

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

Кафедра механики материалов, конструкций и машин

Г.А. Клещарёва, С.Ю. Решетов, Ю.А. Чирков

# **РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ**

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 специальности 15.05.01 Проектирование технологических машин и комплексов и направлениям подготовки 15.03.01 Машиностроение, 15.03.02 Технологические машины и оборудование, 15.03.03 Прикладная механика, 15.03.04 Автоматизация технологических процессов и производств, 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 15.03.06 Мехатроника и робототехника

Оренбург  
2018

УДК 621.855(076.5)

ББК 34.445я7

К48

Рецензент – профессор, доктор технических наук А.Н. Поляков

**Клещарёва, Г.А.**

К48

Расчет цепных передач механических приводов: методические указания / Г.А. Клещарева, С.Ю. Решетов, Ю.А. Чирков; Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург: ОГУ, 2018. – 21 с.

Методические указания предназначены для выполнения расчетов цепных передач в курсовых проектах, работах и других видах самостоятельной работы по дисциплинам «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Основы конструирования», «Машиноведение», «Основы проектирования», «Детали мехатронных модулей и их конструирование» для обучающихся по образовательным программам высшего образования по специальности 15.05.01 Проектирование технологических машин и комплексов и направлениям подготовки 15.03.01 Машиностроение, 15.03.02 Технологические машины и оборудование, 15.03.03 Прикладная механика, 15.03.04 Автоматизация технологических процессов и производств, 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 15.03.06 Мехатроника и робототехника. Данные указания также могут быть полезны при выполнении отдельных разделов выпускных квалификационных работ.

УДК 621.855(076.5)

ББК 34.445я7

© Клещарева Г.А.,  
Решетов С.Ю.,  
Чирков Ю.А., 2018  
© ОГУ, 2018

# Содержание

Введение.....	4
1 Цепные передачи.....	5
1.1 Общие сведения .....	5
1.2 Исходные данные.....	7
2 Расчет цепных передач.....	8
2.1 Вычисление основных параметров цепной передачи.....	8
2.2 Проверка условия обеспечения износостойкости шарниров цепи....	12
2.3 Проверка коэффициента запаса прочности.....	15
2.4 Определение силы, действующей на валы.....	16
Список использованных источников .....	18
Приложение А ( <i>справочное</i> ) Параметры, необходимые для расчетов.....	19

## Введение

В настоящих методических указаниях изложена методика расчета цепных передач, используемых в силовых приводах, изучаемых обучающимися в курсах «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Основы конструирования», «Машиноведение», «Основы проектирования», «Детали мехатронных модулей и их конструирование». Указания способствуют ускорению и унификации выполнения и оформления расчетов открытых цепных передач в курсовых проектах и работах, а также реализации некоторых компетенций: ПК-8 готовностью выполнять расчетно-экспериментальные работы в области прикладной механики с использованием современных вычислительных методов, высокопроизводительных вычислительных систем и наукоемких компьютерных технологий, широко распространенных в промышленности систем мирового уровня; ПК-18 способностью аккумулировать научно-техническую информацию, отечественный и зарубежный опыт в области автоматизации технологических процессов и производств, автоматизированного управления жизненным циклом продукции, компьютерных систем управления ее качеством;

Цель расчета: определение параметров и геометрических размеров цепных передач и сил, действующих на опоры.

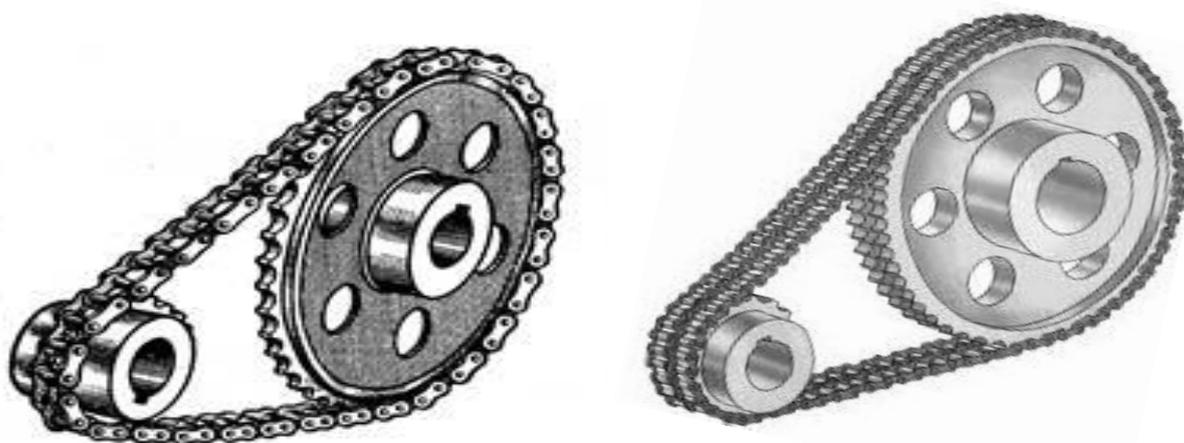
Методические указания содержат рекомендации, справочный материал и пример расчета цепной передачи.

В методических указаниях используется международная система единиц (СИ) со следующими отклонениями, допущенными в стандартах (ИСО и ГОСТ) 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 ( $\text{Н/мм}^2$ ), то есть в мегапаскалях (МПа), а моменты – в ньютонах, умноженных на миллиметр (Н·мм). У отдельных групп формул даны соответствующие примечания.

# 1 Цепные передачи

## 1.1 Общие сведения

Наибольшее распространение в приводах современных машин получили приводные роликовые цепи нормальной серии ПР (приводная роликовая однорядная) и 2ПР (приводная роликовая двухрядная) по ГОСТ 13568-97 (рисунок 1.1). Типовые конструкции приводных звездочек и цепей представлены на рисунках 1.2 и 1.3.



а) однорядная

б) двухрядная

Рисунок 1.1 – Цепные передачи



а) двухрядная

б) однорядная

б) однорядная с отверстиями для облегчения

Рисунок 1.2 – Конструктивные разновидности приводных звездочек



а) трехрядная



б) двухрядная

Рисунок 1.3 – Конструктивные разновидности приводных цепей

Достоинства:

- высокая прочность на разрыв;
- долговечность и простота конструкции;
- высокий коэффициент полезного действия (98 % в закрытых передачах);
- возможность передачи движения на несколько ведомых звездочек и на большие расстояния;
- отсутствие предварительного натяжения и проскальзывания;
- легкость замены и ремонта.

Недостатки:

- высокая стоимость и шумность;
- повышенный износ, вследствие трения скольжения в шарнирах цепи;
- удлинение цепи вследствие износа;
- затрудненный подвод смазки в шарниры цепи;
- непостоянная скорость (дискретность) движения;
- пыле-/грязе- незащищенность;
- требуют регулярной смазки и регулировки.

Ниже приведена методика расчета открытых цепных передач по критерию долговечности цепи, определяемой износостойкостью шарниров.

## 1.2 Исходные данные

Исходные данные для расчета цепной передачи выбирают из сведенных в таблицу результатов кинематического расчета силового привода.

В качестве исходных данных выбирают значения мощностей, вращающих моментов, частот вращения на валах ведущей звездочки (ведущего звена в передаче) и ведомой звездочки (ведомого звена в передаче) (рисунок 1.4).

Для простоты изложения материала в данных методических указаниях индекс «1» относится к параметрам ведущей звездочки, индекс «2» – к ведомой.

Учитывая вышеизложенное, исходными данными для расчета являются значения, представленные в таблице 1.1.

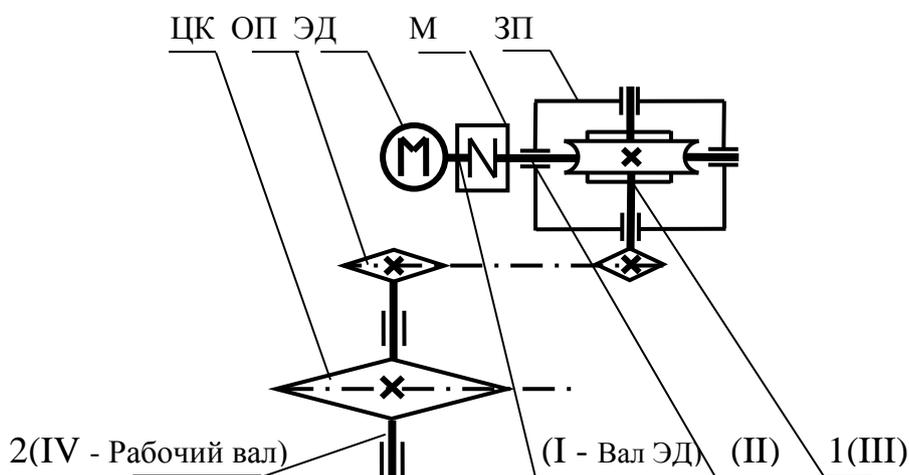


Рисунок 1.4 – Образец схемы задания привода с цепной передачей

Таблица 1.1 – Исходные данные для расчета цепной передачи

Наименование параметра, единица измерения	Обозначение	Исходные данные примера
Вращающий момент на ведущей звездочке, $H \cdot мм$	$T_1$	104204
Вращающий момент на ведомой звездочке, $H \cdot мм$	$T_2$	280180
Частота вращения ведущей звездочки, $мин^{-1}$	$n_1$	211,111
Частота вращения ведомой звездочки, $мин^{-1}$	$n_2$	71,658
Передаточное число передачи	$u$	2,946
Срок службы передачи, час	$L_h$	20000
Наличие реверса	есть; нет	есть
Расчетная мощность (передаваемая мощность ведущей звездочкой), Вт	$P_1$	2302,5

## 2 Расчет цепных передач

Здесь и далее все расчеты сведены в таблицы, в столбцах (расчет и результат) таблиц 2.1 – 2.10, приведен пример расчета цепной передачи в соответствии с кинематической схемой (рисунок 1.4).

### 2.1 Вычисление основных параметров цепной передачи

Таблица 2.1 – Определение числа зубьев звёздочек

Формула	Расчет	Результат	Принято
Определяют число зубьев <i>ведущей</i> звёздочки $z_1$ (округляют до ближайшего целого нечетного числа):			
– для быстроходных передач (передача после двигателя) с целью уменьшения динамических нагрузок			
$z_1 = 31 - 2 \cdot u$			
– для неответственных тихоходных передач (передача после редуктора) с целью уменьшения габаритов (но $z_1$ не меньше 9)			
$z_1 = 19 - u$	19 – 2,946	16,054*	19*
*В рассматриваемом примере принято $z_1=19$ , так как при $z_1=17$ не выполнилось условие прочности			
Определяют число зубьев <i>ведомой</i> звёздочки (округляют до ближайшего целого четного числа); во избежание соскакивания цепи ограничивают $z_2 \leq 120$			
$z_2 = z_1 \cdot u$	19·2,946	55,974	56
Уточняют передаточное число $u'$			
$u' = \frac{z_2}{z_1}$	$\frac{56}{19}$	2,947	
Находят расхождение с исходным значением			
$\Delta u = \frac{u - u'}{u} \cdot 100$	$\frac{2,946 - 2,947}{2,946} \cdot 100$	0,03 % **	(по модулю)
**Расхождение с исходным значением должно быть не более 3 %. Если условие не соблюдается, тогда увеличивают или уменьшают $z_1$ или $z_2$			

Таблица 2.2 – Назначение коэффициентов, учитывающих реальные условия эксплуатации передачи

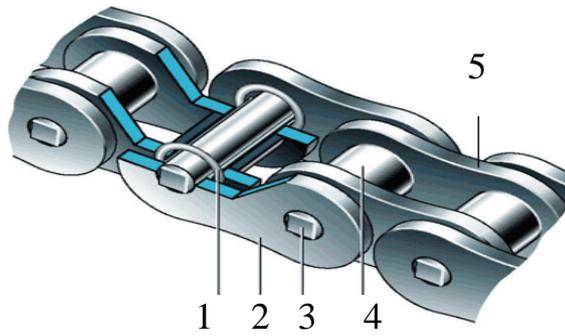
Принимают коэффициенты (рисунки 2.1 – 2.4)			
Параметр	Условия работы передачи	Значение	Принято
$K_d$ – динамический коэффициент, учитывающий характер нагрузки	при спокойной нагрузке (ленточный транспортер)	1,00	
	при толчкообразной или переменной нагрузке (цепной конвейер)	от 1,20 до 2,00	1,35
	при ударной нагрузке (пневматические молоты, строгальные и долбежные станки)	от 1,50 до 2,50	
	если не указан рабочий орган, для которого рассчитывается привод	1,50	
$K_a$ – коэффициент, учитывающий межосевое расстояние $a'$	на этапе проектирования принимают $a' = 40 \cdot t$ из рекомендуемого диапазона $a' = (30 \dots 50) \cdot t$	1,00	1,00
$K_n$ – коэффициент, учитывающий влияние наклона цепи к горизонту	при наклоне до $60^\circ$ (рекомендуется)	1,00	1,00
	при наклоне свыше $60^\circ$	1,25	
$K_p$ – коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжения цепи	автоматическое	1,00	
	периодическое	1,25	1,25
$K_{см}$ – коэффициент, учитывающий способ смазки цепи	непрерывная капельная	1,00	
	картерная	0,80	
	периодическая	от 1,30 до 1,50	1,40
$K_n$ – коэффициент, учитывающий периодичность работы	односменная	1,00	
	двухсменная	1,25	1,25
	трехсменная	1,50	

Таблица 2.3 – Вычисление шага цепи

Формула	Расчет	Результат	Принято
Выбирают параметры (рисунки 2.1 – 2.4)			
$[p]$ – ориентировочное допускаемое среднее давление в шарнирах цепи. Выбирают с учетом $n_1$ по таблице А.2 приложения А, с. 20, ориентируясь на среднее значение шага цепи $t_{cp}=25,4$ мм	с учетом числа зубьев $z_1 = 19$ $23 \cdot 0,01 \cdot 19 - 17 + 1$	23,46	
$m$ – коэффициент рядности цепи			
рекомендуется принимать однорядную цепь для предотвращения неравномерности нагружения пластин в звене и снижения требований к точности изготовления передач	при однорядной цепи $m = 1$	1	
	при двухрядной цепи $m = 1,7$		
	при трехрядной цепи $m = 2,5$		
Вычисляют коэффициент эксплуатации			
$K_9 = K_d \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_p \cdot K_{cm} \cdot K_n$	$1,35 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,4 \cdot 1,25$	2,953	
Вычисляют шаг цепи $t$ , мм и принимают по ГОСТ 13568-97			
$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_I \cdot K_9}{z_1 \cdot p \cdot m}}$	$2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{104204 \cdot 2,953}{19 \cdot 23,46 \cdot 1}}$	24,746	по ГОСТ 25,4*
*По принятому значению шага цепи $t$ по ГОСТ 13568-97 из таблиц А.3, А.4 приложения А, с. 20 вписывают все параметры выбранной цепи в таблицу 2.4 (рисунок 2.2)			

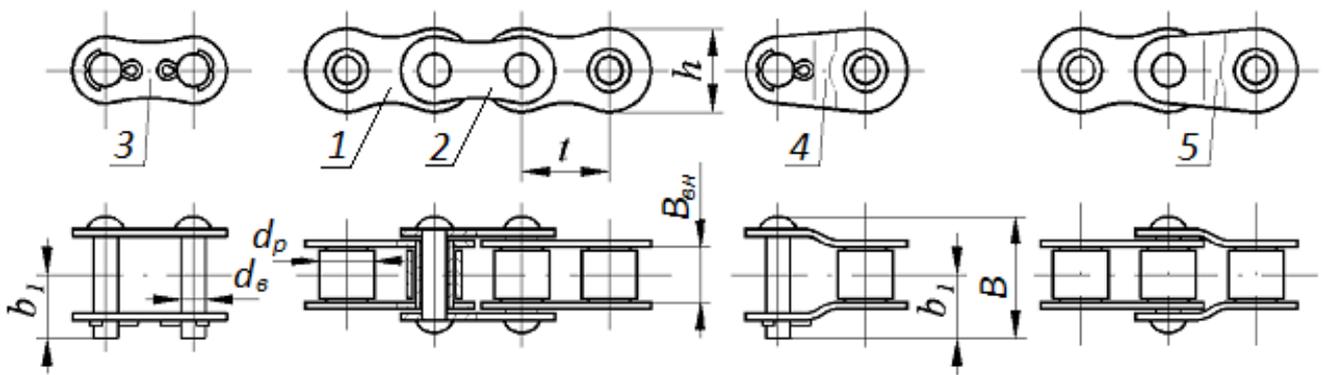
Таблица 2.4 – Параметры цепи, выбранной по шагу цепи  $t$  по ГОСТ 13568-97 (рассматриваемый пример)

$t$ , мм	$B_{BH}$ , мм	$d_в$ , мм	$d_p$ , мм	$h$ , мм	$B$ , мм	$F_p$ , Н	$q$ , кг/м	$S$ , мм <sup>2</sup>
25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	39	55622	2,6	179,7



1 – втулка; 2 – наружная пластина; 3 – валик; 4 – ролик; 5 – внутренняя пластина.

Рисунок 2.1 – Конструкция роликовой цепи



1 – внутреннее звено; 2 – наружное звено; 3 – соединительное звено;  
4 – переходное звено с изогнутыми пластинами; 5 – двойное переходное звено.

Рисунок 2.2 – Геометрические параметры цепи

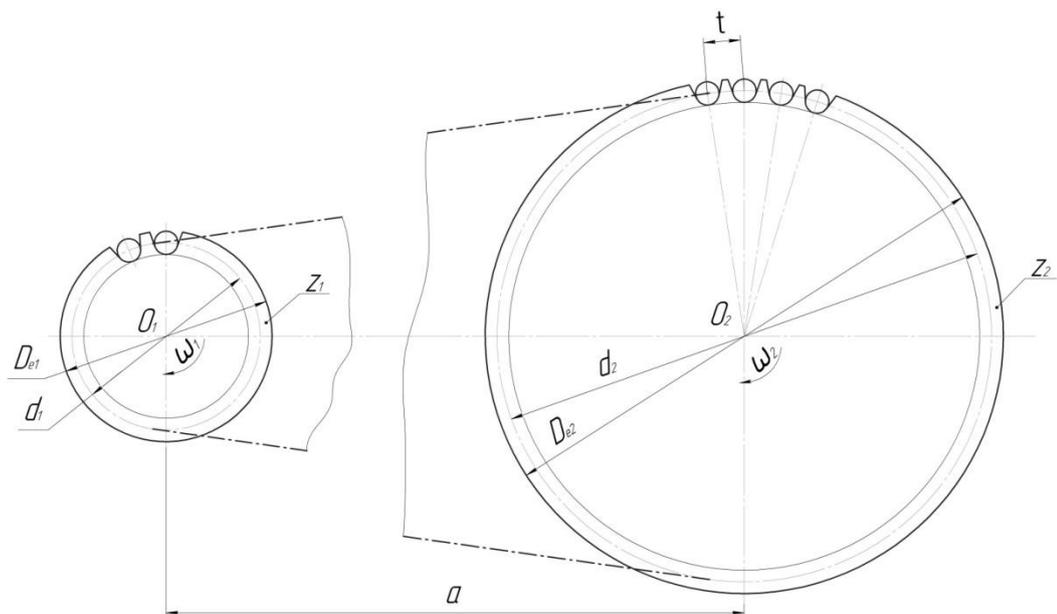


Рисунок 2.3 – Геометрические параметры цепной передачи

## 2.2 Проверка условия обеспечения износостойкости шарниров цепи

Таблица 2.5 – Условие обеспечения износостойкости цепи

Формула	Расчет	Результат	Принято
Находят допустимое значение частоты вращения ведущей звездочки $[n_1]$ , об/мин из таблицы А.5 приложения А, с. 21		800	
Проверяют условие $n \leq [n_1]$ ; и в случае не обеспечения условия принимают многорядную цепь меньшего шага		211 < 800	
Уточняют $[p]$ – допустимое среднее давление в шарнирах цепи. Выбирают с учетом $n_1$ по таблице А.3, А.4 приложения А, с. 20, 21 ориентируясь на найденное значение шага цепи $t$ , мм			23
$[p] = [p]_{\text{табл.}} \cdot [0,01 \cdot (z_1 - 17) + 1]$	$23 \cdot [0,01 \cdot (19 - 17) + 1]$	23,46	
$S$ – проекция опорной поверхности шарнира, мм <sup>2</sup> (принимают согласно таблице 2.4, с. 10)		179,7	
Вычисляют скорость цепи $V$ , м/с			
$V = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot t}{60000}$	$\frac{19 \cdot 211,11 \cdot 25,4}{60000}$	1,7	
Вычисляют окружную силу $F_t$ , Н			
$F_t = \frac{P_1}{V}$	$\frac{2302,5}{1,7}$	1354	
Рассчитывают значение среднего давления в шарнирах цепи $p$ , МПа (из условия обеспечения износостойкости цепи $p$ должно быть меньше допустимого $[p]$ )			
$p = \frac{F_t \cdot K_9}{S} \leq p$	$\frac{1356,007 \cdot 2,953}{179,7}$	22,25	Должно быть $p \leq p$ 22,25 < 23,46
$\Delta P = \frac{P - P}{P} \cdot 100$	$\frac{23,46 - 22,25}{23,46} \cdot 100$	Недогрузка 5,16 %*	
*Допускается недогрузка (+) на 10 % или перегрузка (-) на 5 %. Если условие не выполняется, то соответственно уменьшают, либо увеличивают числа зубьев, если это не дает положительного результата, то выбирают другой шаг цепи (таблица 2.4)			

Таблица 2.6 – Определение основных геометрических параметров передачи

Формула	Расчет	Результат
Учитывая принятое межосевое расстояние (таблица 2.2), (например, рекомендуемая величина межосевого расстояния $a = (30...50) \cdot t$ ) вычисляют предварительно $a' = 40 \cdot t$ , мм:		
$a' = 40 \cdot t$	$40 \cdot 25,4$	1016
Для удобства дальнейших расчетов вводим обозначения $X$ и $Y$		
$X = \frac{z_1 + z_2}{2}$	$\frac{19 + 56}{2}$	37,5
$Y = \frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi}^2$	$\frac{56 - 19}{2 \cdot 3,14}^2$	34,71
Определяют число звеньев цепи. Полученное число звеньев цепи рекомендуется принимать <i>четным</i> , тогда отпадает необходимость в использовании переходных звеньев, которые по прочности уступают основным и редко встречаются в практике (рисунки 2.1, 2.2)		
$L_t = X + \frac{2 \cdot a'}{t} + \frac{Y \cdot t}{a'}$	$37,5 + \frac{2 \cdot 1016}{25,4} + \frac{34,71 \cdot 25,4}{1016}$	118,37 принято (120)
Уточняют межосевое расстояние (после округления $L_t$ ) $a''$ , мм		
$a'' = \frac{t}{4} \cdot L_t - X + \sqrt{L_t - X^2 - 8 \cdot Y}$		1036,95*
$a'' = \frac{25,4}{4} \cdot 120 - 37,5 + \sqrt{120 - 37,5^2 - 8 \cdot 34,71}$		
*Полученное значение до целого числа <i>не округляют</i> .		
Для обеспечения свободного провисания цепи предусматривают уменьшение уточненного межосевого расстояния от 0,2 до 0,4 %, тогда находят монтажное межосевое расстояние $a$ , мм		
$a = 0,997 \cdot a''$	$a = 0,997 \cdot 1036,95$	1033,84

Таблица 2.7 – Определение диаметров звездочек

Находят геометрическую характеристику зацепления $\lambda$		
$\lambda = \frac{t}{d_p}$	$\lambda = \frac{25,4}{15,88}$	1,6
Находят коэффициент высоты зуба $K$ , величину которого принимают в зависимости от геометрической характеристики зацепления $\lambda$ (таблица 2.8).		0,532
Определяют делительные диаметры ведущей $d_1$ и ведомой $d_2$ звездочек, мм		
$d_1 = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_1}}$	$d_1 = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{19}}$	154,32
$d_2 = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_2}}$	$d_2 = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{56}}$	453,0
Определяют наружные диаметры ведущей $D_{e1}$ и ведомой $D_{e2}$ звездочек, мм		
$D_{e1} = t \cdot K + ctg \frac{180^\circ}{z_1}$	$D_{e1} = 25,4 \cdot 0,532 + ctg \frac{180^\circ}{19}$	165,73
$D_{e2} = t \cdot K + ctg \frac{180^\circ}{z_2}$	$D_{e1} = 25,4 \cdot 0,532 + ctg \frac{180^\circ}{56}$	465,8

Таблица 2.8 – Коэффициент высоты зуба  $K$

$\lambda$	от 1,4 до 1,5	от 1,5 до 1,6	от 1,6 до 1,7	от 1,7 до 1,8	от 1,8 до 2,0
$K$	0,480	0,532	0,555	0,575	0,565

### 2.3 Проверка коэффициента запаса прочности

Вычислив параметры передачи, проверяют цепь на прочность, определяя коэффициент запаса прочности (таблица 2.9).

Таблица 2.9 – Вычисление коэффициента запаса прочности

Необходимые параметры		Результат	
Разрушающая нагрузка $F_p, Н$	таблица 2.4	55624	
Окружная сила $F_b, Н$	таблица 2.5	1354	
Динамический коэффициент $K_d$	таблица 2.2	1,35	
Масса одного метра цепи $q, кг/м$	таблица 2.4	2,6	
Скорость цепи $V, м/с$	таблица 2.5	1,7	
Монтажное межосевое расстояние $a, мм$	таблица 2.6	1033,84	
Допускаемый запас прочности $[s]$	таблица А.6 приложения А		
Коэффициент $K_f$ , учитывающий положение цепи при...	горизонтальной передаче	6	6
	угле наклона цепи $45^\circ$	1,5	
	вертикальном расположении цепи	1	
$S = \frac{F_p}{F_t \cdot K_d + q \cdot V^2 + \frac{9,81 \cdot K_f \cdot q \cdot a}{1000}} \geq S$			
$S = \frac{55624}{1354 \cdot 1,35 + 2,6 \cdot 1,7^2 + \frac{9,81 \cdot 6 \cdot 2,6 \cdot 1033,84}{1000}} = 27,9 > S = 8,3$			
<p>Если <math>s \geq [s]</math>, то условие прочности и долговечности удовлетворено; в противном случае выбирают цепь <i>большого шага t</i> или <i>двухрядную</i> цепь <math>m=2</math> и повторяют расчёт</p>			

## 2.4 Определение силы, действующей на валы

При работе цепной передачи (рисунок 2.4) возникают следующие силы (рисунок 2.5). Расчет сил сведен в таблицу 2.10.

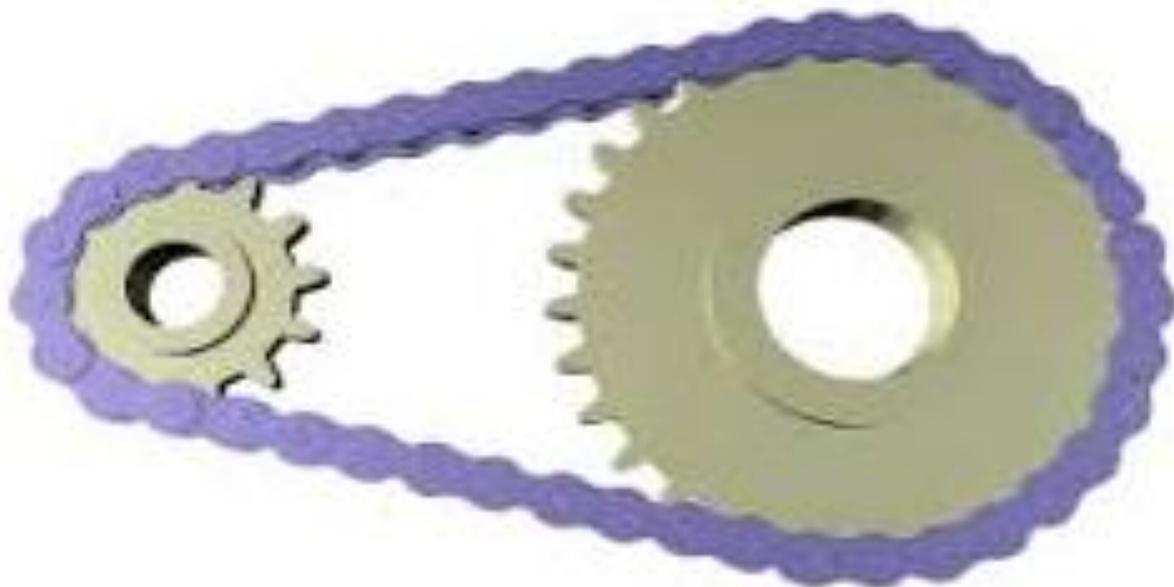


Рисунок 2.4 – Общий вид цепной передачи

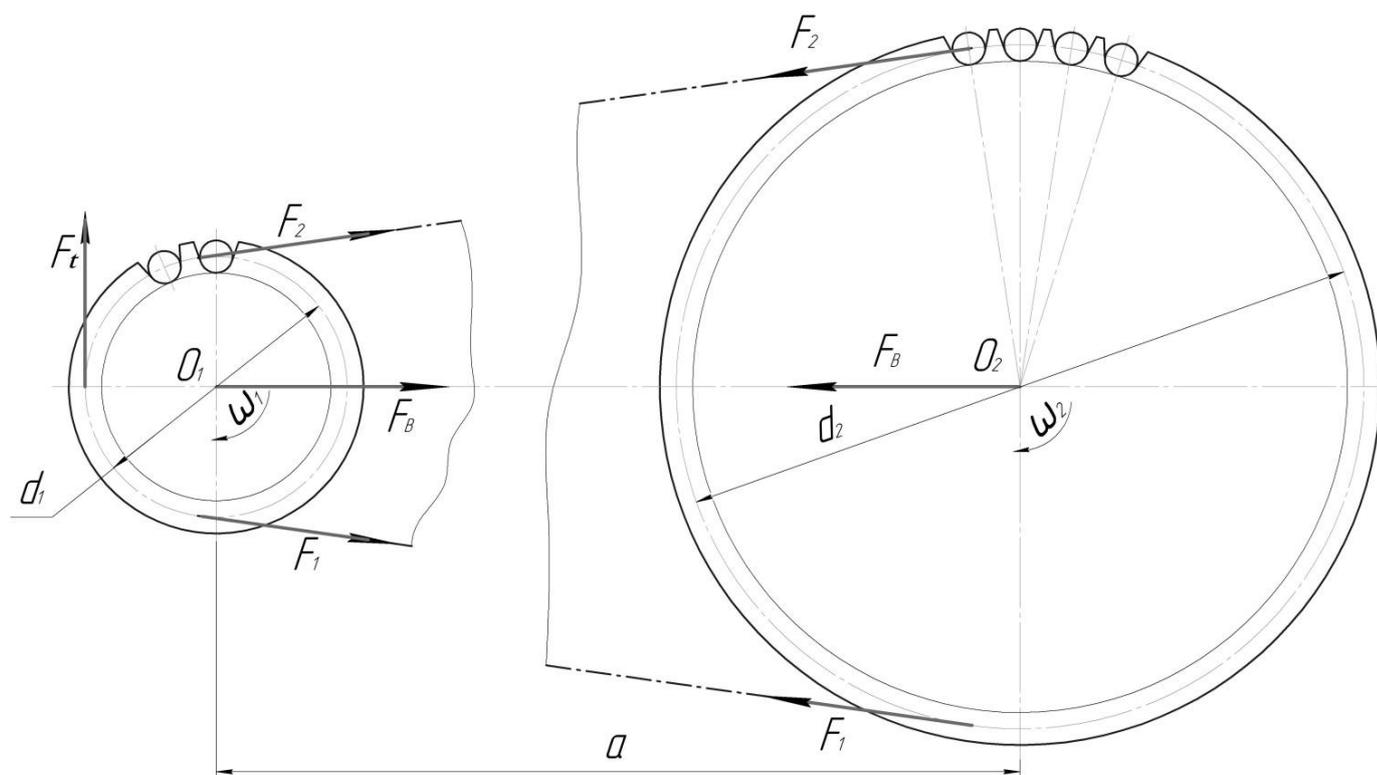


Рисунок 2.5 – Сила, действующая в цепной передаче

Таблица 2.10 – Определение сил, действующих в цепной передаче

Формула	Расчет	Результат	
Находят силу натяжения цепи от центробежных сил, $H$			
$F_v = q \cdot V^2$	$F_v = 2,6 \cdot 1,7^2$	7,514	
Находят силу предварительного натяжения цепи $F_o$ , $H$ , где:			
$a$ – монтажное межосевое расстояние, $m$	таблица 2.6	1,03384	
$g$ – ускорение свободного падения, $m/c^2$	принимают	9,81	
$K_f$ – коэффициент, учитывающий положение цепи	таблица 2.9	6	
$F_o = K_f \cdot q \cdot a \cdot g$	$F_o = 6 \cdot 2,6 \cdot 1,03384 \cdot 9,81$	158,21	
Находят натяжение в ведущей ветви $F_1$ , $H$			
$F_1 = F_t + F_v + F_o$	$F_1 = 1384 + 7,514 + 158,21$	1549,7	
Находят натяжение в ведомой ветви $F_2$ , $H$			
$F_2 = F_v + F_o$	$F_2 = 7,514 + 158,21$	165,73	
Назначают коэффициент нагрузки вала $K_B$ , учитывающий характер нагрузки, действующей на вал и расположение передачи. Меньшее значение соответствует спокойной нагрузке, большее – ударной			
если угол наклона передачи	до 40 градусов	$K_B$ от 1,15 до 1,3	1,2
	более 40 градусов	$K_B$ от 1,05 до 1,15	
Сила, действующая на валы $F_B$ , $H$			
$F_B = F_t \cdot K_B$	$F_B = 1354 \cdot 1,2$	1625	
Направление силы $F_B$ принимают совпадающей с линией, соединяющей центры звездочек			

## Список использованных источников

1. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин : учебное пособие / А. Е. Шейнблит. – 2-е изд., перераб. и доп. – Калининград : Янтарный сказ, 2002. – 454 с. : ил., черт. – Б. ц. – ISBN 5-7406-0257-2.
2. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учебное пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 11-е изд., стер. – М. : Издательский центр «Академия». – 2008. – 496 с. : ил. – (Высшее профессиональное образование). – Библиогр. : с. 493. – ISBN 978-5-7695-4929-8.
3. Чернилевский, Д. В. Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования : учебное пособие / Д. В. Чернилевский. – 3-е изд., испр. – М. : Машиностроение, 2003. – 560 с. : ил. – ISBN 5-217-03190-2.
4. Чернавский, С. А. Проектирование механических передач: учебное пособие / С. А. Чернавский, Г. А. Снесарев, Б. С. Козинцов. – 7-е изд., перераб. и доп. – М. : НИЦ Инфра-М, 2013. – 536 с. : 60x90 1/16. – (Высшее образование: Бакалавриат). – ISBN 978-5-16-004470-5. – Режим доступа: <http://znanium.com/bookread2.php?book=368442>.
5. Кушнарченко, В. М. Основы проектирования передаточных механизмов : учебное пособие для высших учебных заведений / В. М. Кушнарченко, В.П. Ковалевский, Ю. А. Чирков. – Оренбург : РИК ГОУ ОГУ, 2003. – 251 с. : ил.
6. Кушнарченко, В. М. Прикладная механика : механизмы приборов: учебное пособие / В. М. Кушнарченко, Р. Н. Узяков, Г. А. Клещарева. – Оренбург : ГОУ ОГУ, 2005. – 441 с. : ил.

## Приложение А

(справочное)

### Параметры, необходимые для расчетов

Таблица А.1 – Нормальные линейные размеры по ГОСТ 6636-69

Ra 20	Ra 40						
1,0	1,00	5,6	5,6	32	32	180	180
	1,05		6,0	34	34		190
1,1	1,10	6,3	6,3	36	36	200	200
	1,15		6,7		38		210
1,2	1,20	7,1	7,1	40	40	220	220
	1,30		7,5		42		240
1,4	1,40	8,0	8,0	45	45	250	250
	1,50		8,5		48		260
1,6	1,60	9,0	9,0	50	50	280	280
	1,70		9,5		53		300
1,8	1,80	10,0	10,0	56	56	320	320
	1,90		10,5		60		340
2,0	2,00	11,0	11,0	63	63	360	360
	2,10		11,5		67		380
2,2	2,20	12,0	12,0	71	71	400	400
	2,40		13,0		75		420
2,5	2,50	14,0	14,0	80	80	450	450
	2,60		15,0		85		580
2,8	2,80	16,0	16,0	90	90	500	500
	3,00		17,0		95		530
3,2	3,20	18,0	18,0	100	100	560	560
	3,40		19,0		105		600
3,6	3,60	20,0	20,0	110	110	630	630
	3,80		21,0		120		670
4,0	4,00	22,0	22,0	125	125	710	710
	4,20		24,0		130		750
4,5	4,50	25,0	25,0	140	140	800	800
	4,80		26,0		150		850
5,0	5,00	28,0	28,0	160	160	900	900
	5,30		30,0		170		950

Таблица А.2 – Допускаемое среднее давление  $[p]$ , МПа (при  $z_1=17$ )

Частота вращения $n_1$ , 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**

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

Таблица А.3 – Цепи приводные роликовые однорядные ПР (ГОСТ 13568-97)

Шаг цепи, измеряемый под нагрузкой $P_n = 0,01 \cdot F$ , мм	Расстояние между внутренними пластинами $B_{ВН}$ , мм	Диаметр валика $d_v$ , мм	Диаметр ролика $d_p$ , мм	Ширина пластины $h$ , мм	Длина валика $b$ , мм	Разрушающая нагрузка $F_p$ , Н	Масса 1 м цепи $q$ , кг/м	Проекция опорной поверхности шарнира $S$ , мм <sup>2</sup>
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

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.4 – Цепи приводные роликовые двухрядные 2 ПР

$t, мм$	$B_{BH}, мм$	$d_в, мм$	$d_р, мм$	$h, мм$	$b, мм$	$A^*$	$F_p, Н$	$q, кг/м$	$S, мм^2$
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

\*где  $A$  – расстояние между плоскостями, проходящими через середины роликов первого и второго рядов цепи.

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

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

(Обозначения смотреть таблицу А.3)

Таблица А.5 – Допускаемые значения частоты вращения  $[n_1]$ , 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

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

Таблица А.6 – Значения нормативного коэффициента запаса прочности  $[s]$  приводных роликовых цепей нормальной серии

Частота вращения $n_1, об/мин$	Шаг цепи $t, мм$							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
50	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	–	–	–	–