

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Оренбургский государственный университет»

Кафедра механики материалов, конструкций и машин

Р.Н. Узяков, Е.В. Пояркова

РАСЧЕТ ОТКРЫТЫХ ПЕРЕДАЧ В КУРСОВОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ

Методические указания

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Оренбургский государственный университет» для обучающихся по образовательным программам высшего образования по направлениям подготовки 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника и 13.03.02 Электроэнергетика и электротехника

Оренбург
2019

ББК 34.445.я7
УДК 621.83+621.85 (075.8)
У 34

Рецензент – профессор, доктор технических наук В.М. Кушнарченко

- УЗ4 **Узяков, Р. Н.**
Расчет открытых передач в курсовом проектировании: методические указания / Р.Н. Узяков, Е.В. Пояркова; Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург : ОГУ, 2019. – 41 с.

Методические указания предназначены для выполнения расчета открытых цепных, зубчатых и клиноременных передач в курсовых проектах (работах) для обучающихся по образовательным программам высшего образования по направлениям подготовки 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника и 13.03.02 Электроэнергетика и электротехника. Указания содержат методику расчета открытых передач и весь необходимый справочный материал.

УДК 621.83+621.85 (075.8)
ББК 34.445.я7

© Узяков, Р.Н.,
Пояркова Е.В., 2019
© ОГУ, 2019

Содержание

Введение.....	4
1 Расчет открытых цепных передач	5
1.1 Определение числа зубьев звёздочек	7
1.2 Вычисление шага цепи	8
1.3 Проверка условия обеспечения износостойкости цепи	10
1.4 Определение геометрических параметров передачи.....	11
1.5 Проверка коэффициента запаса прочности	13
1.6 Определение силы, действующей на валы	13
2 Расчет открытых зубчатых передач	15
2.1 Выбор материалов зубчатых колес.....	16
2.2 Определение допускаемых напряжений изгиба.....	18
2.3 Определение чисел зубьев.....	18
2.4 Определение коэффициентов формы зуба	19
2.5 Определение модуля зацепления.....	20
2.6 Определение основных геометрических размеров передачи	21
2.7 Определение окружной скорости шестерни.....	22
2.8 Проверка условия прочности зубьев на выносливость.....	23
2.9 Определение сил, действующих в зацеплении	23
3 Расчет клиноременных передач.....	25
3.1 Выбор сечения ремня.....	27
3.2 Выбор диаметра ведущего шкива.....	27
3.3 Определение диаметра ведомого шкива	28
3.4 Уточнение передаточного числа.....	28
3.5 Определение межосевого расстояния	29
3.6 Определение длины ремня	29
3.7 Уточнение межосевого расстояния	29
3.8 Определение угла обхвата ремнем меньшего шкива	30
3.9 Определение числа ремней в передаче	30
3.10 Определение среднего ресурса ремней при эксплуатации	31
3.11 Определение величины натяжения.....	31
3.12 Определение силы, действующей на валы	32
Список использованных источников	33
Приложение А	35

Введение

Наиболее распространенными объектами реальных приводов, используемых в промышленности, являются открытые передачи. Это связано с тем, что обычно при проектировании приводов используют готовые редукторы, выпускаемые промышленностью. А необходимое для привода передаточное отношение получают за счет открытых передач. Поэтому при курсовом проектировании, наряду с закрытыми передачами, рассчитываются открытые зубчатые, цепные и ременные передачи. Расчеты открытых передач в различных источниках имеют некоторые отличия, так как существуют различные подходы к решению этих задач, поэтому в данных методических указаниях предложены наиболее общеизвестные, стандартные методики расчета открытых передач и приведены необходимые справочные данные, что позволит обучающимся обойтись без дополнительной литературы.

В методических указаниях принята единая система физических единиц (СИ) со следующими отклонениями, допущенными в международных и межгосударственных стандартах на расчеты деталей машин: размеры деталей передач выражаются в миллиметрах (*мм*), силы в ньютонах (*Н*), и соответственно напряжения в ньютонах, деленных на миллиметры в квадрате ($H/мм^2$), то есть мегапаскалях (*МПа*), а моменты в ньютонах, умноженных на миллиметр (*Н·мм*).

1 Расчет открытых цепных передач

Цепные передачи – (ЦП) относятся к передачам зацеплением с гибкой связью. ЦП применяются для передачи движения между параллельными валами, расположенными на значительном расстоянии – до 8 м, когда зубчатые передачи непригодны, а ременные ненадежны. ЦП обычно применяются в качестве понижающих на тихоходных ступенях приводов при мощностях $P \leq 120$ кВт, скоростях цепи $V \leq 15$ м/с и передаточных отношениях $i \leq 6$.

ЦП состоит из ведущей и ведомой звездочек, огибаемых замкнутой цепью (рисунок 1.1).

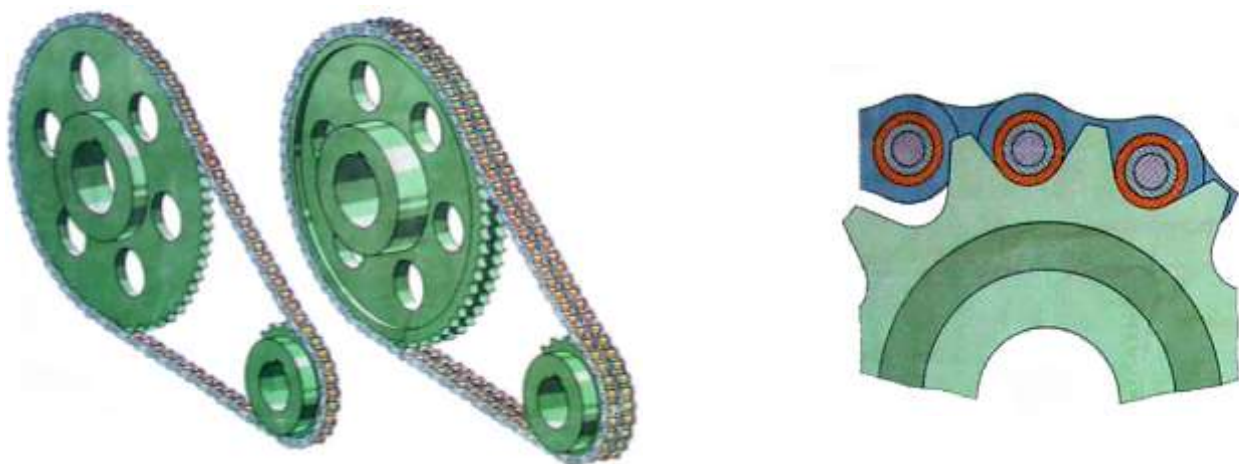


Рисунок 1.1 – Цепные передачи

Цепные передачи используются как для уменьшения угловой скорости при увеличении вращающего момента – редуцирования вращательного движения, так и для мультиплицирования (увеличения угловой скорости).

Цепные передачи, как правило, выполняются *открытыми*, то есть расположенными вне корпуса и имеющими легкое ограждение, они работают при периодическом смазывании.

Наибольшее применение в приводах получили приводные роликовые цепи нормальной серии ПР и 2 ПР по ГОСТ 13568-97.

Ниже приведена методика расчета открытых цепных передач приводными роликовыми цепями по критерию долговечности цепи.

Основные параметры цепной передачи представлены на рисунке 1.2.

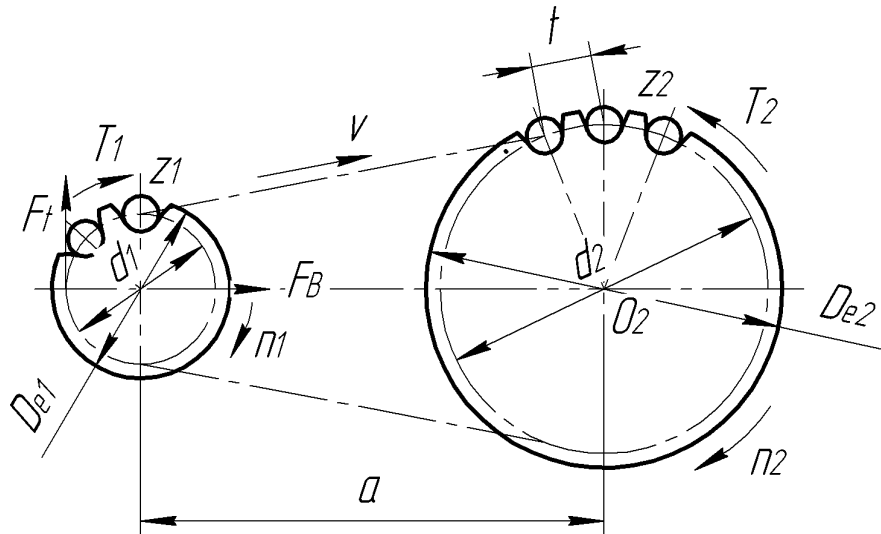


Рисунок 1.2 – Основные параметры цепной передачи

Исходные данные для расчета передачи выбираются из кинематического расчета силового привода *с соответствующих валов, и вводят новые обозначения*: параметры для ведущего звена передачи обозначаются с индексом единица (1), а параметры для ведомого звена обозначаются с индексом два (2).

Вращающий момент на меньшей – ведущей звездочке:

$$T_1 = \quad (H \cdot мм).$$

Частота вращения ведущей звездочки:

$$n_1 = \quad (об / мин).$$

Мощность на ведущей звездочке:

$$P_1 = \quad (Вт).$$

Передаточное число открытой цепной передачи:

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Режим работы, количество смен.

Расположение передачи: горизонтальное, вертикальное или под определенным углом.

1.1 Определение числа зубьев звёздочек

Для ведущей звездочки передачи (меньшей звездочки):

$$z_1 = 31 - 2u_{12}$$

Для ведомой звездочки передачи (большей звездочки):

$$z_2 = z_1 \cdot u_{12}$$

Числа зубьев звездочек округляются: до ближайшего *целого нечетного числа* – для ведущей (меньшей) звездочки; до ближайшего *целого четного числа* – для ведомой (большей) звездочки.

Во избежание соскакивания цепи ограничивается $z_2 \leq 120$.

Уточняется передаточное отношение:

$$u'_{12} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Расхождение с исходным значением вычисляется по абсолютной величине:

$$\Delta u = \left| \frac{u_{12} - u'_{12}}{u_{12}} \right| \cdot 100 \% \leq 3 \%.$$

Если $\Delta u > 3 \%$, то увеличивается или уменьшается число зубьев ведущей звездочки z_1 на два, пересчитывается z_2 , а затем заново определяется величина расхождения Δu .

1.2 Вычисление шага цепи

Из условия износостойкости шарниров шаг цепи t , мм; определяется по формуле:

$$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{\odot}}{z_1 \cdot [p] \cdot m}},$$

где $[p]$ – ориентировочное допускаемое среднее давление в шарнирах цепи, которое выбирается с учетом $[n_1]$ по [таблице А.1](#) приложения А, ориентируясь на среднее значение шага цепи $t = 25,4$ мм;

m – число рядов цепи, рекомендуется принимать однорядную цепь, так как многорядные цепи менее надежны;

$K_{\odot} = K_{\delta} \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_p \cdot K_{cm} \cdot K_n$ – коэффициент эксплуатации,

здесь: K_{δ} – динамический коэффициент, учитывающий характер нагрузки, равный:

$K_{\delta} = 1$ – при спокойной нагрузке (например, ленточный транспортер);

$K_{\delta} = 1,25 \dots 1,5$ – при толчкообразной или переменной нагрузке (например, цепной конвейер);

$K_{\delta} = 1,8 \dots 2,5$ – при ударной нагрузке (например, пневматические молоты, строгальные и долбежные станки, прокатные станы);

$K_{\delta} = 1,5$ – если не указан рабочий орган, для которого рассчитывается привод;

K_a – коэффициент, учитывающий межосевое расстояние a , равный:

$$K_a = 1 \text{ при } a = (30 \dots 50) \cdot t;$$

$$K_a = 0,8 \text{ при } a = (60 \dots 80) \cdot t;$$

$$K_a = 1,25 \text{ при } a \leq 25 \cdot t.$$

Для передач с гибкой связью *межосевое расстояние a определяется удобством расположения элементов привода*. Если заранее нельзя его определить, принимается $a = 40 \cdot t$;

K_n – коэффициент, учитывающий влияние наклона цепи к горизонту, равный:

$$K_n = 1 \text{ при наклоне до } 60^\circ;$$

$$K_n = 1,25 \text{ при наклоне свыше } 60^\circ;$$

П р и м е ч а н и е – Расположение цепи определяется по кинематической схеме. Если редуктор изображен с опорной лапой (например: варианты 10 и 21), то это вид привода сбоку и цепь расположена вертикально, а если редуктор изображен без опорной лапы, то это вид сверху, и цепь горизонтальна.

K_p – учитывает способ регулирования натяжения цепи, равен:

$$K_p = 1 \text{ при автоматическом регулировании;}$$

$$K_p = 1,25 \text{ при периодическом регулировании;}$$

$K_{см}$ – коэффициент, учитывающий способ смазки цепи, равный:

$$K_{см} = 1 \text{ при непрерывной капельной смазке;}$$

$$K_{см} = 0,8 \text{ при картерной смазке;}$$

$$K_{см} = 1,3...1,5 \text{ при периодической смазке;}$$

K_n – коэффициент, учитывающий периодичность работы, равный:

$$K_n = 1 \text{ при односменной работе;}$$

$$K_n = 1,25 \text{ при двухсменной работе;}$$

$$K_n = 1,5 \text{ при трехсменной работе.}$$

Во избежание возникновения ошибок, необходимо внимательно изучить исходные данные на курсовой проект.

По полученному расчетному значению t принимается согласно ГОСТ 13568-75 [9] (таблицы А.2, А.3 приложения А) стандартная величина шага цепи, выбираются все параметры цепи и заносятся в таблицу 1.1.

Таблица 1.1 – Параметры цепи

t , мм	B_{BH} , мм	d , мм	d_1^* , мм	h , мм	b , мм	F_P , Н	q , кг/м	S , мм ²

Примечание – d_1^* – диаметр ролика цепи, не путать с d_1 – делительным диаметром ведущей звездочки.

1.3 Проверка условия обеспечения износостойкости цепи

1.3.1 Проверяется условие:

$$n_1 \leq [n_1],$$

где $[n_1]$ – допускаемое значение частоты вращения ведущей звездочки, об/мин (таблица А.4 приложения А).

В случае не обеспечения условия принимается двухрядная цепь меньшего шага.

1.3.2 Из условия обеспечения износостойкости цепи, расчетное значение среднего давления в шарнирах цепи $p, МПа$, должно быть меньше допускаемого $[p]$:

$$p = \frac{F_t \cdot K_{\text{э}}}{S} \leq [p],$$

где $F_t = \frac{P}{v}$ – окружная сила, Н;

$$v = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot t}{60000} \text{ – скорость цепи, м/с;}$$

S – проекция опорной поверхности шарнира, мм² (таблицы А.2, А.3 приложения А);

$$[p] = [p]_{\text{табл}} \cdot [1 + 0,01 \cdot (z_1 - 17)],$$

здесь $[p]_{\text{табл}}$ выбирается из [таблицы А.1](#) приложения А в зависимости от **принятого шага цепи** и частоты вращения ведущей звездочки.

Допускается недогрузка на 10 % или перегрузка на 5 %. Если условие не выполняется, то соответственно уменьшаются, либо увеличиваются числа зубьев звездочек (см. раздел 1.1), если это не приводит к положительному результату, то выбирается другой шаг цепи (см. раздел 1.2).

1.4 Определение геометрических параметров передачи

1.4.1 Определяется межосевое расстояние a , мм, учитывая принятый в разделе [1.2](#) диапазон межосевого расстояния $a = (30...50) \cdot t$:

$$a = 40 \cdot t.$$

1.4.2 С учетом принятого межосевого расстояния, определяется число звеньев цепи:

$$L_t = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a}.$$

Полученное число звеньев рекомендуется округлять до **целого четного значения** L_t' , тогда отпадает необходимость в использовании переходных звеньев, которые по прочности уступают основным и редко встречаются в практике.

1.4.3 С учетом принятого числа звеньев L_t' , уточняется межосевое расстояние a , мм:

$$a' = \frac{t}{4} \left[L_t' - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_t' - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right].$$

Полученное значение *не округляется* до целого числа.

Для обеспечения свободного провисания цепи предусматривается уменьшение уточненного межосевого расстояния на 0,2...0,4 %. Тогда монтажное межосевое расстояние будет равно $a'' = 0,997 \cdot a'$, (мм). Монтажное межосевое расстояние *округляется* до целого значения в миллиметрах.

1.4.4 Определяются делительные диаметры ведущей и ведомой звездочек с точностью до 0,01 мм:

$$d_{I(2)} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_{I(2)}}}.$$

1.4.5 Определяются наружные диаметры ведущей и ведомой звездочек с точностью до 0,1 мм:

$$D_{eI(2)} = t \cdot \left(K + \operatorname{ctg} \cdot \frac{180^\circ}{z_{I(2)}} \right),$$

где K – коэффициент высоты зуба, величина которого принимается в зависимости от геометрической характеристики зацепления λ (таблица 1.2):

$$\lambda_{I(2)} = \frac{t}{d_1^*}.$$

Таблица 1.2 – Зависимость коэффициента высоты зуба от геометрической характеристики зацепления

λ	1,40...1,50	1,50...1,60	1,60...1,70	1,70...1,80	1,80...2,00
K	0,480	0,532	0,555	0,575	0,565

1.5 Проверка коэффициента запаса прочности

Вычислив параметры передачи, следует проверить цепь на прочность, определяя коэффициент запаса прочности:

$$s = \frac{F_p}{F_t \cdot K_d + qv^2 + \frac{9,81 \cdot K_f \cdot q \cdot a''}{1000}} \geq [s],$$

где F_p – разрушающая нагрузка, H (таблицы А.2, А.3 приложения А);

K_d – динамический коэффициент (раздел 1.2);

q – масса 1 м цепи (таблицы А.2, А.3 приложения А);

K_f – коэффициент, учитывающий положение цепи, равен:

$K_f = 6$ при горизонтальной передаче;

$K_f = 1,5$ при угле наклона 45° ;

$K_f = 1$ при вертикальном расположении цепи;

a'' – принятое монтажное межосевое расстояние, мм;

$[s]$ – допустимый запас прочности (таблица А.5 приложения А).

Если $s \geq [s]$, то условие прочности удовлетворено; в противном случае выбирается цепь большего шага или двухрядная цепь, и повторяется расчёт.

1.6 Определение силы, действующей на валы

Сила, действующая на валы цепной передачи, определяется по формуле:

$$F_B = F_t \cdot K_B,$$

где K_B – коэффициент нагрузки вала, учитывающий характер нагрузки, действующей на вал, и расположение передачи:

$K_B = 1,15...1,3$, если угол наклона передачи до 40° ;

$K_B = 1,05...1,15$, если угол наклона передачи более 40° .

Меньшее значение, как правило, соответствует спокойной нагрузке, большее – ударной.

Направление силы F_B принимается совпадающей с линией, соединяющей оси валов.

Полученное значение силы округляется до целого.

2 Расчет открытых зубчатых передач

Зубчатые передачи (ЗП) – относятся к передачам зацеплением с непосредственным контактом. Открытые ЗП применяют для передачи движения между параллельными валами, когда передачу невозможно оформить в корпусе (например, механизм поворота подъемных кранов, механизм привода бетономешалок и т.д.). Открытые ЗП обычно применяют в качестве понижающих на тихоходных ступенях приводов при окружных скоростях до 3 м/с и передаточных отношениях до 12,5. Смазывание открытых ЗП осуществляется периодически консистентной смазкой.

Открытые ЗП состоит обычно из консольно установленных на валах ведущей шестерни и зубчатого колеса (рисунок 2.1).



Рисунок 2.1 – Открытая зубчатая передача в приводе

Наибольшее распространение из открытых зубчатых передач получили *цилиндрические прямозубые передачи*. Ниже приведена методика расчета открытых цилиндрических прямозубых передач на выносливость зубьев по напряжениям изгиба.

Исходные данные для расчета передачи выбираются из кинематического расчета силового привода *с соответствующих валов, и вводятся новые обозначения*: параметры для зубчатой шестерни обозначаются с индексом единица (1), параметры для зубчатого колеса обозначаются с индексом два (2).

Вращающий момент:

$$T_1 = \quad ; T_2 = \quad (H \cdot мм).$$

Угловая скорость:

$$\omega_1 = \quad ; \omega_2 = \quad (с^{-1}).$$

Частота вращения:

$$n_1 = \quad ; n_2 = \quad (об/мин).$$

Передаточное число:

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1} = |i_{12}| = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}.$$

2.1 Выбор материалов зубчатых колес

Открытые передачи работают при малой окружной скорости, скудной смазке и в условиях абразивного износа. В этих условиях легированные стали не используются, а из экономических соображений в качестве материалов колес целесообразно применять углеродистые качественные конструкционные стали (таблица А.6 приложения А). Вместе с тем, механические свойства термически обработанных сталей в значительной степени зависят от размеров и вида заготовок.

Ориентировочно размеры заготовок $d_{1загот}$ и $d_{2загот}$, мм, определяются по следующим формулам:

– для прямозубых цилиндрических открытых передач:

$$d_{1загот} \approx 2,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{u_{12}}}, \quad d_{2загот} \approx d_{1загот} \cdot u_{12},$$

где $d_{1загот}$ – диаметр заготовки шестерни, мм;

$d_{2загот}$ – диаметр заготовки зубчатого колеса, мм;

u_{12} – передаточное число зубчатой передачи;

T_2 – момент на зубчатом колесе, Н · мм.

2.1.1 Выбирается материал зубчатого колеса (таблица А.6 приложения А).

Например, сталь 45Л, литье, термообработка – нормализация, диаметр заготовки свыше 300 мм.

Твердость $HB_2 = 180$.

Предел прочности $\sigma_{B2} = 520 \text{ МПа} \text{ (Н / мм}^2\text{)}$.

Предел текучести $\sigma_{T2} = 290 \text{ МПа} \text{ (Н / мм}^2\text{)}$.

2.1.2 Выбирается материал шестерни (таблица А.6 приложения А). При этом необходимо помнить, что твердость материала шестерни должна быть выше твердости материала колеса:

$$HB_1 \geq HB_2 + (20...50).$$

Бóльшие значения добавляются при бóльших передаточных числах.

Например, сталь 45, прокат, термообработка – улучшение, диаметр заготовки 90...120 мм.

Твердость $HB_1 = 210$.

Предел прочности $\sigma_{B1} = 750 \text{ МПа} \text{ (Н / мм}^2\text{)}$.

Предел текучести $\sigma_{T1} = 545 \text{ МПа} \text{ (Н / мм}^2\text{)}$.

2.2 Определение допускаемых напряжений изгиба

Допускаемые напряжения $[\sigma]_F$, МПа, учитывающие выносливость зубьев по напряжениям изгиба, определяются по следующей формуле:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \text{ lim } \sigma}^0}{S_F} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC},$$

где $\sigma_{F \text{ lim } \sigma}^0 = (1,7 \dots 1,8) HB$ – предел выносливости зубьев при базовом числе циклов переменных напряжений изгиба ($4 \cdot 10^6$ циклов), МПа;

$S_F = 1,7 \dots 1,8$ – коэффициент запаса прочности;

$K_{FL} = 1$ – коэффициент долговечности;

K_{FC} – коэффициент, учитывающий реверсивность движения:

$K_{FC} = 1$ для нереверсивного движения;

$K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$ для реверсивного движения.

Допускаемые напряжения изгиба определяют *отдельно*:

– для шестерни $[\sigma]_{F1}$, (МПа);

– для колеса $[\sigma]_{F2}$, (МПа).

2.3 Определение чисел зубьев

2.3.1 Определяется число зубьев шестерни:

$$z_1 = 20.$$

Принимается с учетом условия $z_1 \geq 17$.

2.3.2 Определяется число зубьев зубчатого колеса:

$$z_2 = z_1 \cdot u_{12}.$$

Полученное значение z_2 округляется до целого.

2.3.3 Уточняется передаточное отношение:

$$u'_{12} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Расхождение с исходным значением вычисляется по абсолютной величине:

$$\Delta u = \left| \frac{u_{12} - u'_{12}}{u_{12}} \right| \cdot 100 \% \leq 3 \%.$$

Если $\Delta u > 3 \%$, то увеличивается или уменьшается число зубьев колеса z_2 на единицу, а затем заново определяется величина расхождения Δu .

2.4 Определение коэффициентов формы зуба

Значение коэффициентов формы зуба шестерни Y_{F1} и зубчатого колеса Y_{F2} находятся в зависимости от количества их зубьев согласно ГОСТ 21354-87 [10] по таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Зависимость коэффициента формы зуба от количества зубьев

z	17	20	25	30	40	50	60	80	≥ 100
Y_F	4,28	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,61	3,6

Проводится сравнительная оценка прочности на изгиб зубьев шестерни и колеса по отношениям:

$$\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} = \quad ; \quad \frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}} = \quad .$$

Зубья того из колес, у которого данное отношение меньше, – менее прочны. Дальнейший расчет выполняется для менее прочных зубьев.

2.5 Определение модуля зацепления

Основной параметр открытой зубчатой передачи – нормальный модуль зацепления m , мм, определяется из условия выносливости зубьев по напряжениям изгиба для менее прочного из колес (раздел 2.4) по следующей формуле:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2T \cdot K_F \cdot Y_F \cdot \gamma}{z \cdot \psi_{bm} \cdot [\sigma]_F}}$$

где T – момент на менее прочном колесе, $H \cdot мм$;

$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}$ – коэффициент нагрузки:

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями ($K_{F\alpha} = 1$ для прямозубых передач);

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца (таблица А.7 приложения А), для консольного расположения колес относительно опор **предварительно принимается** $\psi_{bd} = 0,4$;

K_{FV} – коэффициент динамичности (таблица А.8 приложения А), **предварительно принимается** окружная скорость $V = 4$ м/с;

$\psi_{bm} = 6...10$ – коэффициент ширины зубчатого венца по модулю, **принимается** $\psi_{bm} = 8$;

$\gamma = 1,25...1,5$ – коэффициент износа, **принимается** $\gamma = 1,5$.

Полученное по расчету значение модуля **округляется** до ближайшего стандартного значения:

ряд 1: 1; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20;

ряд 2: 1,25; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18.

2.6 Определение основных геометрических размеров передачи

Основные геометрические параметры открытой цилиндрической зубчатой передачи представлены на рисунке 2.2.

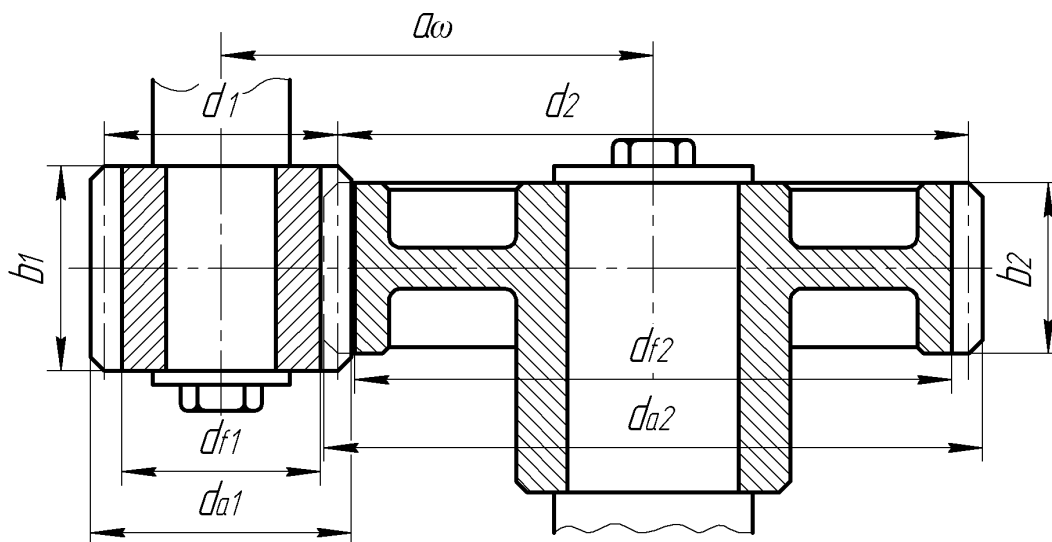


Рисунок 2.2 – Основные геометрические параметры открытой цилиндрической зубчатой передачи

Геометрические размеры определяются:

- диаметры и межосевое расстояние *с точностью до 0,01 мм*;
- ширина зубчатых венцов *с точностью до 1 мм*.

2.6.1 Диаметры делительных окружностей $d, мм$, определяются по формулам:

$$\begin{aligned}d_1 &= m \cdot z_1, \\d_2 &= m \cdot z_2.\end{aligned}$$

2.6.2 Межосевое расстояние $a, мм$, определяется по формуле:

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

2.6.3 Диаметры окружностей выступов d_a , мм, определяются по формулам:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m,$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m.$$

2.6.4 Диаметры окружностей впадин d_f , мм, определяются по формулам:

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

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

2.6.5 Вычисляется ширина зубчатого венца по формулам:

– для зубчатого колеса

$$b_2 = \psi_{bm} \cdot m;$$

– для шестерни

$$b_1 = b_2 + 5.$$

2.6.6 Вычисляется коэффициент ширины колеса по диаметру:

$$\psi_{bd} = \frac{b_2}{d_1}.$$

2.7 Определение окружной скорости шестерни

Определяется окружная скорость колес v , м/с:

$$v_2 = v_1 = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}.$$

Назначается степень точности по ГОСТ 1643-81 [11]:

– степень точности – 9 при v до 3 м/с;

– степень точности – 8 при v от 3 до 8 м/с;

– степень точности – 7 при v от 8 до 12 м/с.

2.8 Проверка условия прочности зубьев на выносливость

Уточняется коэффициент нагрузки, с учетом полученных параметров передачи (таблицы А.7, А.8 приложения А):

$$K'_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}.$$

Проверяется условие прочности зубьев на выносливость по напряжениям изгиба, для менее прочного из колес (раздел 2.4), по формуле:

$$\sigma_F = \frac{2T \cdot K'_F \cdot \gamma}{b \cdot z \cdot m^2} Y_F \leq [\sigma]_F.$$

Допускается недогрузка до 10 % и перегрузка до 5 %. Если условие прочности не выполняется, увеличивается или уменьшается ширина колес.

2.9 Определение сил, действующих в зацеплении

2.9.1 Определяются окружные силы F_t, H :

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1},$$

где T_1 – вращающий момент на шестерне, Н·мм;

d_1 – диаметр делительной окружности шестерни, мм.

2.9.2 Определяются радиальные силы F_r, H :

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

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

2.9.3 Определяются силы нормального давления F_n , H :

$$F_{n1} = F_{n2} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha}.$$

Полученные значения сил округляются до целых.

3 Расчет клиноременных передач

Ременные передачи (РП) относятся к передачам трением с гибкой связью. Обычно ременные передачи применяются в качестве понижающих на быстроходных ступенях приводов, при мощностях $P \leq 50 \text{ кВт}$, линейных скоростях ремня v от 5 до 40 м/с, и передаточных отношениях i от 1 до 6. Они состоят из двух или большего числа шкивов и замкнутого ремня, надетого на шкивы с натяжением. Пример клиноременной передачи приведен на рисунке 3.1, а основные параметры на рисунке 3.2.

В современном машиностроении наибольшее распространение имеют клиновые ремни. В клиноременной передаче (рисунок 3.1) рабочими поверхностями ремня являются его боковые стороны, что увеличивает тяговую способность.

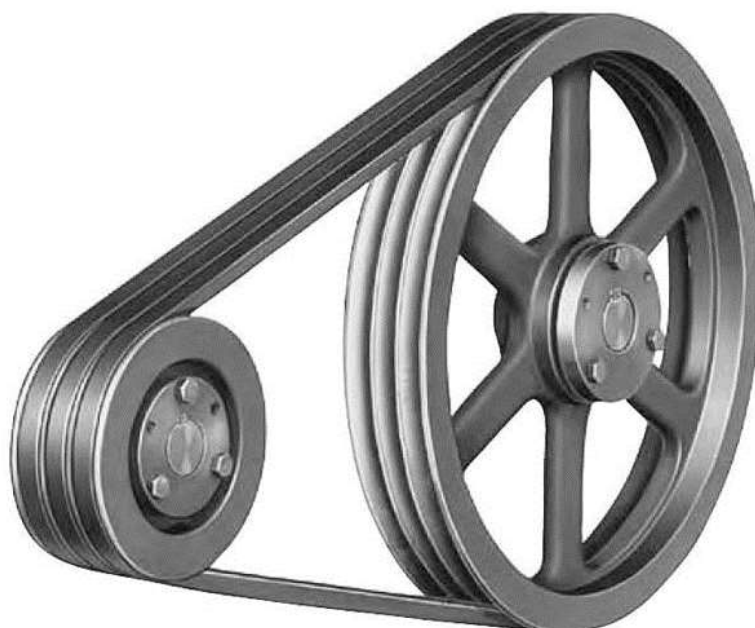


Рисунок 3.1 – Клиноременная передача

В настоящее время для клиновых ремней применяется комплексный расчет на выносливость и тяговую способность. В связи с чем расчет клиноременной передачи сведен к выбору типоразмера ремня и определению числа ремней по ГОСТ 1284.3 – 96 [15].

При расчете также используют ГОСТ 1284.2-89 [14], ГОСТ 1284.1-89 [13] и ГОСТ 20889-88 [12].

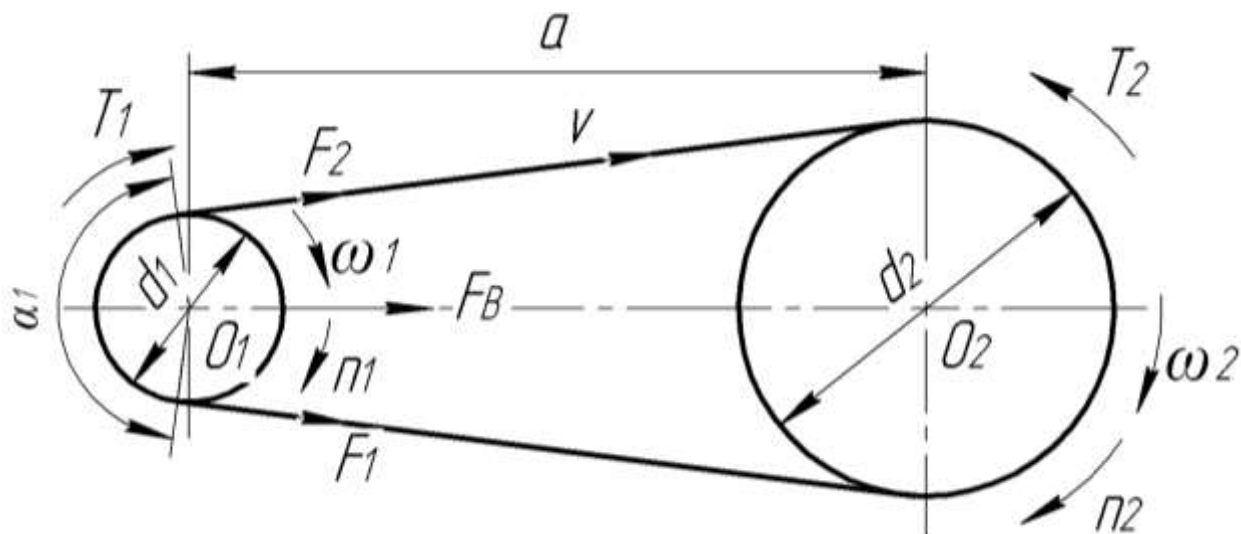


Рисунок 3.2 – Основные параметры ременной передачи

Исходные данные для расчета передачи выбираются из кинематического расчета силового привода *с соответствующих валов, и вводятся новые обозначения*: параметры для ведущего шкива передачи обозначаются с индексом единица (1), а параметры для ведомого шкива обозначаются с индексом два (2).

Частота вращения ведущего шкива:

$$n_1 = \quad (\text{об/мин}).$$

Мощность на ведущем шкиве:

$$P_1 = \quad (\text{кВт})$$

Передаточное отношение (число) открытой ременной передачи:

$$i_{12} = u_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

А так же режим работы, количество смен.

3.1 Выбор сечения ремня

Выбирается сечение ремня:

- для передаваемых мощностей, не превышающих 2 кВт, применяется сечение ремней О (Z),
- для мощностей от 2 до 200 кВт сечение ремней подбирается по номограмме (рисунок 3.3).

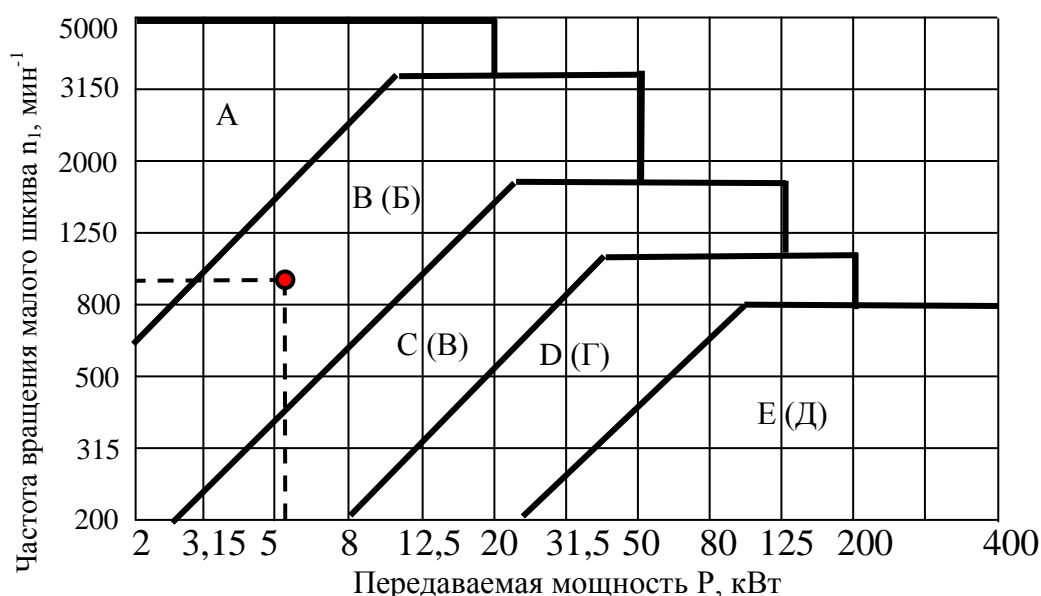


Рисунок 3.3 – Номограмма для выбора сечения ремня в зависимости от передаваемой мощности и частоты вращения малого шкива.

Например, для $P_1 = 5,5 \text{ кВт}$ и $n_1 = 900 \text{ мин}^{-1}$ (об/мин) сечение ремней принимают В (Б).

3.2 Выбор диаметра ведущего шкива

Для выбранного сечения ремня принимается *рекомендуемый* диаметр ведущего шкива d_1 , мм (таблица А.9 приложения А). В технически обоснованных случаях допускается применение других стандартных значений, но не меньше минимального диаметра для данного типоразмера ремня.

3.3 Определение диаметра ведомого шкива

Диаметр ведомого шкива определяется по формуле d_2 , мм:

$$d_2 = d_1 \cdot u_{12}.$$

Для привода ленточного транспортера (ПЛТ) полученное значение d_2 , мм, **округляется** до ближайшего значения по ГОСТ 20889-88 [12] из ряда: 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 475; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500.

Для привода цепного конвейера (ПЦК) полученное значение d_2 , мм, **округляется** до целого значения.

3.4 Уточнение передаточного числа

Уточняется передаточное число передачи по формуле:

$$u'_{12} = \frac{d_2}{d_1}.$$

Расхождение с исходным значением вычисляется по абсолютной величине:

$$\Delta u = \left| \frac{u_{12} - u'_{12}}{u_{12}} \right| \cdot 100 \% \leq 4 \%.$$

Если $\Delta u > 4 \%$, то для ПЛТ значение d_2 , мм, **округляется** до целого значения, а затем заново определяется расхождение Δu .

3.5 Определение межосевого расстояния

Для передач с гибкой связью межосевое расстояние определяется удобством расположения элементов привода.

Для клиноременных передач межосевое расстояние a , мм, выбирается *кратным 100 мм* в интервале:

$$0,7 \cdot (d_1 + d_2) \leq a \leq 2 \cdot (d_1 + d_2).$$

3.6 Определение длины ремня

Определяется длина ремня L_p , мм, при принятом межосевом расстоянии:

$$L_p = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}.$$

Полученное значение L_p , мм, *округляется* до ближайшего значения по ГОСТ 1284.1-89 [13] из ряда:

400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2400; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000; 4500; 5000; 6300; 7100; 8000; 9000; 10000; 11200; 14000; 16000; 18000.

3.7 Уточнение межосевого расстояния

Уточняется межосевое расстояние a , мм, с учетом принятой стандартной длины ремня по формуле:

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

3.8 Определение угла обхвата ремнем меньшего шкива

Определяется угол обхвата ремнем меньшего шкива α_1° , по формуле:

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

3.9 Определение числа ремней в передаче

Определяется число ремней z для передачи необходимой мощности, при обеспечении среднего ресурса ремней, по формуле:

$$z = \frac{P_1 \cdot C_p}{P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L \cdot C_z},$$

где P_0 – номинальная мощность передачи с одним ремнем (таблицы А.10, А.11 приложения А), кВт;

C_α – коэффициент угла обхвата (таблица А.12 приложения А);

C_p – коэффициент динамичности и режима работы (таблица А.13 приложения А),

C_L – коэффициент, учитывающий длину ремня (таблица А.15 приложения А);

C_z – коэффициент, учитывающий число ремней в передаче (таблица А.14 приложения А);

P_1 – мощность на ведущем валу передачи, кВт.

Полученное значение числа ремней z округляется до целого.

3.10 Определение среднего ресурса ремней при эксплуатации

Для клиноременной передачи согласно ГОСТ 1284.2-89 [14] средний ресурс ремней при эксплуатации в среднем режиме работы $T_{p.ср.}$ устанавливается на уровне 2000 часов.

Определяется ресурс ремней T_p , час, с учетом режима работы по формуле:

$$T_p = T_{p.ср.} \cdot K_1 \cdot K_2, \text{ (час)},$$

где $K_1 = 2,5; 1,0; 0,5; 0,25$ соответственно для легкого, среднего, тяжелого или очень тяжелого режима работы;

$K_2 = 0,75$ – для районов с холодным и очень холодным климатом (для других районов $K_2 = 1$).

3.11 Определение величины натяжения

Определяется величина натяжения одной ветви ремня F_0 , Н, по формуле:

$$F_0 = 500 \cdot \frac{(2,5 - C_\alpha) \cdot P_1 \cdot C_p}{z \cdot v \cdot C_\alpha} + m_{II} \cdot v^2,$$

где P_1 – мощность на ведущем валу передачи, кВт;

C_α – коэффициент угла обхвата (таблица А.12 приложения А);

C_p – коэффициент динамичности и режима работы (таблица А.13 приложения А);

z – число ремней в передаче;

m_{II} – погонная масса ремня (таблица А.9 приложения А), кг/м;

$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000}$ – окружная скорость ремня, м/с.

3.12 Определение силы, действующей на валы

Определяется сила F_B, H , действующая на валы, по формуле:

$$F_B = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1^0}{2}.$$

Направление силы можно принять совпадающим с линией, соединяющей оси валов.

Полученное значение силы округляется до целого.

Список использованных источников

1. Курсовое проектирование деталей машин / Под ред. Чернавского С.А. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: ИНФРА-М, 2014. – 414 с.; ил.
2. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Академия, 2004. – 496 с.
3. Зубчатые передачи: Справочник / Под ред. Гинзбурга Е.Г. – Л.: Машиностроение, 1980. – 416 с.
4. Шейнблит, А.Е. Курсовое проектирование деталей машин / А.Е. Шейнблит. – М.: Высш. шк., 1991. – 432 с.
5. Шейнблит, А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. / А.Е. Шейнблит. – Изд-е 2-е. перераб. и дополн. – Калининград: Янтарный сказ, 2002. – 454 с.: ил., черт.
6. Гузенков, П.Г. Детали машин: учеб. для вузов / П.Г. Гузенков. – М.: АЛЪЯНС, 2012. – 480 с.
7. Иванов, М.Н. Детали машин: учебник для втузов / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – 12-е изд., испр. – М.: Высшая школа, 2008. – 408 с.
8. Крайнев, А.Ф. Идеология конструирования / А.Ф. Крайнев. – М.: Машиностроение-1, 2003. – 384 с.
9. ГОСТ 13568-97. Цепи приводные роликовые и втулочные. Общие технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1999. – 24 с.
10. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 127 с.
11. ГОСТ 1643-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 75 с.
12. ГОСТ 20889-88. Шкивы для приводных клиновых ремней нормальных сечений. Общие технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 17 с.

13. ГОСТ 1284.1-89. Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Основные размеры и методы контроля. – М.: Изд-во стандартов, 2001. – 11 с.
14. ГОСТ 1284.2-89. Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 2000. – 23 с.
15. ГОСТ 1284.3-96. Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Передаваемые мощности. – М.: Изд-во стандартов, 1997. – 65 с.
16. Грызунов, В.И. Механика материалов (методы механических испытаний материалов) : учебное пособие / В.И. Грызунов, Е.В. Пояркова, И.Р. Кузеев. – Орск : ОГТИ (филиал) ОГУ. – 2012. – 227 с.
17. Кушнарченко, В.М. Лабораторный практикум по прикладной механике / В.М. Кушнарченко, Ю.А. Чирков, Р.Н. Узяков, В.Г. Ставищенко. – Оренбург : ОГУ, 2012. – 148 с. : ил.
18. Кушнарченко, В.М. Прикладная механика. Механизмы приборов : учебное пособие / В.М. Кушнарченко, Р.Н. Узяков, Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2005. – 441 с. : ил.

Приложение А (справочное)

Таблица А.1 – Допускаемое среднее давление в шарнире цепи $[p]$, МПа (при $z_1=17$)

n ₁ , об/мин	Шаг цепи t, мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
50	46	43	39	36	34	31	29	27
100	37	34	31	29	27	25	23	22
200	29	27	25	23	22	19	18	17
300	26	24	22	20	19	17	16	15
500	22	20	18	17	16	14	13	12
750	19	17	16	15	14	13	–	–
1000	17	16	14	13	13	–	–	–
1250	16	15	13	12	–	–	–	–

Примечания

- Если $z_1 \neq 17$, то приведенные в таблице значения $[p]$ следует умножить на $k_z = 1 + 0,01(z_1 - 17)$.
- Для двухрядных цепей табличные значения $[p]$ уменьшать на 15 %.

Таблица А.2 – Цепи приводные роликовые однорядные ПР (ГОСТ 13568-97)
Размеры в миллиметрах

t	B_{BH}	d	d_1^*	h	b	F_P, H	q, кг/м	S, мм ²
8,0	3,0	2,31	5,0	7,5	6	4600	0,2	11
9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	13	9100	0,45	28
12,7	5,40	4,45	8,51	11,8	19	17854	0,65	39,6
15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20	22268	0,80	54,8
19,05	12,70	5,96	11,91	18,2	33	31195	1,5	105,8
25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	39	55622	2,6	179,7
31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	46	86818	3,8	262
38,10	25,4	11,1	22,23	36,2	58	124587	5,5	394
44,45	25,4	12,7	25,4	42,4	62	169124	7,5	473
50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	72	222490	9,7	646

Обозначения:

t – шаг цепи, измеряемый под нагрузкой $P_H = 0,01 \cdot F$;

B_{BH} – расстояние между внутренними пластинами;

d – диаметр валика;

d_1^* – диаметр ролика;

h – ширина пластины;

b – длина валика;

F_P – разрушающая нагрузка;

q – масса 1 м цепи;

S – проекция опорной поверхности шарнира.

Пример обозначения цепи с шагом 25,4 мм и разрушающей нагрузкой $F=5670$ кгс (55622 Н):
Цепь ПР – 25,4 – 5670 (ГОСТ 13568-97)

Таблица А.3 – Цепи приводные роликовые двухрядные 2 ПР (ГОСТ 13568-97),
Размеры в миллиметрах

t	B_{BH}	d	d_1^*	h	b	A	F_P, H	$q, кг/м$	$S, мм^2$
12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	35	13,92	31196	1,4	105
15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	41	16,58	44537	1,9	140
19,05	12,7	5,88	11,91	18,2	54	22,78	70632	3,5	211
25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	68	29,29	111245	5,0	359
31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	82	35,36	173637	7,3	524
38,1	25,4	11,12	22,23	36,2	104	45,44	249174	11,0	788
44,45	25,4	12,75	25,4	42,2	110	48,87	337562	14,4	946
50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	130	53,55	445178	19,1	1292

Обозначения см. табл. А.2.

Пример обозначения двухрядной приводной роликовой цепи с шагом 25,4 мм и разрушающей нагрузкой $F_P=11340$ кгс (111245 Н):

Цепь 2 ПР – 25,4 – 11340 (ГОСТ 13568-97)

Таблица А.4 – Допускаемые значения $[n_1]$, об/мин, малой звездочки для приводных роликовых цепей нормальной серии ПР (при $z_1 \geq 15$)

Шаг цепи t , мм	$[n_1]$, об/мин	Шаг цепи t , мм	$[n_1]$, об/мин
12,7	1250	31,75	630
15,875	1000	38,1	500
19,05	900	44,45	400
25,4	800	50,8	300

Примечание – Для передач, защищенных от пыли при спокойной работе и надежной смазке допускается увеличение $[n_1]$ на 25-30 %.

Таблица А.5 – Значения нормативного коэффициента запаса прочности $[s]$ приводных роликовых цепей нормальной серии

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	–	–	–	–

Таблица А.6 – Механические свойства сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес открытых передач

Марка стали	Диаметр, мм, вид заготовки	Предел прочности σ_B , Н/мм ²	Предел текучести σ_T , Н/мм ²	Твердость (средняя НВ)	Термообработка
40	100-300, поковка	470	245	165	Нормализация
45	100-300, поковка	530	275	175	
50	100-300, поковка	570	315	185	
40	До 90, прокат	780	630	220	Улучшение
45	До 90, прокат	820	570	230	
	90-120, прокат	750	545	210	
	Св. 130, поковка	680	425	200	
40Л	Св. 300, литье	475	260	160	Нормализация
45Л	Св. 300, литье	520	290	180	
40Л	Св. 300, литье	550	350	170	Улучшение
45Л	Св. 300, литье	550	320	190	

Таблица А.7 – Значения коэффициента $K_{F\beta}$

$\psi_{bd} = \frac{b}{d}$	Твердость рабочих поверхностей зубьев							
	$\leq \text{HB } 350$				$> \text{HB } 350$			
	I	II	III	IV	I	II	III	IV
0,2	1,0	1,04	1,18	1,10	1,03	1,05	1,32	1,20
0,4	1,03	1,07	1,37	1,21	1,07	1,10	1,70	1,45
0,6	1,05	1,12	1,62	1,40	1,09	1,18	–	1,72
0,8	1,08	1,17	–	1,59	1,13	1,28	–	–
1,0	1,10	1,23	–	–	1,20	1,40	–	–
1,2	1,13	1,30	–	–	1,30	1,53	–	–
1,4	1,19	1,38	–	–	1,40	–	–	–
1,6	1,25	1,45	–	–	–	–	–	–
1,8	1,32	1,53	–	–	–	–	–	–

П р и м е ч а н и е - Данные в столбце I относятся к симметричному расположению зубчатых колес относительно опор;
 II – к несимметричному;
 III – к консольному при установке валов на шариковых подшипниках;
 IV – то же, но при установке валов на роликовых подшипниках.

Таблица А.8 – Ориентировочные значения коэффициента K_{Fv}

Степень точности	Твердость рабочей поверхности зубьев НВ	Значение K_{Fv} при окружной скорости $V, \text{ м/с}$		
		До 3	3-8	8-12
6	≤ 350	1	1,2	1,3
7	≤ 350	1,15	1,35	1,45
8	≤ 350	1,25	1,45	–
9	≤ 350	1,35	1,62	–

Таблица А.9 – Основные параметры клиноременной передачи по ГОСТ 1284.1-89

Обозначение сечения ремня	W _p	W	T ₀	Площадь сечения	Масса 1 м ремня	Диаметр ведущего шкива d_1		Расчетная длина ремня L _p
						минимальный	рекомендуемый	
	мм	мм	мм	мм ²	кг	мм	мм	мм
Z (0)	8,5	10	6	47	0,06	63	80	400-3150
A	11,0	13	8	81	0,1	90	112	560-4500
B (Б)	14,0	17	11	138	0,18	125	160	630-6300
C (В)	19,0	22	14	230	0,30	200	250	1800-10000
D (Г)	27,0	32	19	476	0,60	315	400	2240-14000
E (Д)	32,0	38	23,5	692	0,90	500	630	4000-18000

Таблица А.10 – Номинальная мощность $P_0, кВт$, передаваемая одним клиновым ремнем (по ГОСТ 1284.3-96, с сокращением)

Сечение ремня (длина L_p , мм)	d_1 , мм	u	Частота вращения n_1 , об/мин						
			400	800	950	1200	1450	1600	2000
Z (0) (1320)	71	1,2	0,22	0,39	0,45	0,54	0,63	0,69	0,82
		1,5	0,23	0,40	0,46	0,56	0,66	0,71	0,84
		3	0,23	0,42	0,48	0,58	0,68	0,73	0,87
	80	1,2	0,26	0,47	0,55	0,66	0,77	0,84	1,0
		1,5	0,27	0,49	0,56	0,68	0,80	0,86	1,03
		3	0,28	0,50	0,58	0,72	0,82	0,89	1,06
	100	1,2	0,36	0,65	0,75	0,92	1,07	1,16	1,39
		1,5	0,37	0,67	0,78	0,95	1,11	1,20	1,43
		3	0,38	0,70	0,80	0,98	1,14	1,24	1,48
	112	1,2	0,42	0,76	0,88	1,07	1,25	1,35	1,61
		1,5	0,43	0,78	0,91	1,10	1,29	1,40	1,66
	А (1700)	100	1,2	0,50	0,88	1,01	1,22	1,41	1,52
1,5			0,52	0,91	1,05	1,25	1,45	1,57	1,71
3			0,53	0,94	1,08	1,30	1,50	1,62	1,76
125		1,2	0,71	1,28	1,47	1,77	2,06	2,22	2,42
		1,5	0,74	1,32	1,52	1,83	2,13	2,29	2,50
		3	0,76	1,36	1,57	1,89	2,19	2,36	2,58
160		1,2	1,00	1,81	2,09	2,52	2,92	3,14	3,61
		1,5	1,03	1,87	2,15	2,60	3,02	3,24	3,53
		3	1,07	1,93	2,22	2,69	3,11	3,35	3,64
180		1,2	1,16	2,10	2,43	2,93	3,38	3,63	3,94
		1,5	1,20	2,17	2,51	3,03	3,50	3,75	4,07
		3	1,24	2,24	2,59	3,12	3,61	3,87	4,19
В (Б) (2240)	140	1,2	1,12	1,95	2,22	2,64	3,01	3,21	3,66
		1,5	1,16	2,01	2,30	2,72	3,10	3,32	3,78
		3	1,20	2,08	2,37	2,82	3,21	3,42	3,90
	180	1,2	1,70	3,01	3,45	4,11	4,70	5,01	5,67
		1,5	1,76	3,11	3,56	4,25	4,85	5,17	5,86
		3	1,81	3,21	3,67	4,38	5,01	5,34	6,05
	224	1,2	2,32	4,13	4,73	5,63	6,39	6,77	7,55
		1,5	2,40	4,27	4,89	5,81	6,60	7,00	7,80
		3	2,47	4,40	5,04	6,00	6,81	7,22	8,05
	280	1,2	3,09	5,49	6,26	7,42	8,30	8,69	9,20
		1,5	3,19	5,67	6,47	7,66	8,57	8,97	9,50
		3	3,29	5,85	6,67	7,91	8,84	9,26	9,80

Таблица А.11 – Номинальная мощность P_0 , кВт, передаваемая одним клиновым ремнем (по ГОСТ 1284.3-96, с сокращением)

Сечение ремня (длина L_p , мм)	d_1 , мм	u	Частота вращения n_1 , об/мин				
			400	800	950	1200	1450
С (В) (3750)	224	1,2	3,20	5,47	6,18	7,18	7,79
		1,5	3,31	5,65	6,38	7,45	8,23
		3	3,41	5,83	6,85	7,69	8,49
	280	1,2	4,63	8,04	9,08	10,49	11,47
		1,5	4,78	8,30	9,37	10,83	11,84
		3	4,93	8,57	9,67	11,17	12,22
	355	1,2	6,47	11,19	12,55	14,23	15,10
		1,5	6,69	11,56	12,95	14,70	15,59
		3	6,90	11,92	13,36	15,16	16,09
	450	1,2	8,77	14,76	16,29	17,75	–
		1,5	9,05	15,24	16,82	18,33	
		3	9,34	15,72	17,35	18,91	
D (Г) (6000)	400	1,2	12,25	19,75	21,46	22,68	–
		1,5	12,64	20,40	22,16	23,42	
		3	13,04	21,04	22,86	24,16	
	560	1,2	20,27	31,62	33,21	–	–
		1,5	20,93	32,65	34,30		
		3	21,59	33,68	35,38		
D (Г) (6000)	710	1,2	27,23	39,44	38,90	–	–
		1,5	28,12	40,73	40,17		
		3	29,01	42,02	41,44		
E (Д) (7100)	560	1,2	24,07	31,62	33,21	–	–
		1,5	24,85	32,65	34,30		
		3	25,64	33,68	35,38		
	710	1,2	34,05	39,44	38,90	–	–
		1,5	35,17	40,73	40,17		
		3	36,28	42,02	41,44		

Таблица А.12 – Значение коэффициента угла обхвата C_α

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

Таблица А.13 – Значение коэффициента режима работы

Режим работы: кратковременная нагрузка, % от номинальной	Типы машин	C_p при числе смен		
		1	2	3
Легкий; 120	Конвейеры ленточные; насосы и компрессоры центробежные; токарные и шлифовальные станки.	1,0	1,1	1,4
Средний; 150	Конвейеры цепные; элеваторы; компрессоры и насосы поршневые; станки фрезерные; пилы дисковые.	1,1	1,2	1,5
Тяжелый; 200	Конвейеры скребковые; шнеки; станки строгальные и долбежные; прессы; машины для брикетирования кормов; деревообрабатывающие.	1,2	1,3	1,6
Очень тяжелый; 300	Подъемники, экскаваторы, молоты, дробилки, лесопильные рамы.	1,3	1,5	1,7

Таблица А.14 – Значение коэффициента C_z

Число ремней в комплекте	C_z
2-3	0,95
4-6	0,9
Более 6	0,85

Таблица А.15 – Значения коэффициента C_L для клиновых ремней по ГОСТ 1284.3-96

L_p , мм	Сечение ремня					
	Z (0)	A	B (Б)	C (В)	D (Г)	E (Д)
400	0,79	–	–	–	–	–
500	0,81	–	–	–	–	–
560	0,82	0,79	–	–	–	–
710	0,86	0,83	–	–	–	–
900	0,92	0,87	0,82	–	–	–
1000	0,94	0,89	0,84	–	–	–
1250	0,98	0,93	0,88	–	–	–
1500	1,03	0,98	0,92	–	–	–
1800	1,06	1,01	0,95	0,86	–	–
2000	1,08	1,03	0,98	0,88	–	–
2240	1,10	1,06	1,00	0,91	–	–
2500	1,30	1,09	1,03	0,93	–	–
2800	–	1,11	1,05	0,95	–	–
3150	–	1,13	1,07	0,97	0,86	–
4000	–	1,17	1,13	1,02	0,91	–
4750	–	–	1,17	1,06	0,95	0,91
5300	–	–	1,19	1,08	0,97	0,94
6300	–	–	1,23	1,12	1,01	0,97
7500	–	–	–	1,16	1,05	1,01
9000	–	–	–	1,21	1,09	1,05
10000	–	–	–	1,23	1,11	1,07