открытых червячных передач наибольшую опасность представляет заедание. Поэтому открытые червячные передачи рассчитывают по контактным напряжениям так же, как закрытые. Однако в результате изнашивания зубья колеса утончаются, и их прочность на изгиб может оказаться недостаточной. Поэтому рекомендуется определить модуль зацепления из проектного расчета зубьев колеса на изгиб, а затем выполнить проверочный расчет по контактным напряжениям для уменьшения опасности заедания.

1.10.1 Исходные данные для расчета

- а) вращающий момент на валу червячного колеса - T_2 , н·м;
- б) передаточное число передачи - u ;
- в) скорость вращения червяка - n_1 , об/мин;

г) вращающий момент на валу червячного колеса при кратковременной перегрузке - $T_{2\text{ник}}, \text{Н} \cdot \text{м}$;

д) циклограмма нагружения (рисунок 1).

1.10.2 Выбор материала венца червячного колеса и определение допускаемых напряжений

Для венцов червячных колес открытых червячных передач, как правило, применяют безоловянистые бронзы БрА10ЖЧН4 или БрА9ЖЗЛ, имеющие предел прочности $\sigma_s > 300 \text{МПа}$. Для них допускаемые напряжения $[\sigma_H]$ назначают по таблице 27 в зависимости от ожидаемой скорости скольжения

$$V_s' \approx \frac{4,5 \cdot n_1}{10^v} \cdot \sqrt[3]{T_2}, \text{ м/с}$$

1.10.3 По таблице 25 по известному передаточному числу определяют число витков (заходов) червяка и число зубьев колеса $Z_2 = Z_1 \cdot u$, округлив его до целого.

1.10.4 Предварительное значение коэффициента диаметра

$$q' = 0,25 \cdot Z_2$$

следует округлить до ближайшего стандартного значения по таблице 28.

1.10.5 Модуль зацепления из условия прочности зубьев червячного колеса на изгиб с учетом износа

$$m = \sqrt[3]{1,2 T_2 \cdot K \cdot Y_{F2} \cdot K_{из} / (Z_2 [\sigma_F] \cdot q)},$$

где $K = K_\beta \cdot K_V$ - коэффициент нагрузки, в предварительных расчетах можно принимать $K = 1,1 \dots 1,4$ (большие значения при высоких скоростях и переменной нагрузке); Y_{F2} - коэффициент формы зуба колеса выбирают по таблице 31 по эквивалентному числу зубьев колеса $Z_{V2} = Z_2 / \cos^3 \gamma$, $\gamma = \arctan(Z_1 / q)$ - угол подъема червяка; $K_{из} \approx 1,5$ - коэффициент, учитывающий ослабление зубьев колеса в результате изнашивания. Полученное значение m округляют до стандартного по таблице 28.

Далее расчет выполняют согласно п.п. 1.5.8...1.5.10.5 и определяют основные геометрические размеры по формулам, приведенным в таблице 32.

Тепловой расчет открытых червячных передач, как правило, не производят.

2 ПЕРЕДАЧИ С ГИБКИМИ СВЯЗЯМИ

2.1 Плоскоременные передачи

Плоскоременные передачи применяют для приводов машин. Они обладают высокой плавностью работы при высоких скоростях и допускают значительные межосевые расстояния. Их применяют при передаточном отношении, как правило, не более 5. В зависимости от скорости ремня передачи бывают среднескоростными ($30 \text{ м/с} \geq V \geq 5 \text{ м/с}$), быстроходными ($30 \text{ м/с} \leq V \leq 50 \text{ м/с}$) и сверхбыстроходными ($50 \text{ м/с} \leq V \leq 100 \text{ м/с}$). При низких скоростях плоскоременные передачи не применяются, т.к. резко увеличиваются габариты передачи при равной передаваемой мощности.

Проектный расчет плоскоременных передач принято производить по критерию надежности сцепления ремня со шкивом (по тяговой способности, а проверочный расчет – по критерию долговечности, определяемой в основном усталостной прочностью). Расчеты на усталостную прочность разработаны только для резиноканевых плоских ремней среднескоростных передач. Для остальных ограничиваются проектным расчетом.

Исходные данные для расчета:

- а) мощность на валу ведущего шкива P_1 , кВт;
- б) скорость вращения ведущего шкива n_1 , об/мин;
- в) передаточное отношение $u = n_1 / n_2$;
- г) режим работы (спокойная нагрузка, умеренные колебания нагрузки, весьма неравномерная и ударная нагрузка);
- д) расположение линии центров к горизонту, град;
- ж) способ регулирования.

2.1.1 Выбор материала и типа ремня

Материал и тип ремня выбирают в зависимости от назначения и условий работы передачи. Для среднескоростных передач, например, в приводах транспортеров и конвейеров, применяются резиноканевые ремни (ОСТ 38.05.98.76), в которых используют технические ткани БКНЛ-65, БКНЛ-65-2 (ГОСТ 19700-74) и бельтинги Б-800, Б-820 (ГОСТ 2924-67).

Для быстроходных и сверхбыстроходных передач, например, в приводах шпинделей внутришлифовальных станков или центрифуг, применяются синтетические бесконечные ремни (МРТУ 17-645-68).

Характеристики плоских ремней приведены в таблице 46.

Таблица 46 – Характеристики плоских ремней

Наименование параметра	Резинотканевые конечной длины	Синтетические капроновые с пленочным покрытием	
		Тип I	Тип II
Размеры ремней, мм: ширина толщина	20...500 3...13,5	10...30 0,4...0,6	40...400 1...1,2
Рекомендуемая наибольшая скорость [V], м/с	30	100	50
Передаваемые нагрузки	малые, средние, большие	малые	малые средние
Долговечность	средняя	высокая	высокая
Предел прочности при растяжении, МПа	Без прослоек 44 с прослойками 37	120...150	150
Модуль упругости, МПа: при растяжении E , при изгибе E_u	200 140	10 0,5 10	10 0,5 10
Удлинение при разрыве, % не более	18	25	25
Плотность ρ , кг/м ³	1,25 10 ³ ... 1,5 10 ³	0,6 10 ³	1,2 10 ³
Отношение диаметра меньшего шкива к толщине ремня d_{\min} / δ : допускаемое, рекомендуемое	30 40	50...70 100...150	50...70 100...150

2.1.2 Диаметр меньшего шкива передачи резинотканевым ремнем определяется по формуле М.А.Саверина, мм

$$d_1 = (110...130) \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot 10^3}{n_1}}, \quad (37)$$

а для передачи с синтетическим ремнем может быть определен также по формуле (37) или, при желании спроектировать передачу малых габаритов, назначен по таблице 47 в зависимости от выбранной толщины ремня.

Таблица 47– Минимальные диаметры шкивов и толщина ремня

Резинотканевые ремни									
Число прокладок	Толщина	d_{\min} , мм	рекомендуемый	Толщина	d_{\min} , мм	рекомендуемый			
			допускаемый			допускаемый			
			с прослойками	без прослоек		с прослойками	без прослоек		
3	см.	180/140	140/112	см.	140/112	125/90			
4	табл.	224/180	200/140	табл.	180/140	160/112			
5	46	315/224	250/180	46	224/180	200/140			
6		355/315	315/224		280/200	224/180			
Синтетические ремни									
Толщина δ , мм	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
d_{\min} , мм	28	36	45	56	63	71	80	90	100

Для увеличения долговечности и КПД передачи d_1 следует принимать возможно большим.

2.1.3 Диаметр большего шкива

$$d_2 = u \cdot d_1.$$

2.1.4 d_1 и d_2 желательно округлить до ближайшего стандартного из ряда: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710 мм.

2.1.5 Фактическое передаточное отношение с учетом коэффициента скольжения $\xi = 0,01 \dots 0,02$

$$u_{\phi} = d_2 / d_1 (1 - \xi).$$

Погрешность передаточного отношения

$$\Delta u = \left| \frac{u - u_{\phi}}{u} \right| \cdot 100\% \leq 5\%.$$

2.1.6 Скорость ремня, м/с

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n}{60 \cdot 1000} \leq [V],$$

где $[V]$ - рекомендуемая наибольшая скорость по табл 46.

2.1.7 Предварительное межосевое расстояние назначают не менее

$$a_{\min} \geq (1,5 \dots 2)(d_1 + d_2).$$

Коэффициент 1,5 принимают для быстроходных, а 2- для среднескоростных передач.

2.1.8 Длина ремня, мм:

а) по выбранному межосевому расстоянию

$$L = 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}; \quad (38)$$

б) из условия обеспечения нормальной долговечности

$$L_{\min} \geq \frac{V}{\lambda_{\max}}, \quad (39)$$

где λ_{\max} - предельная частота пробегов ремня в секунду. Для среднескоростных передач резиноканевыми ремнями конечной длины $\lambda_{\max} = 5$. Для быстроходных передач синтетическими ремнями $\lambda_{\max} = 50$.

Если длина ремня, полученная из выражения (38) не удовлетворяет условию (39), то ее увеличивают. Для синтетических бесконечных ремней расчетную длину ремня округляют до ближайшего большего стандартного значения по таблице 48.

Таблица 48 – Стандартные длины синтетических ремней

Материал и вид фрикционного покрытия ремней	Толщина δ , мм	Ширина b , мм	Внутренняя длина	
			номинальная L, мм	предельное отклонение, мм
Капроновая ткань просвечивающего или полотняного переплетения, покрытая пленкой из полиамида в соединении с нитрильным каучуком СКН-40	0,4...0,6	10	250, 260, 280, 300, 320, 340, 350, 380,	± 20
		15	400, 420, 450, 480, 500, 530, 580, 600,	
		20	630, 670, 710, 750, 800, 850, 900, 950,	
		25	1000, 1060, 1120, 1180, 1230, 1320,	± 25
		30	1400	

2.1.9 Межосевое расстояние по окончательно выбранной длине ремня, мм

$$a = 0,25 \left[(L - x) + \sqrt{(L - x)^2 - 2y} \right], \quad (40)$$

где $x = 0,5\pi(d_1 + d_2)$;

$$y = (d_2 - d_1)^2.$$

2.1.10 Угол обхвата на меньшем шкиве

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \cdot 57^\circ.$$

Для резинотканевых ремней $\alpha_1 \geq 150^\circ$, для синтетических $\alpha_1 \geq 120^\circ$.

2.1.11 Толщина ремня, если она не была выбрана ранее, мм

$$\delta \leq \frac{d_1}{d_{\min} / \delta}, \quad (41)$$

где d_{\min} / δ принимается по таблице 46.

Толщину ремня округлить до ближайшего стандартного значения по таблице 47 или по таблице 49.

Таблица 49 - Толщина резинотканевых ремней

Число прокладок	Ширина ремня b , мм	Б-800 и Б-820		БКНЛ-65 и БКНЛ-65-2	
		Толщина ремня δ , мм			
		с прослойками	без прослоек	с прослойками	без прослоек
3	20...112	4,50	3,75	3,60	3,00
4	20...250	6,00	5,00	4,80	4,00
5	20...250	7,50	6,25	6,00	5,00
6	80...250	9,00	7,500	7,20	6,00

2.1.12 Окружная сила, H

$$F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{V}.$$

2.1.13 Начальное напряжение ремня σ_0 для резинотканевых ремней определяется по таблице 50.

Таблица 50 – Начальное напряжение ремня σ_o , МПа

Резинотканевые ремни	
Характеристика передачи	σ_o , МПа
1	2
Вертикальное расположение передачи при малом постоянном межосевом расстоянии	1.6
Угол наклона привода не более 60° , при постоянном, но не минимальном межосевом расстоянии или при периодическом регулировании натяжения	1.8
При автоматически регулируемом постоянном натяжении	2.0
При автоматически регулируемом переменном натяжении	2.4
Синтетические ремни	
При $d_1 / \delta \leq 80$ и периодическом регулировании натяжении	4,0...5,0
При $d_1 / \delta > 80$ и автоматически регулируемом постоянном натяжении	7,5
При $d_1 / \delta > 100$ и автоматически регулируемом натяжении	10,0

2.1.14 Допускаемое полезное напряжение, МПа

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_o \cdot C_\theta \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p, \quad (42)$$

где $[\sigma_F]_o$ - приведенное полезное напряжение, определяемое по тяговой способности ремня, определяется по зависимости

$$[\sigma_F]_o = S - \frac{w\delta}{d_1},$$

где S и w - опытные коэффициенты, зависящие от материала ремня и напряжения σ_o , определяются по таблице 51.

Таблица 51 – Значения коэффициентов S и w

σ_o	1,0	1,8	2,0	2,4	4,0	5,0	7,5	10,0
S и w								
Резинотканевые ремни								
S	2,3	2,5	2,7	3,05	-	-	-	-
w	9,0	10,0	11,0	13,5	-	-	-	-
Синтетические ремни								
S	-	-	-	-	6,55	8,00	11,40	14,30
w	-	-	-	-	124	156	233	311

C_θ - коэффициент, зависящий от расположения передачи в пространстве и способа натяжения ремня. Для передач с автоматическим натяжением $C_\theta = 1$. Для синтетических ремней ввиду высоких натяжений $C_\theta = 1$. Для передач с периодическим натяжением C_θ зависит от угла наклона оси передачи к линии горизонта: при $0 \dots 60^\circ$ $C_\theta = 1,0$; при $60^\circ \dots 80^\circ$ $C_\theta = 0,9$; при $80^\circ \dots 90^\circ$ $C_\theta = 0,8$.

C_α - коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата α_1 , на меньшем шкиве, принимается по таблице 52.

Таблица 52 – Значения коэффициента C_α

Угол обхвата, град.	110	120	130	140	150	160	170	180
C_α	0,79	0,82	0,85	0,88	0,91	0,94	0,97	1,0

C_v - коэффициент, учитывающий влияние центробежной силы, уменьшающий сцепление ремня со шкивом в передачах без автоматического натяжения. Поэтому, для передач с автоматическим натяжением $C_v = 1$, а для других - C_v определяется по таблице 53.

Таблица 53 – Значения коэффициента C_v

Материал ремня	Коэффициент C_v при скорости ремня V , м/с									
	5	10	15	20	25	30	35	40	50	70
Резинотканевый	1,08	1,00	0,95	0,88	0,79	0,68	-	-	-	-
Синтетический	1,01	1,00	0,99	0,97	0,95	0,92	0,89	0,85	0,76	0,52

Коэффициент C_p учитывает режим работы передачи и принимается по таблице 54.

Таблица 54 – Значения коэффициента C_p

Характер нагрузок	Тип машин	C_p
Спокойная. Пусковая нагрузка до 120% номинальной	Ленточные транспортеры, станки с непрерывным процессом резания: токарные, сверлильные, шлифовальные	1,0
Умеренные колебания. Пусковая нагрузка до 150% номинальной	Пластинчатые транспортеры; фрезерные и револьверные станки	0,9
Значительные колебания. Пусковая нагрузка до 200%	Реверсивные привода; станки: строгальные, долбежные; транспортеры винтовые и скребковые; элеваторы; винтовые и эксцентриковые прессы	0,8
Весьма неравномерная и ударная	Подъемники, ножницы, молоты, бегуны, мельницы	0,7

2.1.15 Ширина ремня по полезному напряжению (по тяговой способности)

$$b \geq \frac{F_t}{(\delta \cdot [\sigma_F])}, \quad (43)$$

где δ - толщина ремня, мм.

Полученную ширину ремня округлить до ближайшего стандартного значения. Синтетические – по таблице 48, а резинотканевые – из ряда: 20, 25, 32, 40, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250 мм.

2.1.16 Усилия в ременной передаче

Предварительное натяжение ремня, Н

$$F_o = \sigma_o \cdot s,$$

где $s = b \cdot \delta$ - площадь сечения ремня, мм.

Сила натяжения соответственно ведущей и ведомой ветви, Н

$$F_1 = F_o + F_t / 2; \quad F_2 = F_o - F_t / 2,$$

где F_t - см. п.2.1.12.

Угол между ветвями ремня, град

$$\gamma_1 = 180^\circ - \alpha_1,$$

где α_1 - см. п.2.1.10.

Суммарное усилие, действующее на вал, Н:

а) при периодическом регулировании $F_g = 3F_o \sin(\alpha_1 / 2), \quad (44)$

б) при автоматическом регулировании $F_g = 2F_o \sin(\alpha_1 / 2). \quad (45)$

На этом расчет плоскоременной передачи синтетическим ремнем заканчивается.

2.1.17 Расчет резинотканевого ремня на долговечность.

2.1.17.1 Напряжения в ведущей ветви, МПа

$$\sigma_p = \frac{F_1}{\delta \cdot b}.$$

2.1.17.2 Напряжения изгиба в ремне, МПа

$$\sigma_u = E_u \frac{\delta}{d_1},$$

где E_u - модуль упругости материала ремня при изгибе, $E_u = 140 \text{ Н/мм}^2$ – для резинотканевых ремней.

2.1.17.3 Напряжения от центробежных сил, МПа

$$\sigma_v = \rho \cdot V^2 \cdot 10^{-6},$$

где $\rho = 1100 \text{ кг/м}^3$ – плотность резинотканевого ремня.

2.1.17.4 Максимальные напряжения в ремне, МПа

$$\sigma_{\max} = \sigma_p + \sigma_u + \sigma_v \leq \sigma_{-1}, \quad (46)$$

где $\sigma_{-1} = 7 \text{ МПа}$ для резинотканевых ремней.

2.1.17.5 Число пробегов ремня в секунду

$$\lambda = \frac{V}{L} \leq [\lambda], \text{ см. п.2.1.8.} \quad (47)$$

2.1.17.6 Коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа

$$C_u \approx 1,5 \cdot \sqrt[3]{u} - 0,5.$$

2.1.17.7 Долговечность ремня

$$L_h = \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\max}} \right)^6 \cdot \frac{10^7 \cdot C_u \cdot C_H}{7200 \cdot \lambda}, \quad (48)$$

где C_H - коэффициент характера нагрузки. $C_H = 1$ при постоянной нагрузке, $C_H = 2$ при периодически меняющейся нагрузке.

Рекомендуемая долговечность $H_o \geq 2000$ часов.

2.2 Клиноременные передачи

Клиновые ремни представляют собой кольца с трапециевидным сечением. Они бывают кордошнуровыми и кордотканевыми. Кордошнуровые ремни обладают большей, чем ремни с кордовой тканью, гибкостью, и их циклическая выносливость примерно на 20% выше.

Размеры, технические условия и передаваемые мощности приводных клиновых ремней нормальных сечений регламентированы ГОСТ 1284.1-80*, ГОСТ 1284.2-80*, ГОСТ 1284.3-80*.

В автомобильной промышленности нашли применение узкие ремни. Эти ремни допускают высокие скорости ($V > 25$ м/с), имеют корд повышенной прочности, допускают большие натяжения и обладают большей тяговой способностью, чем клиновые ремни нормальных сечений. Основные их размеры и характеристики регламентированы РТМ 51-15-70НИИРП.

В настоящем пособии рассматриваются вопросы расчета передач с приводными ремнями нормальных сечений, т.к. они гораздо более распространены.

Исходные данные для расчета

- а) мощность на валу ведущего шкива P_1 , кВт;
- б) скорость вращения ведущего шкива n_1 , об/мин;
- в) передаточное отношение $u = n_1 / n_2$;
- г) характер нагрузки (спокойный, с толчками, с ударами).

2.2.1 Выбор сечения ремня по таблице 55. Желательно расчет выполнить параллельно для 2-3 сечений ремня и выбрать оптимальный вариант.

2.2.2 Из таблиц 56 и 57 выписать основные характеристики выбранных клиновых ремней: $w_p, w, T, A, m, L_p, d_{p1min}$.

Таблица 55 – Номинальная мощность P_o , кВт, передаваемая одним ремнём, при $u \geq 3$

Частота вращения ведущего шкива диаметром d_{p1min} , мин ⁻¹	Сечение ремня						
	Z	A	B	C	D	E	EO
50	-	-	-	0,51	1,56	3,90	8,17
100	-	-	-	0,90	2,53	6,97	14,87
200	0,11	0,25	0,55	1,58	4,81	12,37	26,49
400	0,19	0,44	0,96	2,75	8,29	21,14	44,82
700	0,30	0,69	1,48	4,21	12,80	30,74	55,95
800	0,34	0,77	1,64	4,64	14,19	31,43	-
950	0,39	0,898	1,86	5,22	16,06	32,27	-
1200	0,47	1,05	2,20	6,03	19,12	-	-

Примечания к таблице 55: 1 При $u < 3$ мощность P_o уменьшают на 10%.

2 Для промежуточных значений частоты вращения мощность определяют линейной интерполяцией.

Таблица 56 – Размеры поперечных сечений клиновых ремней, мм

Обозначение сечения	W_p		W (Справочное)	Т	
	номинал	пред. откл.		номинал	пред. откл.
Z (О)	8,5	+0,4 - 0,3	10	6,0	+ 0,3
A (А)	11	+0,6 - 0,4	13	8,0	+0,4
B (Б)	14	+0,7 - 0,5	17	10,5	+0,5
C (В)	19	+0,8 - 0,5	22	13,5	+0,5
D (Г)	27	+0,9 - 0,6	32	19	+0,6
E (Д)	32	+1,0 - 0,7	38	23,5	+0,7
ED (Е)	42	+1,0 - 0,8	50	30	+0,8

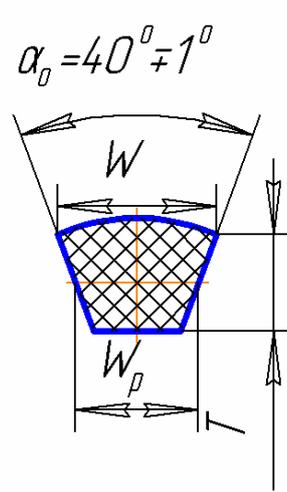


Таблица 57 – Основные характеристики клиновых ремней

Обозначение сечения	Площадь сечения, A , мм	Минимальный диаметр d_{p1min} , мм	Диапазон расчетных длин L_p , мм	Масса 1 м ремня m , кг
Z (О)	47	63	400-2500	0,06
A (А)	81	90	560-4000	0,10
B (Б)	1,38	125	800-6300	0,18
C (В)	2,30	200	1800-10600	0,30
D (Г)	4,76	315	3150-15000	0,60
E (Д)	6,92	500	4500-18000	0,90
ED (Е)	11,72	800	6300-18000	1,52

Стандартный ряд длин L_p : 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000.

Таблица 58 - Стандартные значения расчетных диаметров шкивов d_p , мм

63	71	80	90	100	112	125	140	160	180	200
224	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710

2.2.3 Диаметры шкивов, мм: $d_{p1} \approx 1,1 \cdot d_{p1\min}$ (принять ближайший больший по таблице 58); $d_{p2} = u \cdot d_{p1}$ (принять ближайшее значение из стандартного ряда по таблице 58).

2.2.4 Уточнение передаточного отношения с учетом относительного скольжения $\zeta = 0,01$:

$$u_{\phi} = \frac{d_{p2}}{d_{p1}(1-\zeta)}.$$

2.2.5 Оценка ошибки передаточного отношения, %

$$\left| \frac{u - u_{\phi}}{u} \right| \cdot 100\% < 5\%.$$

2.2.6 Межосевое расстояние, мм

$$a_{\min} = 0,55(d_{p1} + d_{p2}) + T;$$

$$a_{\max} = d_{p1} + d_{p2}.$$

Принять величину межосевого расстояния в интервале

$$a_{\min} \dots a_{\max}.$$

2.2.7 Расчетная длина ремня, мм

$$L_p = 2a + \frac{\pi}{2}(d_{p1} + d_{p2}) + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4a}. \quad (49)$$

Принять ближайшее стандартное значение по таблице 56.

2.2.8 Уточненное межосевое расстояние, мм

$$a = 0,25 \left[(L_p - x) + \sqrt{(L_p - x)^2 - 2y} \right], \quad (50)$$

где $x = 0,5\pi(d_{p1} + d_{p2})$; $y = (d_{p1} - d_{p2})^2$.

Для установки и замены ремней в конструкции передачи следует предусмотреть возможность уменьшения a на 2%, а для компенсации отклонений длины ремня и удлинения во время эксплуатации – возможность увеличения a на 5,5%.

2.2.9 Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_{p2} - d_{p1}}{a}.$$

2.2.10 Коэффициенты для определения расчетной мощности:

длина ремня C_L - по таблице 59;

режима работы C_p - по таблице 60;

угла обхвата C_α - по таблице 61;

числа ремней C_z - по таблице 62

Предварительно можно принять $z = 2 \dots 4$.

2.2.11 Расчетная мощность, передаваемая одним ремнем, кВт

$$P_p = \frac{P_o \cdot C_L \cdot C_\alpha}{C_p}. \quad (51)$$

2.2.12 Число ремней

$$Z \geq \frac{P_1}{P_p \cdot C_z}$$

округлить до целого и уточнить C_z .

2.2.13 Скорость ремня, м/с

$$V = \frac{\pi d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}. \quad (52)$$

2.2.14 Сила предварительного натяжения ветви ремня, Н

$$F_o = \frac{850 \cdot P_1 \cdot C_p \cdot C_L}{Z \cdot V \cdot C_\alpha} + \theta \cdot V^2, \quad (53)$$

где θ - коэффициент, учитывающий центробежную силу, $(\text{Н с}^2)/\text{м}$ – по таблице 59.

2.2.15 Окружная сила, Н

$$F_t = \frac{10^3 \cdot P_1}{V}.$$

2.2.16 Максимальное напряжение в ремне

$$\sigma_{\max} = \sigma_p + \sigma_u,$$

где $\sigma_p = F_o / A + F_t / (2 \cdot Z \cdot A) + 10^{-6} \cdot \rho \cdot V^2$; A - см. таблицу 57, $\rho = 1200 \text{ кг/м}^3$,
 $\sigma_u = 2 \cdot (E_u \cdot Y) / d_{p1}$; произведение $(E_u \cdot Y)$ для ремней сечений Z, A, B, C, D, E, ED соответственно равно 100, 154, 234, 395, 678, 876, 1140.

2.2.17 Сила, действующая на валы, H

$$F_g = 2 \cdot F_o \cdot Z \cdot \sin(\alpha_1 / 2) .$$

2.2.18. Рабочий ресурс передачи, ч

$$L_h = N_{oc} \cdot \frac{L_p}{60 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot n_1} \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{max}} \right) \cdot C_u, \quad (54)$$

где N_{oc} - число циклов, выдерживаемое ремнем по стандарту, определяется для кордотканевых ремней по таблице 63. Для кордошнуровых ремней $N_{oc} = 5,7 \cdot 10^6$. $\sigma_{-1} = 9 \text{ МПа}$ - предел выносливости материала ремня; $C_u = 1,5 \sqrt[3]{u} - 0,5$ - коэффициент, учитывающий передаточное отношение.

Таблица 59 - Значения коэффициента C_L и θ

C_L	Расчетная длина ремня L_p , мм для сечений						
	Z (O)	A (A)	B (Б)	C (В)	D (Г)	E (Д)	EO (E)
1	2	3	4	5	6	7	8
0,79	400	560	-	-	-	-	-
0,80	425-450	600	-	-	-	-	-
0,81	475-530	630	-	-	-	-	-
0,82	560	670	900	-	-	-	-
0,83	600	710	950	-	-	-	-
0,84	630	750	1000	-	-	-	-
0,85	670	800	1060	-	-	-	-
0,86	710	850	1120	1800	3150	-	-
0,87	-	900	1180	1900	3350	-	-
0,88	750	950	1250	2000	3550	-	-
0,89	-	1000	1320	-	-	-	-
0,90	800	1060	1400	2120	3750	-	-
0,91	850	1120	-	2240	4000	4750	-
0,92	900	1180	1500	2360	4250	5000	6300
0,93	950	1250	1600	2500	4500	-	-
0,94	1000	1320	1700	2650	-	5300	6700
0,95	1060-1120	-	1800	2800	4750	5600	-
0,96	1180	1400	-	3000	5000	6000	7100
0,97	-	-	1900	3150	5300	6300	7500
0,98	1250	1500	2000	3350	5600	-	8000
0,99	-	1600	2120	3550	-	6700	-
1,00	1320	1700	2240	3750	6000	7100	8500
θ	0,06	0,10	0,18	0,30	0,60	0,90	1,50

Таблица 60 – Значения коэффициента C_p для передач с электродвигателями переменного тока общепромышленного применения

Режим работы	Тип машины	Максимальная кратковременная нагрузка, %	Число смен работы		
			1	2	3
Легкий	Токарные, сверлильные, шлифовальные станки, вентиляторы, насосы, компрессоры, ленточные конвейеры и др.	120	1,0	1,1	1,4
Средний	Фрезерные и револьверные станки, электрические генераторы, элеваторы и др.	150	1,1	1,2	1,5
Тяжелый	Строгальные, долбежные и деревообрабатывающие станки, винтовые прессы, машины для прессования	200	1,2	1,3	1,6
Очень тяжелый	Подъемники, ножницы, молоты, дробилки и др.	300	1,3	1,6	1,7

Таблица 61 – Значения коэффициента C_α

180	170	160	150	140	130	120	110	100	90
1,0	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,78	0,73	0,68

Таблица 62 – Значения коэффициента C_Z

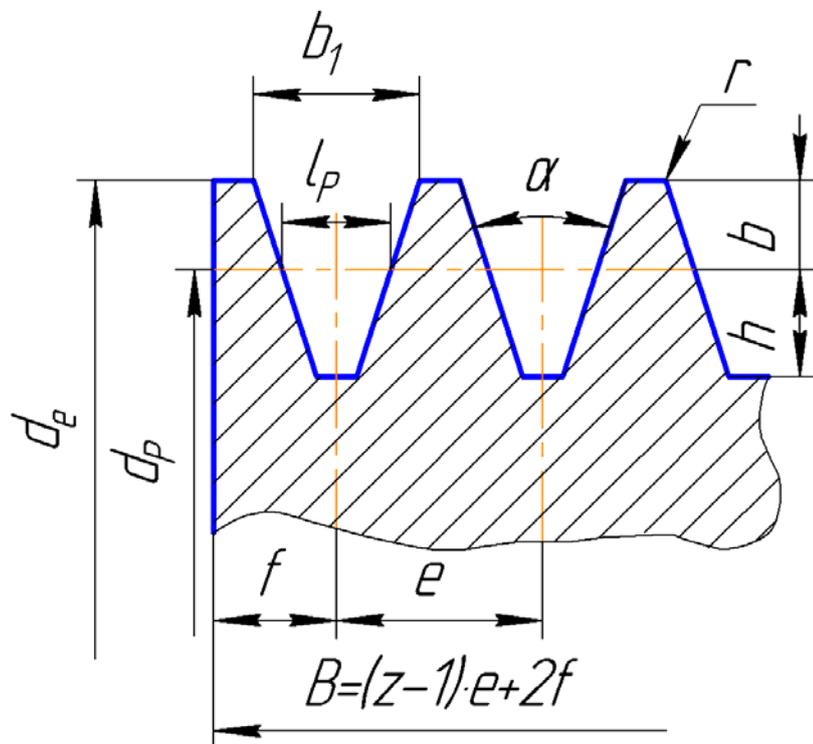
Z	2-3	4-6	6
C_Z	0,95	0,9	0,85

Таблица 63 – Нормативный ресурс клиновых кордотканевых ремней по ГОСТ 1284.2 - 80*

Сечение ремня	Z, A	B, C, D	E, E0
№ оц, циклов	$4,6 \cdot 10^6$	$4,7 \cdot 10^6$	$2,5 \cdot 10^6$

2.2.19 Размеры канавок шкивов для разработки рабочих чертежей принимаются по таблице 64 и 65.

Таблица 64



Сечение ремня	l_p	b	h	e		f		r
				ном.	пред. откл.	ном.	пред. откл.	
Z (O)	8,5	2,5	7,0	12,0	+0,3	8,0	+1	0,5
A (A)	11,0	3,3	8,7	15,0	+0,3	10,0	+2 - 1	1,0
B (B)	14,0	4,2	10,8	19,0	+ 0,4	12,5	+2 - 1	1,0
C (B)	19,0	4,7	14,3	25,5	+ 0,5	17,0	+2 - 1	1,5
D (Г)	27,0	8,1	19,9	37,0	+ 0,6	24,0	+3 - 1	2,0
E (D)	32,0	9,6	23,4	44,5	+ 0,7	29,0	+4 - 1	2,0
ED (E)	42,0	12,5	30,5	58,0	+ 0,8	38	+5 - 1	2,5

Таблица 65 – Значения угла канавок и размера e_1 шкивов

Сечение ремня	$\alpha = 34^\circ$		$\alpha = 36^\circ$		$\alpha = 38^\circ$		$\alpha = 40^\circ$	
	d_p	e_1	d_p	e_1	d_p	e_1	d_p	e_1
Z (O)	63-71	10,0	80-100	10,1	112-160	10,2	180	10,2
A (A)	90-112	13,0	125-160	13,1	180-400	13,3	450	13,4
B (B)	125-160	16,6	180-224	16,7	220-500	16,9	560	17,0
C (B)	-	-	200-315	22,7	355-630	22,9	710	23,1
D (Г)	-	-	315-450	32,3	500-900	32,6	1000	32,9
E (D)	-	-	500-560	38,2	630-1120	38,6	1250	38,9
ED (E)	-	-	-	-	800-1400	50,6	1600	51,1

2.3 Передачи зубчатыми ремнями

Передачи зубчатыми ремнями применяют для передачи вращающего момента между валами, расположенными на небольшом расстоянии, при необходимости сохранения постоянства передаточного числа, например, металлорежущих станках, автомобилях, велосипедах и мотоциклах, машинах и аппаратах оргтехники.

Расчет передач выполняют на основе ОСТ 38-05227-81 и ОСТ 38-05114-76.

Исходные данные для расчета:

- а) мощность на ведущем валу P_1 , кВт;
- б) скорость вращения ведущего вала n_1 , об/мин.;
- в) передаточное число u ;
- г) характер нагрузки (спокойный, с толчками, ударами).

2.3.1 Расчетная мощность на ведущем валу

$$P_p = P_1 \cdot C_p,$$

где C_p - коэффициент, зависящий от характера нагрузки, $C_p = 1,1$ при спокойной нагрузке; $C_p = 1,2 \dots 1,5$ при наличии толчков; $C_p = 1,5 \dots 2,0$ при ударной нагрузке.

2.3.2 Модуль ремня, мм

$$m = 35 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_p}{n_1}}, \quad (55)$$

где P_p - в кВт.

Полученное значение m округлить до ближайшего большего стандартного (таблица 66).

2.3.3 По таблице 66 выбирают число зубьев ведущего шкива Z_1 в зависимости от n_1 .

2.3.4 Число зубьев ведомого шкива

$$Z_2 = Z_1 \cdot u.$$

2.3.5 Диаметры делительных окружностей шкивов:

$$d_1 = m \cdot Z_1; \quad d_2 = m \cdot Z_2.$$

2.3.6 Межосевое расстояние выбирают (если не задано) в интервале

$$a_{\min} = 0,5 \cdot m(Z_1 + Z_2) + 2m; \quad a_{\max} = 2 \cdot m(Z_1 + Z_2).$$

Таблица 66 – Выбор числа зубьев меньшего шкива

Модуль ремня m , мм	n_1 , об/мин	Z_1 , мм	Модуль ремня m , мм	n_1 , об/мин	Z_1 , мм
2	500-3000	12	5	500	16
	3500-4500	14		1000-1500	18
	5000-6800	16		2000-3000	20
	7000-7500	18		3500-4000	22
3	500-1000	12	7	500	20
	1500-2000	14		1000	22
	2500-3500	16		1500	24
	4000-5000	18		2000	26
4	500	14	10	500	20
	1000	16		1000	22
	1500-2000	18		1500	24
	2500-3500	20		2000	26-28

2.3.7 Предварительная длина ремня, мм

$$L' = 2a + \pi \frac{d_1 + d_2}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}, \quad (56)$$

2.3.8 Число зубьев ремня

$$Z'_p = L' / \pi m,$$

Z_p - принять из ряда: 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160.

2.3.9 Действительная длина ремня, мм

$$L = Z_p \cdot \pi \cdot m. \quad (57)$$

2.3.10 Межосевое расстояние, мм

$$a = 0,25 \left[L - 0,5\pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[L - 0,5\pi(d_1 + d_2)]^2 - 2(d_2 - d_1)^2} \right]. \quad (58)$$

2.3.11 Число зубьев ремня в пределах угла обхвата с ведущим шкивом

$$Z_o = Z_1 [180^\circ - 57^\circ (d_2 - d_1) / a] / 360^\circ.$$

2.3.12 Окружная скорость ремня, м/с

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

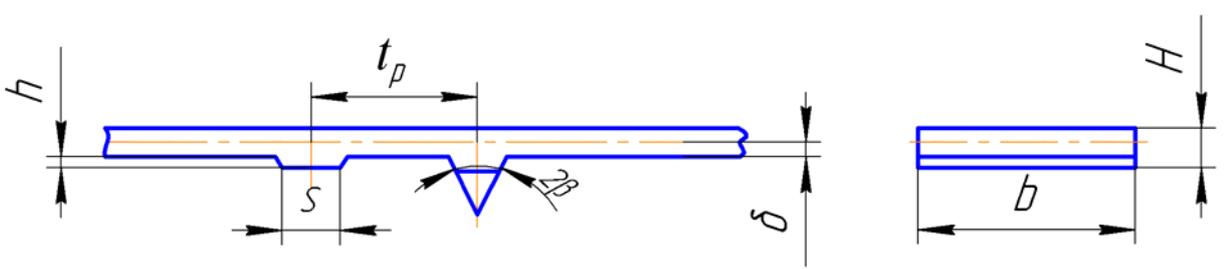
2.3.13. Расчетная окружная сила, Н

$$F_t = P_p \cdot 10^3 / V, \quad (59)$$

где P_p в кВт.

2.3.14 Допускаемая номинальная удельная окружная сила $[W_o]$, н/мм по таблице 67.

Таблица 67 – Основные параметры зубчатых ремней по ОСТ 38-05114-76 и ОСТ 38-05227-81



Параметры	Модуль t , мм					
	2	3	4	5	7	10
1 Общая толщина ремня, H , мм	3	4	5	6,5	11	15
2 Высота зуба h , мм	1,5	2,0	2,5	3,5	6,0	9,0
3 Толщина зуба, мм	1,8	3,2	4,4	5,0	8,0	12,0
4 Угол профиля 2β	50	40	40	40	40	40
5 Ширина ремня b , мм	8; 10	12,5; 16	20; 25	25; 32	50; 63	50; 63
6 Расстояние от оси троса до впадины ремня δ , мм	0,6	0,6	0,8	0,8	0,8	0,8
7 Допускаемая удельная окружная сила $[W_o]$, Н/мм	5	10	15/25	35	40	60
8 Погонная масса 1 м ремня шириной 1 мм t_p , кг/(м мм)	0,0032	0,004	0,005	0,0065	0,008	0,011
9 Податливость ремня шириной 1 мм на длине одного шага λ_k , мм/Н	0,0018	0,0025	0,003	0,0013	0,0019	0,0025

Примечание. В числителе $[W_o]$ для троса 1 x 7, в знаменателе – для троса 1 x 21.

2.3.15 Расчетная удельная окружная сила, Н/мм

$$W = [W_o]$$

2.3.16 Массу 1 м ремня шириной 1 мм принимают по таблице 68.

Таблица 68

Модуль t , мм	2	3	4	5	7	10
m_p , кг/(м мм)	0,0032	0,004	0,005	0,0065	0,008	0,011

2.3.17 Допускаемая удельная окружная сила, Н/мм

$$[W] = [W_o] - m_p \cdot V^2, \quad (60)$$

2.3.18 Расчетная ширина ремня

$v = F_t / [W]$, мм округлить до стандартной по таблице 67 п.5.

2.3.19 Податливость ремня λ_k принимают по таблице 67 п.9.

2.3.20 Поправки на диаметры вершин зубьев

$$\begin{aligned} \text{меньшего шкива} \quad K_1 &= 0,2F_t \cdot \lambda_k \cdot Z_1 / v; \\ \text{большого шкива} \quad K_2 &= 0,2F_t \cdot \lambda_k \cdot Z_2 / v. \end{aligned}$$

2.3.21 Диаметры вершин зубьев; мм

$$\begin{aligned} \text{меньшего шкива} \quad d_{a1} &= d_1 - 2\delta + K_1; \\ \text{большого шкива} \quad d_{a2} &= d_2 - 2\delta + K_2. \end{aligned}$$

2.3.22 Начальное натяжение ремня, Н

$$F_o = 0,1F_t + m_p \cdot V^2 \cdot v.$$

2.3.23 Сила, действующая на валы, Н

$$F_s = 1,5F_t.$$

2.3.24 Основные параметры шкивов зубчато-ременной передачи приведены в таблице 69 и указаны на рисунке 18.

Таблица 69 – Основные параметры шкивов

Параметр	Обозначение	Расчетная формула
1 Модуль, мм	m	-
2 Число зубьев: меньшего шкива большого шкива	Z_1 Z_2	- -
3 Диаметр вершин зубьев: меньшего шкива большого шкива	d_{a1} d_{a2}	$d_1 - 2\delta + K_1$ $d_2 - 2\delta + K_2$
4 Диаметр впадин: меньшего шкива большого шкива	d_{f1} d_{f2}	$d_{a1} - 1,8m$ $d_{a2} - 1,8m$
5 Высота зуба, мм	h	$0,9m$
6 Диаметр условной окружности измерения, мм меньшего шкива большого шкива	d_{y1} d_{y2}	$(d_{a1} + d_{f1})/2$ $(d_{a2} + d_{f2})/2$
7 Толщина зуба по дуге условной окружности измерения, мм меньшего шкива большого шкива	S_{y1} S_{y2}	$\pi d_{y1} / Z_1 - 1,14m$ $\pi d_{y2} / Z_2 - 1,14m$
8 Угол впадины, град.	2γ	$50^\circ \pm 2^\circ$
9 Радиус закругления головки зуба, мм	r_2	$0,35m$
10 Радиус закругления ножки зуба, мм	r_n	$0,4m$
11 Длина зуба	B	$b + m$

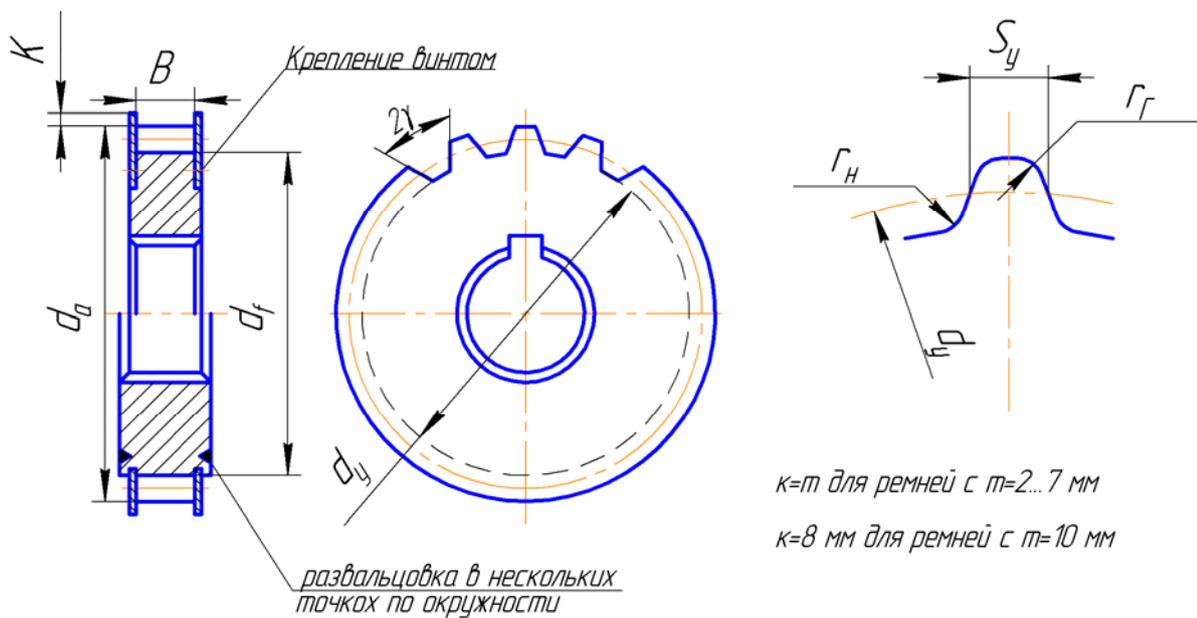


Рисунок 18

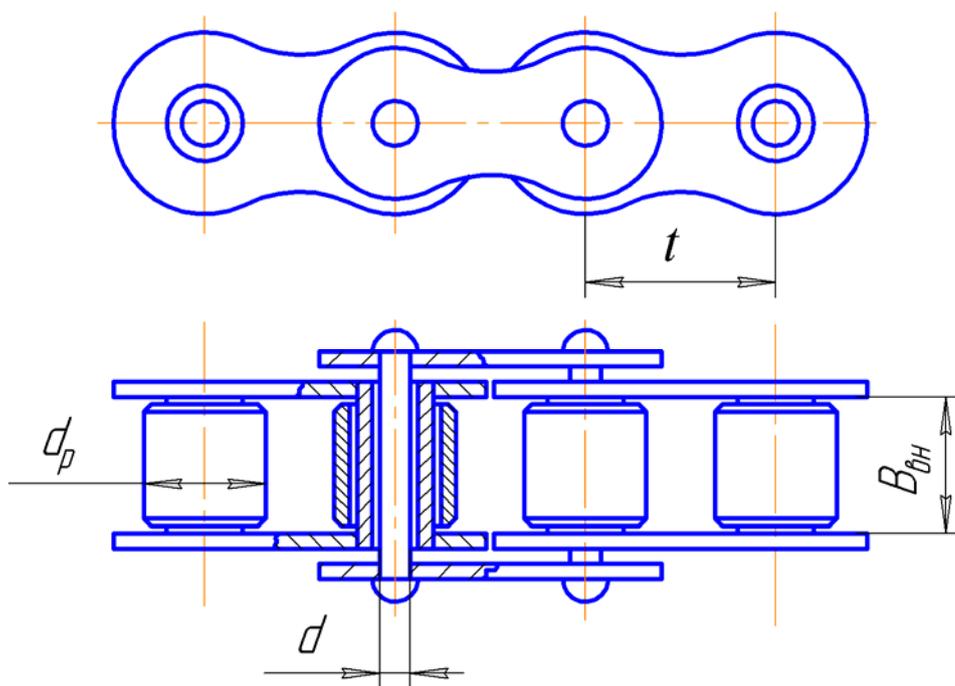


Рисунок 19

2.4 Передачи роликowymi приводными цепями

Роликовые цепи имеют свободно посаженные на втулках ролики (рисунок 2), которые перекатываются по зубьям при входе в зацепление со звездочкой, что в отличие от втулочных цепей, значительно снижает износ зубьев и цепей. Их нецелесообразно применять при высоких скоростях ($V < 8 \dots 10$ м/с) из-за возрастания динамических нагрузок. КПД цепных передач $\eta = 0,94 \dots 0,98$.

Исходные данные для расчета

- а) мощность на ведущем валу P_1 , кВт;
- б) скорость вращения ведущего вала n_1 , об/мин;
- в) передаточное число, u ;
- г) расположение линии центров к горизонту, град;
- д) запыленность помещения;
- е) сменность;
- ж) способ регулирования.

2.4.1 Число зубьев ведущей звездочки определяется по таблице 70.

Таблица 70 – Рекомендуемое число зубьев ведущей звездочки

U	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	6
Z	31...27	27...25	25...23	23...21	21...17	17...15

2.4.2 Число зубьев ведомой звездочки

$$Z_2 = Z_1 \cdot U$$

Для уменьшения возможности возникновения вибраций цепи Z_1 и Z_2 желательно назначить нечетным. Рекомендуется $Z_{\max} \leq 120$.

2.4.3 Вращающий момент на валу ведущей звездочки, Н·м

$$T_1 = \frac{30 \cdot P_1 \cdot 10^3}{\pi \cdot n_1}$$

2.4.4 Коэффициент, учитывающий условия монтажа и эксплуатации

$$K_{\vartheta} = K_{\partial} \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_p \cdot K_{cm} \cdot K_n,$$

где K_{∂} - коэффициент, учитывающий характер нагрузки: при спокойной нагрузке $K_{\partial} = 1,25 \dots 1,5$; K_a - учитывает влияние межосевого расстояния: при $a = (30 \dots 50) \cdot t$ $K_a = 1$, при $a \leq 25 \cdot t$ $K_a = 1,25$, при $a = (60 \dots 80) \cdot t$ $K_a = 0,9$,

здесь t - шаг цепи; K_n - учитывает влияние наклона линии центров к горизонту: при наклоне до 60° $K_n = 1,25$, при автоматическом регулировании натяжения цепи $K_n = 1$ при любом наклоне; K_p - учитывает способ регулирования натяжения цепи: при автоматическом регулировании $K_p = 1$, при периодическом - $K_p = 1,25$; $K_{см}$ - учитывает способ смазывания цепи: при непрерывной смазке $K_{см} = 1$, при периодической $K_{см} = 1,3 \dots 1,5$; $K_n = 1$, при двухсменной $K_n = 1,25$, при трехсменной $K_n = 1,5$.

2.4.5 Ориентировочное значение шага цепи, мм

$$t = 2,92 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_p \cdot 10^3}{Z_1 \cdot m \cdot [P]}} \quad (61)$$

где m - число рядов цепи; $[P]$ - среднее значение допустимого давления в шарнирах цепи, определяется по таблице 71.

Таблица 71 – Допустимое давление в шарнирах цепи $[P]$, МПа, при $Z_1=17$

$[n_1]$	Шаг цепи t						
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45
50	46	43	39	36	34	31	29
100	37	34	31	29	27	25	23
200	29	27	25	23	22	19	18
300	26	24	22	20	19	17	16
500	22	20	18	17	16	14	13
750	19	17	16	15	14	13	-
1000	17	16	14	13	13	-	-
1250	16	15	13	12	-	-	-

Примечание: 1 Если $Z_1 \neq 17$, то табличное значение $[P]$ умножить на $K_z = 1 + 0,01(Z_1 - 17)$. 2 Для двухрядных цепей значение $[P]$ уменьшить на 15%.

2.4.6 Полученное значение округлить до ближайшего большего стандартного и по таблице 72 выбрать две цепи с шагом, близким к расчетному, и для них выполнить расчет запаса прочности, удельного давления и числа ударов цепи в секунду.

Таблица 72 – Цепи приводные роликовые (по ГОСТ 13568-75*) (рисунок 19)

Обозначение цепи	t	$B_{вн}$	d	d_p	Q	$A_{он}$	q
Однорядные цепи ПР							
ПР-12, 7-900-2	12,7	3,3	3,66	7,75	9	21,2	0,35
ПР-12, 7-1820-1	12,7	5,4	4,45	8,51	18,218	40	0,65
ПР-12, 7-1820-2	12,7	7,75	4,45	8,51	,2	50	0,75
ПР-15, 875-2300-1	15,875	6,48	5,08	10,16	23	55	0,80
ПР-15, 876-2300-2	15,875	9,65	5,08	10,16	23	71	1,0
ПР-19, 05-3180	19,05	12,7	5,94	11,91	31,8	105	1,9
ПР-25, 4-6000	25,4	15,88	7,92	15,88	60	180	2,6
ПР-31, 75-8900	31,75	19,05	9,53	19,05	89	260	3,8
ПР-38, 1-12700	38,1	25,4	11,1	22,23	127	395	5,5
ПР-44, 45-17240	44,45	31,75	14,27	28,58	172,4	475	9,7
Двухрядные цепи 2ПР							
2ПР-12,7-3180	12,7	7,75	4,45	8,51	31,8	105	1,4
2ПР-15,875-4540	15,875	9,65	5,08	10,16	45,4	140	1,9
2ПР,4-11400	25,4	15,88	7,92	125,88	114	395	5,0
2ПР-31,75-17700	31,75	19,05	9,53	19,05	177	524	7,3
2ПР-38,1-25400	38,1	25,4	11,1	23,23	254	788	11,0
2ПР-44,45-34480	44,45	25,4	12,7	25,4	344,8	946	14,4
Примечания: t - шаг цепи, мм; $B_{вн}$ - ширина втулки, мм; d - диаметр валика, мм; d_p - диаметр ролика, мм; Q - разрушающая нагрузка, кН; $A_{он}$ - проекция опорной поверхности шарнира, мм; q - масса погонного метра цепи, кг.							

2.4.7 Проверка по частоте вращения, допускаемой для цепи, по таблице 28

$$n_1 \leq [n].$$

Таблица 73 - Допускаемые значения $[n_1]$, об/мин, ведущей звездочки для роликовых цепей ПР и 2ПР при $Z_1 \geq 15$ и допустимое число ударов цепи в секунду $[\lambda]$

t , мм	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
$[n_1]$, об/мин	1250	1000	900	800	630	500	400	300
$[\lambda]$	60	50	35	30	25	20	15	15
Примечание: При спокойной работе, защите от пыли и надежном смазывании допускается увеличение $[n_1]$ на 30%.								

2.4.8 Расчетное давление, МПа

$$P = \frac{F_t \cdot K_9}{A_{on}} \leq [P], \quad (62)$$

где $F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{V}$ - окружная сила, Н; $V = \frac{Z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$, K_9 - коэффициент эксплуатации (см. п.4.4); A_{on} - проекция опорной поверхности шарнира, мм (таблица 72); $[P]$ - допустимое давление в шарнирах, МПа (таблица 71).

2.4.9 Межосевое расстояние, при котором обеспечиваются нормальные условия работы передачи, мм

$$\begin{aligned} a &= (30 \dots 50) \cdot t; \\ a_{\max} &= 80 \cdot t; \\ a_{\min} &= 0,2Z_1(u+1)t \text{ при } u \leq 4; \\ a_{\min} &= 0,33(u-1)t \text{ при } u > 4. \end{aligned}$$

Не рекомендуется принимать $a < 25t$.

2.4.10 Число звеньев цепи

$$L_t = \frac{2a}{t} + \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a}. \quad (63)$$

округлить до ближайшего целого четного числа.

2.4.11 Уточнение межосевого расстояния, мм

$$a = \frac{t}{4} \left[L_t - \frac{Z_2 - Z_1}{2} + \sqrt{\left(L_t - \frac{Z_2 - Z_1}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (64)$$

Для свободного провисания цепи предусмотреть возможность уменьшения межосевого расстояния на 0,4%.

2.4.12 Число ударов цепи в секунду

$$\lambda = \frac{Z_1 \cdot n_1}{15 \cdot l_t} \leq [\lambda], \quad (65)$$

где $[\lambda]$ - допустимое число ударов в секунду принять по таблице 73.

2.4.13 Силы, действующие на цепь, Н

Окружная F_t (п.2.4.8).

Центробежная $F_v = q \cdot V^2$ (п.2.4.8 и таблица 72).

От провисания цепи $F_t = 5 \cdot q \cdot a$,

где a - межосевое расстояние (п. 2.4.11); q - масса 1 погонного метра цепи по таблице 72.

2.4.14 Расчетная нагрузка на валы, Н

$$F_в = F_t + 2F_f.$$

2.4.15 Коэффициент запаса прочности

$$S = \frac{Q}{K_\delta \cdot F_t + F_v + F_f} \geq [S], \quad (66)$$

где Q - разрушающая нагрузка, Н (таблица 72); K_δ - коэффициент, учитывающий характер нагрузки (п. 2.4.4); $[S]$ - нормативный коэффициент запаса прочности по таблице 74.

Таблица 74 – Нормативные коэффициенты запаса прочности $[S]$ ролик-вых цепей ПР и 2ПР

n_1 об/мин	Шаг цепи, мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
50	7,1	7,2	7,2	7,3	7,4	7,5	7,6	7,6
100	7,3	7,4	7,5	7,6	7,8	8,0	8,1	8,3
300	7,9	8,2	8,4	8,9	9,4	9,8	10,3	10,8
500	8,5	8,9	9,4	10,2	11,0	11,8	12,5	-
750	9,3	10,0	10,7	12,0	13,0	14,0	-	-
1000	10,0	10,8	11,7	13,3	15,0	-	-	-
1250	10,6	11,6	12,7	14,5	-	-	-	-

При удовлетворении всех условий: $n_1 \leq [n_1]$, $P \leq [P]$, $\lambda \leq [\lambda]$, $S \geq [S]$, можно считать, что цепь выбрана правильно. Если не удовлетворяется хотя бы одно из условий, следует выбрать цепь большего шага и повторить расчет.

2.4.16 Геометрический расчет ведущей и ведомой звездочек выполняется по формулам, приведенным в таблице 75

2.4.17 Оценка возможности возникновения резонансных колебаний

$$n_{1кр} = 30 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{F_t}{q}} / (Z_1 \cdot a). \quad (67)$$

Таблица 75 – Геометрический расчет звездочек, см. рисунок 20

Параметры	Обозначение	Расчетная формула
1 Диаметр делительной окружности	D_δ , мм	$D_\delta = \frac{t}{\sin(180^\circ / Z)}$
2 Диаметр окружности выступов	D_e , мм	$D_e = t(K + ctq \frac{180^\circ}{Z})$, где К – коэффициент высоты зуба выбирают в зависимости от отношения t/d_p по табл. 76
3 Радиус впадины	r , мм	$r = 0,5025 \cdot d_p + 0,05$
4 Диаметр окружности впадин	D_i , мм	$D_i = D_\delta - 2r$
5 Радиус сопряжения	r_1 , мм	$r_1 = 0,8 \cdot d_p + r$
6 Профильный угол зубьев	γ	$\gamma = 17^\circ - \frac{64^\circ}{Z}$
7 Угол сопряжения	β	$\beta = 18^\circ - \frac{60^\circ}{Z}$
8 Радиус головки зуба	r_2 , мм	$r_2 = d_p (0,8 \cos \beta + 1,24 \cos \gamma - 1,3025)$
9 Радиус закругления зуба	r_3 , мм	$r_3 = 1,7d_p$
10 Длина прямолинейного участка	f , мм	$f = d_p (1,24 \sin \gamma - 0,8 \sin \beta)$
11 Координата центра радиуса	h_r , мм	$h_r \approx 0,8d_p$
12 Ширина зубчатого венца	b , мм	$b \approx 0,9B_{вн} - 0,15$, где $B_{вн}$ - расстояние между внутренними пластинами по таблице 27.

Таблица 76 – Коэффициент высоты зуба К

$\frac{t}{d_p}$	1,4...1,5	1,5...1,6	1,6...1,7	1,7...1,8	1,8...2,0
К	0,480	0,532	0,555	0,565	0,575

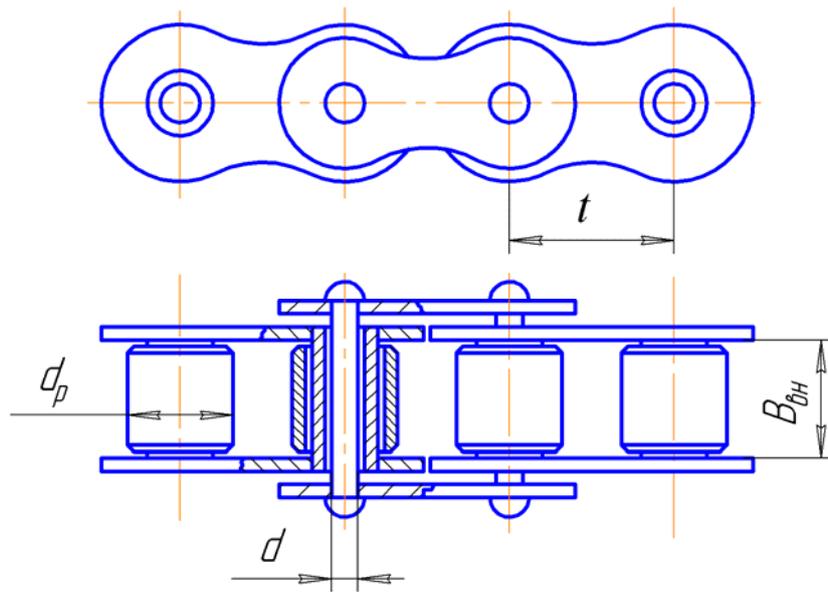


Рисунок 19

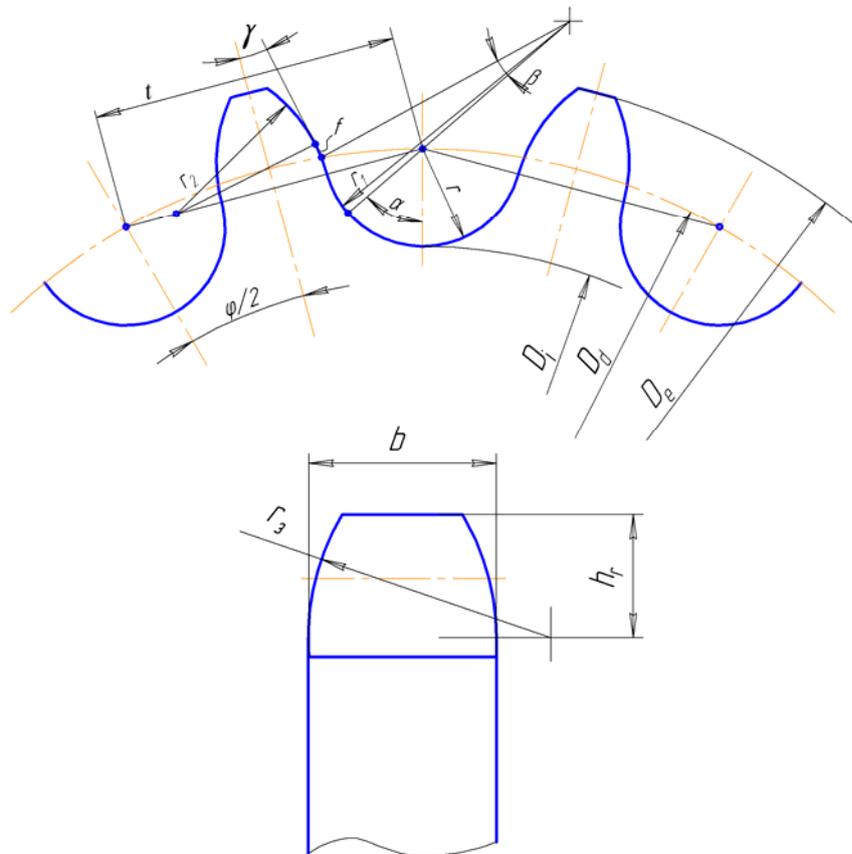


Рисунок 20

2.5 Передачи зубчатыми приводными цепями

Зубчатые цепи обеспечивают более плавную работу и меньший шум, чем втулочные и роликовые, более надежны в эксплуатации. Рекомендуются к применению при скоростях более 10...20 м/с. Однако они конструктивно сложнее и дороже втулочных и роликовых.

Исходные данные для расчета

- а) мощность на ведущем валу P_1 , кВт;
- б) скорость вращения ведущего вала n_1 , об/мин.;
- в) передаточное число u ;
- г) расположение линии центров к горизонту, град;
- д) запыленность помещения;
- е) сменность;
- ж) способ регулирования.

2.5.1 Число зубьев малой звездочки

$$Z_1 = 38 - 3 \cdot u; \quad Z_1 \geq 17.$$

2.5.2 Число зубьев большой звездочки

$$Z_2 = Z_1 \cdot u.$$

2.5.3 Принять ориентировочное значение шага цепи t' с учетом данных таблицы 77, мм

2.5.4 Скорость цепи, м/с

$$V = \frac{Z_1 \cdot t' \cdot n_1}{60 \cdot 1000}.$$

2.5.5 Предварительное значение ширины цепи, мм

$$e \geq \frac{250 \cdot P_1 \cdot K_9}{t' \cdot \sqrt[3]{V^2}}. \quad (68)$$

Таблица 77 – Выбор шага зубчатой цепи

Максимальная скорость вращения малой звездочки n_1 , об/мин	3300	2650	2200	1650	1300
Шаг цепи t , мм	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75

Таблица 78 – Цепи зубчатые типа 1 с односторонним зацеплением по ГОСТ 13552-81, см. рисунок 21

Общие параметры цепи	ϵ , мм	ϵ_1 , мм	ϵ_2 , мм	Q , кН	q , кг/м
$t = 12,7$	22,5	28,5	31,5	26	1,31
$h = 13,4$	28,5	34,5	37,5	31	1,60
$h_1 = 7,0$	34,5	40,5	43,5	36	2,00
$S = 1,5$	40,5	46,5	49,5	42	2,31
$u_{\max} = 4,76$	46,5	52,5	55,5	49	2,70
	52,5	58,5	61,5	56	3,00
$t = 15,875$	30,0	38,0	41,0	41	2,21
$h = 16,7$	38,0	46,0	49,0	50	2,71
$h_1 = 8,7$	46,0	54,0	57,0	58	3,30
$S = 2,0$	54,0	62,0	63,0	69	3,90
$u_{\max} = 5,95$	62,0	70,0	73,0	80	4,41
	70,0	78,0	81	91	5,00
$t = 19,05$	45,0	54,0	56,0	74	3,39
$h = 20,1$	57,0	66,0	68,0	89	4,90
$h_1 = 10,5$	69,0	78,0	80,0	105	5,91
$S = 3,0$	81,0	90,0	92,0	124	7,00
$u_{\max} = 7,14$	93,0	102,0	104,0	143	8,00
$t = 25,4$	57,0	66,0	68,0	101	8,40
$h = 26,7$	75,0	84,0	86,0	132	10,80
$h_1 = 13,35$	93,0	102,0	104,0	164	13,20
$S = 3,0$	111,0	120,0	122,0	196	15,40
$u_{\max} = 9,52$					
$t = 31,75$	75,0	85,0	88,0	166	14,35
$h = 33,4$	93,0	103,0	106,0	206	16,55
$h_1 = 16,7$	111,0	121,0	124,0	246	18,80
$S = 3,0$	129,0	139,0	142,0	286	21,00
$u_{\max} = 11,91$					

Примечание. Q - разрушающая нагрузка, кН; q - масса одного метра цепи, кг/м.

Пример условного обозначения зубчатой цепи типа 1 с шагом $t = 15,875$, $Q = 69$ кН, $\epsilon = 54$ мм.

Цепь ПЗ-1-15, 875-69-54 ГОСТ 13552-81.

где K_9 - коэффициент, учитывающий условия монтажа и эксплуатации (п. 2.4.4).

5.6 По таблице 78 выбирается цепь

5.7 Число звеньев цепи

$$L_t = \frac{2a}{t} + 0,5(Z_1 + Z_2) + \frac{\Delta^2}{a}, \quad (69)$$

где $a \approx 40t$ (см. п. 4.9.), $\Delta = (Z_2 - Z_1) / 2\pi$.

L_t - округлить до целого четного числа.

2.5.8 Уточненное межосевое расстояние по формуле (63).

2.5.9 Проверка числа ударов

$$\lambda = \frac{4 \cdot Z_1 \cdot n_1}{60 \cdot L_t} \leq [\lambda],$$

где $[\lambda] = 800 / t - 0,2t$.

2.5.10 Окружное усилие, Н

$$F_t = \frac{2T_1 \cdot \pi}{t \cdot Z_1}.$$

2.5.11 Центробежная сила, Н

$$F_v = q \cdot v^2,$$

где q - масса одного погонного метра цепи, определяемая по таблице 78.

2.5.12 Сила от провисания цепи

$$F_f = 9,81 \cdot K_f \cdot q \cdot a,$$

где $K_f = 1$ при вертикальном расположении передачи и $K_f = 0,6$ при горизонтальном расположении; a - межосевое расстояние в м.

2.5.13 Коэффициент запаса прочности

$$S = \frac{Q}{K_\partial \cdot F_t + F_v + F_f} \geq [S], \quad (70)$$

где Q - разрушающая нагрузка, Н по таблице 77; K_∂ - динамический коэффициент (см. п.2.4.4); $[S]$ - нормативный коэффициент запаса прочности по таблице 79.

Если полученное значение коэффициента запаса прочности существенно больше (или меньше) $[S]$, следует задаться величиной шага цепи t меньшей (или большей) и повторить расчет, начиная с п.2.5.3.

Таблица 79 – **Нормативный коэффициент запаса прочности $[S]$ приводных зубчатых цепей типа 1 (при $Z_1 \geq 17$)**

Шаг цепи t , мм	Частота вращения меньшей звездочки n_1 , об/мин								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	20	21	22	23	24	25	26	28	30
15,875	20	21	22	24	25	26	27	30	32
19,05	21	22	23	24	26	28	29	32	35
25,4	21	22	24	26	28	30	32	36	40
31,75	21	22	25	26	30	32	35	40	-

2.5.14 Формулы для определения основных геометрических параметров звездочек для зубчатых цепей (см. рисунок 21) приведены в таблице 80.

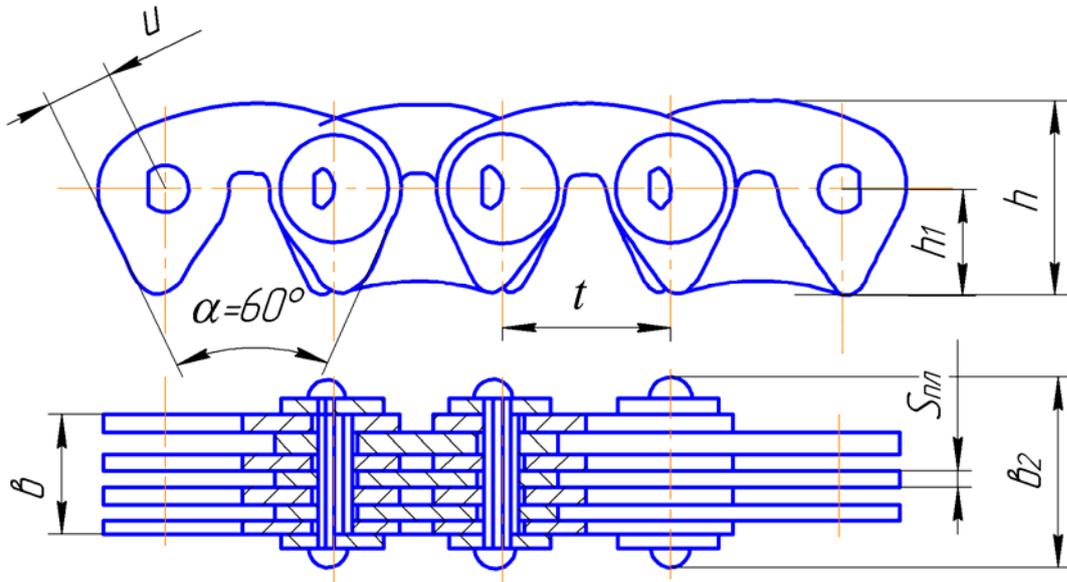


Рисунок 21

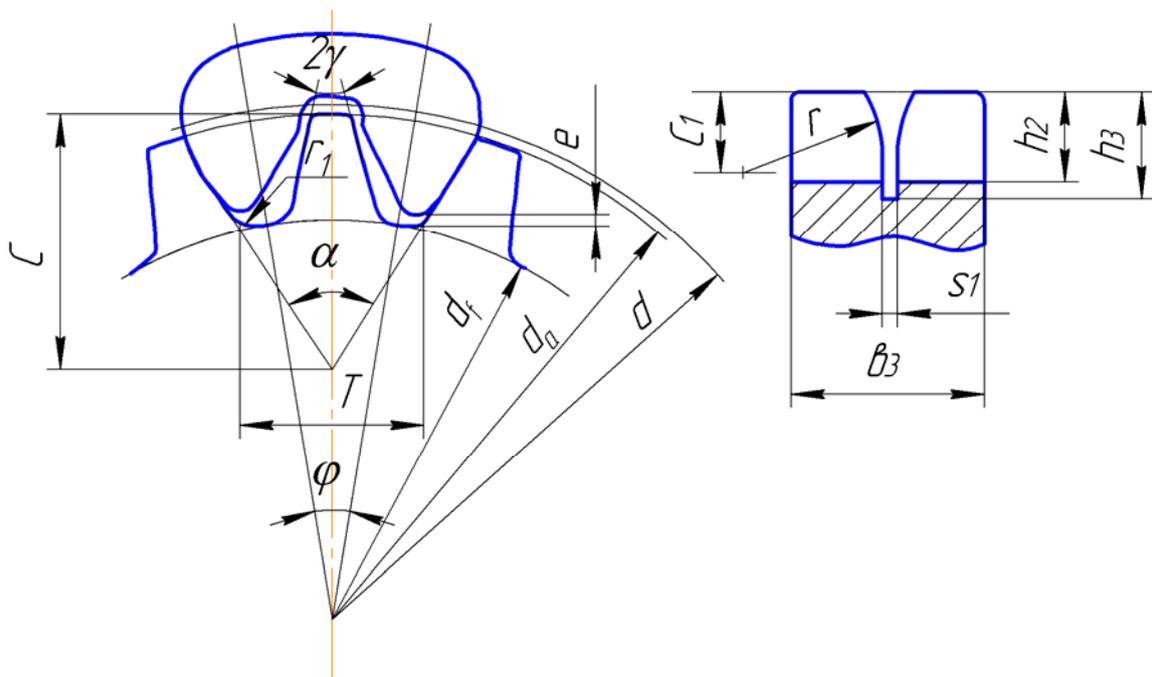


Рисунок 22

Таблица 80 – Основные параметры звездочек для зубчатых цепей по ГОСТ 13576-81, мм

Параметры	Шаг цепи t , мм				
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75
1	2	3	4	5	6
Высота зуба h_2	8,3	10,3	12,4	15,9	19,9
Радиальный зазор e	1,3	1,6	1,9	2,5	3,2
Расстояние между кромками рабочих граней зубьев T при $\alpha = 60^\circ$	14,11	17,73	21,22	28,33	35,35
Расстояние от точки пересечения рабочих граней до наружной окружности C	20,52	25,65	30,76	41,03	51,34
Радиус закругления впадины зуба r_1	1,5	2,0	2,0	2,5	3,5
Диаметр делительной окружности	$d = \frac{t}{\sin(180^\circ / Z)}$				
Диаметр окружности выступов	$d_e = \frac{t}{tq(180^\circ / Z)}$				
Диаметр окружности впадин	$d_i = d - \frac{2h_2}{\cos(180^\circ / Z)}$				
Угол поворота звена	$\varphi = 360^\circ / Z$				
Угол впадины зуба	$2\beta = \alpha - \varphi$				
Половина угла заострения	$\gamma = 30^\circ - \varphi$				
Ширина зуба звездочки	$b_3 = b + 2s_{nl}$ где b - ширина цепи; s_{nl} - толщина пластины (см. таблица 78 и рисунок 21)				
Расстояние от вершины зуба до линии центров	$C \approx 0,4t$				
Глубина проточки	$h_3 = 0,75t$				
Ширина проточки	$S_1 = 2S$				
Радиус закругления торца зуба и направляющей проточки	$r_1 \approx 1$				

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Гинзбург Е.Г., Голованов Н.Ф., Фирун Н.Б., Халевский Н.Г. Зубчатые передачи: Справочник. Л.: Машиностроение, 1980. 416 с.
- 2 ГОСТ 1284-80. Ремни приводные клиновые нормальных сечений.
- 3 ГОСТ 13552-81. Цепи приводные зубчатые.
- 4 ГОСТ 13568-75. Цепи приводные роликовые и втулочные.
- 5 ГОСТ 13576-81. Звездочки для приводных зубчатых цепей.
- 6 ГОСТ 16532-70. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии.
- 7 ГОСТ 17696-89. Передачи глобоидные. Расчет геометрии.
- 8 ГОСТ 17744-72. Передачи Новикова с ДЗЛ цилиндрические. Расчет геометрии.
- 9 ГОСТ 19326-73. Передачи зубчатые конические с круговыми зубьями. Расчет геометрии.
- 10 ГОСТ 19650-74. Передачи червячные цилиндрические. Расчет геометрии.
- 11 ГОСТ 19624-74. Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями. Расчет геометрии.
- 12 ГОСТ 20889-88. Шкивы для приводных клиновых ремней нормальных сечений.
- 13 ГОСТ 21354-87. Передачи цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность.
- 14 ГОСТ 23179-78. Подшипники качения радиальные шариковые однорядные гибкие. Технические условия.
- 15 ГОСТ 23831-79. Ремни плоские приводные резинотканевые.
- 16 ГОСТ 591-69. Звездочки к приводным роликовым и втулочным цепям.
- 17 Гузенков П.Г. Детали машин. М.: Высшая школа, 1982. 351 с.
- 18 Детали машин: Справочник /Под ред. Н.С.Ачеркана. Кн. 3. М.: Машиностроение, 1969. 471 с.
- 19 Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. М.: Высшая школа, 1984. 334 с.
- 20 Заблонский К.И. Детали машин. Киев: Вища школа, 1985. 518 с.
- 21 Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 1991. 383 с.
- 22 Иосилевич Г.Б. Детали машин. М.: Машиностроение, 1988. 367 с.
- 23 Кудрявцев В.Н. Детали машин. Л.: Машиностроение, 1980. 484 с.
- 24 Курсовое проектирование деталей машин /В.Н.Кудрявцев, Ю.А.Державец, И.И.Арефьев и др. Л.: Машиностроение, 1983. 400 с.
- 25 Расчет и проектирование деталей машин / Под ред. Г.В.Столбина и К.П.Жукова. М.: Высшая школа, 1978. 247 с.
- 26 Решетов Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1974. 665 с.
- 27 Муха Т.И., Януш Б.В., Цупиков А.П. Приводы машин. Л.: Машиностроение, 1975. 343 с.

Учебное издание

Ратманов Эдуард Владимирович

РАСЧЕТ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Учебное пособие

Редактор Н.М. Кокина

Подписано в печать	Формат 60x84 1/16	Бумага тип. № 1
Печать трафаретная	Усл.печ.л. 7,25	Уч-изд.л. 7,25
Заказ	Тираж 200 экз.	Цена свободная

Редакционно-издательский центр КГУ
640669, г. Курган, ул. Гоголя, 25
Курганский государственный университет.