

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. Клещарева, С.Ю. Решетов, Ю.А. Чирков

РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ СИЛОВОГО ПРИВОДА

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 13.03.02 Электроэнергетика и электротехника, 20.03.01 Техносферная безопасность, 22.03.01 Материаловедение и технологии материалов, 23.03.01 Технология транспортных процессов, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, 24.03.01 Ракетные комплексы и космонавтика, 24.03.04 Авиастроение, 27.03.01 Стандартизация и метрология, 27.03.02 Управление качеством

Оренбург
2019

УДК 621.855(076.5)
ББК 34.445я7
К48

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

К48 **Клещарева, Г.А.**
Расчет цепных передач силового привода: методические указания /
Г.А. Клещарева, С.Ю. Решетов, Ю.А. Чирков; Оренбургский гос. ун-т. –
Оренбург: ОГУ, 2019. – 24 с.

Методические указания предназначены для выполнения расчетов цепных передач силового привода с роликовыми цепями в курсовых проектах, работах и других видах самостоятельной работы по дисциплинам «Механика», «Прикладная механика», «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», для обучающихся по образовательным программам высшего образования по направлениям подготовки 13.03.02 Электроэнергетика и электротехника, 20.03.01 Техносферная безопасность, 22.03.01 Материаловедение и технологии материалов, 23.03.01 Технология транспортных процессов, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, 24.03.01 Ракетные комплексы и космонавтика, 24.03.04 Авиастроение, 27.03.01 Стандартизация и метрология, 27.03.02 Управление качеством. 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., 2019
© ОГУ, 2019

Содержание

Введение.....	4
1 Цепные передачи.....	7
1.1 Общие сведения	7
1.2 Исходные данные	9
2 Расчет цепных передач	10
2.1 Вычисление основных параметров цепной передачи	10
2.2 Проверочные расчеты цепной передачи.....	15
2.3 Проверка коэффициента запаса прочности.....	20
2.4 Определение силы, действующей на валы цепной передачи.....	21
Список использованных источников	24

Введение

В настоящих методических указаниях изложена методика расчета открытых цепных передач с роликовыми цепями, которые достаточно широко распространены в силовых приводах различных машин и применяются обычно для передачи вращающего момента от редуктора к приводному валу силового привода. Такие приводы выдаются обучающимся при выполнении ими курсовых проектов и работ, а также при самостоятельной работе при изучении курсов «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Механика», «Прикладная механика».

Целью расчета является определение геометрических размеров деталей цепной передачи и сил, действующих на валы и опоры. Расчеты открытых цепных передач в различных источниках имеют некоторые отличия, так как существуют различные подходы к решению этих вопросов [1 – 6], поэтому в настоящих методических указаниях на основании анализа вышеупомянутых источников предложена наиболее общеизвестная, стандартная и простая методика.

Методические указания содержат рекомендации, справочный материал и пример расчета цепной передачи с роликовой цепью. Следует отметить, что кроме передач с роликовой цепью существуют и другие типы цепных передач (втулочные, зубчатые, фасоннопрофильные и другие), однако ввиду некоторых особенностей конструкции, габаритных размеров, они пригодны для применения только в специальных типах приводов машин. Таким образом, цепные передачи с роликовой цепью в настоящее время являются наиболее распространенной и универсальной разновидностью цепных передач. Поэтому в заданиях на проектирование преподавателями обычно рекомендуются к разработке именно такие 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 ($H/мм^2$), то есть в мегапаскалях (*МПа*), а моменты – в ньютонах, умноженных на миллиметр (*Н·мм*). У отдельных групп формул даны соответствующие примечания.

Данные методические указания способствуют не только ускорению выполнения и оформления расчетов, а также реализации частей некоторых компетенций из блока «Владеть», которые должны формироваться у обучающихся в процессе изучения соответствующих дисциплин.

Части компетенций, формируемые у обучающихся различных направлений подготовки в процессе работы с данными методическими указаниями, приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Части компетенций, формируемые у обучающихся в процессе работы с настоящими методическими указаниями

№ п/п	Направление подготовки	Наименование дисциплины	Обозначение компетенции	Содержание компетенции
1	13.03.02 Электроэнергетика и электротехника	«Механика»	<i>ОПК-2</i>	способностью применять соответствующий физико-математический аппарат, методы анализа и моделирования, теоретического и экспериментального исследования при решении профессиональных задач
2	20.03.01 Техносферная безопасность	«Детали машин и основы конструирования»	<i>ПК-1</i>	способностью принимать участие в инженерных разработках среднего уровня сложности в составе коллектива
3	22.03.01 Материаловедение и технологии материалов	«Детали машин и основы конструирования»	<i>ОПК-3</i>	готовностью применять фундаментальные математические, естественнонаучные и общинженерные знания в профессиональной деятельности
4	23.03.01 Технология транспортных процессов	«Прикладная механика»	<i>ОПК-3</i>	способностью применять систему фундаментальных знаний (математических, естественно-научных, инженерных и экономических) для идентификации, формулирования и решения технических и технологических проблем в области технологии, организации, планирования и управления технической и коммерческой эксплуатацией транспортных систем
5	23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов	«Детали машин и основы конструирования»	<i>ОК-7</i>	способностью к самоорганизации и самообразованию
			<i>ОПК-3</i>	готовность применять систему фундаментальных знаний (математических, естественно-научных, инженерных и экономических) для идентификации, формулирования и решения технических и технологических проблем эксплуатации транспортно-технологических машин и комплексов

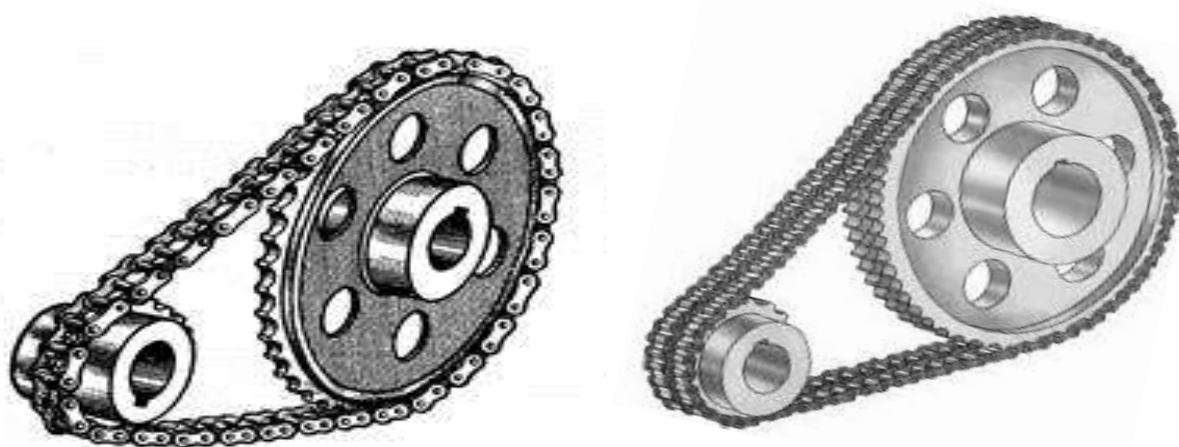
Продолжение таблицы 1

№ п/п	Направление подготовки	Наименование дисциплины	Обозначение компетенции	Содержание компетенции
6	24.03.01 Ракетные комплексы и космонавтика	«Детали машин»	<i>ОПК-1</i>	способностью применять инженерно-технический подход к решению профессиональных проблем
			<i>ОПК-2</i>	способностью использовать в профессиональной деятельности знания и методы, полученные при изучении математических и естественно-научных дисциплин
7	24.03.04 Авиастроение	«Детали машин»	<i>ОПК-4</i>	способность разрабатывать рабочую техническую документацию и обеспечивать оформление законченных конструкторских работ
			<i>ОПК-5</i>	способностью владеть навыками обращения с нормативно-технической документацией и владение методами контроля соответствия разрабатываемой технической документации стандартам, техническим условиям и нормативным документам
8	27.03.01 Стандартизация и метрология	«Детали машин и основы конструирования»	<i>ОПК-2</i>	способностью и готовностью участвовать в организации работы по повышению научно-технических знаний, в развитии творческой инициативы, рационализаторской и изобретательской деятельности, во внедрении достижений отечественной и зарубежной науки, техники, в использовании передового опыта, обеспечивающих эффективную работу учреждения, предприятия
9	27.03.02 Управление качеством	«Детали машин и основы конструирования»	<i>ПК-3</i>	способность применять знание задач своей профессиональной деятельности, их характеристики (модели), характеристики методов, средств, технологий, алгоритмов решения этих задач

1 Цепные передачи

1.1 Общие сведения

Как уже отмечалось выше, наибольшее распространение в силовых приводах современных машин получили приводные роликовые цепи нормальной серии ПР (приводная роликовая однорядная) и 2ПР (приводная роликовая двухрядная) по ГОСТ 13568-97 [7] (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) однорядная (1ПР)

б) двухрядная (2ПР)

в) трехрядная (3ПР)

Рисунок 1.3 – Конструктивные разновидности приводных цепей

Достоинства:

- возможность применения в значительном диапазоне межосевых расстояний;
- меньшие, чем у ременных передач, габариты;
- долговечность и простота конструкции;
- высокий коэффициент полезного действия (98 % в закрытых передачах);
- возможность передачи движения на несколько ведомых звездочек;
- отсутствие предварительного натяжения и проскальзывания;
- относительно малые нагрузки, действующие на валы и опоры;
- легкость замены и ремонта.

Недостатки:

- высокая стоимость и шумность;
- повышенный износ, вследствие трения скольжения и отсутствия условий для жидкостного трения в шарнирах цепи;
- удлинение цепи вследствие износа;
- затрудненный подвод смазки в шарниры цепи;
- непостоянная скорость (дискретность) движения, особенно при малых (менее 9) числах зубьев ведущей звёздочки;
- пыле-/грязе- незащищенность;
- необходимость более точной установки валов, чем в ременной передаче;
- требуют регулярной смазки и регулировки.

Ниже приведена методика расчета открытых цепных передач с роликовой цепью 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.

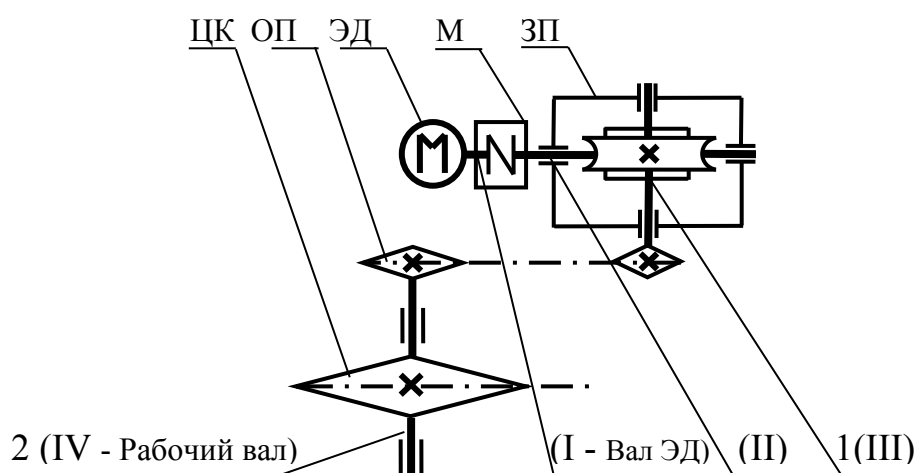


Рисунок 1.4 – Образец схемы задания привода с цепной передачей

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	385750
Вращающий момент на ведомой звездочке, $H \cdot мм$	T_2	876830
Частота вращения ведущей звездочки, $мин^{-1}$	n_1	114
Частота вращения ведомой звездочки, $мин^{-1}$	n_2	45,78
Передаточное число передачи	u	2,49
Срок службы передачи, час	L_h	20000
Наличие реверса	есть; нет	нет
Расчетная мощность (передаваемая мощность ведущей звездочкой), Bm	P_1	4602

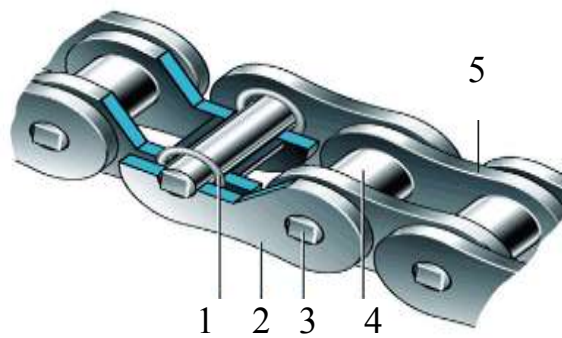
2 Расчет цепных передач

Здесь и далее все расчеты сведены в таблицы, в столбцах (расчет и результат) таблиц 2.1, 2.4, 2.9 – 2.12, 2.15 – 2.16, приведен пример расчета цепной передачи в соответствии с кинематической схемой (рисунок 1.4). Конструкция и геометрические параметры цепи и цепной передачи в целом представлены на рисунках 2.1 – 2.3.

2.1 Вычисление основных параметров цепной передачи

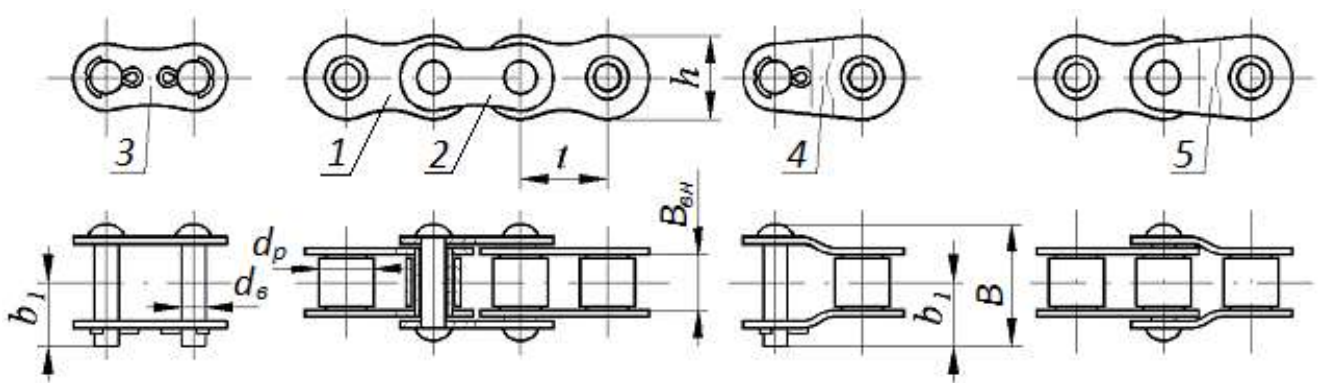
Таблица 2.1 – Определение числа зубьев звёздочек

Формула	Расчет	Результат	Принято
Число зубьев <i>ведущей</i> звёздочки z_1 (округлить 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 – 2,49	16,51*	17*
*В рассматриваемом примере ниже будет принято $z_1=19$, так как при $z_1=17$ не выполнилось условие прочности			
Число зубьев <i>ведомой</i> звёздочки (округляют до ближайшего целого четного числа); во избежание соскакивания цепи ограничивают $z_2 \leq 120$			
$z_2 = z_1 \cdot u$	17·2,49	42,33	42
Уточняют передаточное число u'			
$u' = \frac{z_2}{z_1}$	$\frac{42}{17}$	2,47	
Находят расхождение с исходным значением			
$\Delta u = \frac{u - u'}{u} \cdot 100$	$\frac{2,49 - 2,47}{2,49} \cdot 100$	0,8 % **	
**Расхождение с исходным значением должно быть не более 3 %. Если условие не соблюдается, тогда увеличивают или уменьшают z_1 или z_2 .			



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

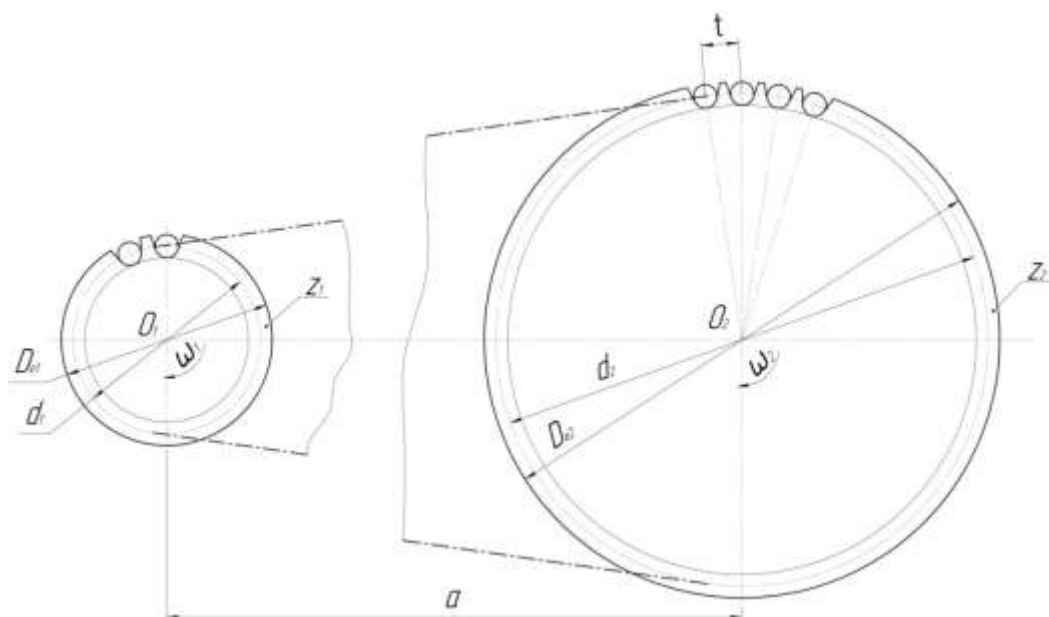


Рисунок 2.3 – Геометрические параметры цепной передачи

Таблица 2.2 – Назначение коэффициентов, учитывающих реальные условия эксплуатации передачи

Выбор составляющих коэффициента эксплуатации (рисунки 2.1 – 2.3)			
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	1,45
	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° (рекомендуется)	1,00	1,00
	при наклоне свыше 60°	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	

Для расчета шага цепи необходимо знать допускаемое удельное давление в шарнире цепи $[p]$, МПа, значения которого (при $z_1=17$) представлены в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – 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	–	–	–	–
П р и м е ч а н и я 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 2.4 – Вычисление шага цепи

Формула	Расчет	Результат	Принято
Выбирают параметры (в соответствии с рисунками 2.1 – 2.3)			
$[p] = 28,1$ МПа – ориентировочное допускаемое среднее давление в шарнирах цепи. Выбирают с учетом n_1 по таблице 2.3, ориентируясь на среднее значение шага цепи $t_{cp} = 25,4$ мм	с учетом числа зубьев $z_1 = 17$ $28,1 \cdot [0,01 \cdot (17 - 17) + 1]$	28,1	
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 $m = 2,5$		

Продолжение таблицы 2.4

Формула	Расчет	Результат	Принято
Вычисляют коэффициент эксплуатации			
$K_9 = K_d \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_p \cdot K_{cm} \cdot K_n$	$1,45 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,4 \cdot 1,25$	3,172	
Вычисляют шаг цепи t , мм и принимают по ГОСТ 13568-97 [7]			
$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_l \cdot K_9}{z_1 \cdot [p] \cdot m}}$	$2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{385750 \cdot 3,172}{17 \cdot 28,1 \cdot 1}}$	38,31	по ГОСТ 38,1*
*По принятому значению шага цепи t по ГОСТ 13568-97 [7] из таблиц 2.5 (при расчете передачи с однорядной цепью) и 2.6 (при расчете передачи с двухрядной цепью), в которых представлены основные геометрические и прочностные параметры роликовых цепей и вписывают все параметры выбранной цепи в таблицу 2.7.			

В таблицах 2.5 – 2.7 приведены справочные данные о приводных роликовых цепях, выполненных по ГОСТ 13568-97 [7].

Таблица 2.5 – Цепи приводные роликовые однорядные ПР (ГОСТ 13568-97 [7])

Шаг цепи, измеряемый под нагрузкой $P_n = 0,01 \cdot F$, t , мм	Расстояние между внутренними пластинами B_{BH} , 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 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
Пример обозначения цепи с шагом 25,4 мм и разрушающей нагрузкой $F=5670$ кгс (55622 Н): <i>Цепь ПР – 25,4 – 5670 ГОСТ 13568-97</i>								

Таблица 2.6 – Цепи приводные роликовые двухрядные 2 ПР (ГОСТ 13568-97 [7])

$t, \text{ мм}$	$B_{BH}, \text{ мм}$	$d_{\text{в}}, \text{ мм}$	$d_{\text{р}}, \text{ мм}$	$h, \text{ мм}$	$b, \text{ мм}$	A^*	$F_p, \text{ Н}$	$q, \text{ кг/м}$	$S, \text{ мм}^2$
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 $F_p = 11340 \text{ кгс}$ (111245 Н): Цепь 2ПР – 25,4 – 11340 ГОСТ 13568-97									

Таблица 2.7 – Параметры цепи, выбранной по шагу цепи t по ГОСТ 13568-97 [7] (рассматриваемый пример)

$t, \text{ мм}$	$B_{BH}, \text{ мм}$	$d_{\text{в}}, \text{ мм}$	$d_{\text{р}}, \text{ мм}$	$h, \text{ мм}$	$B, \text{ мм}$	$F_p, \text{ Н}$	$q, \text{ кг/м}$	$S, \text{ мм}^2$
38,10	25,4	11,1	22,23	36,2	58	124587	5,5	394

2.2 Проверочные расчеты цепной передачи

Сначала проверяют выбранную цепь по предельной частоте вращения $[n_1]$ малой звездочки передачи, значения которой, в зависимости от шага цепи представлены в таблице 2.8.

Таблица 2.8 – Допускаемые значения частоты вращения $[n_1]$, об/мин, малой звездочки для приводных роликовых цепей нормальной серии ПР (при $z_1 \geq 15$)

Шаг цепи $t, \text{ мм}$	$[n_1], \text{ об/мин}$	Шаг цепи $t, \text{ мм}$	$[n_1], \text{ об/мин}$
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 %.			

В таблице 2.9 представлены проверка цепи с заданным шагом по предельной частоте вращения $[n_1]$ малой звездочки передачи и проверочный расчет по обеспечению износостойкости шарниров цепи.

Таблица 2.9 – Проверочные расчеты цепной передачи

Формула	Расчет	Результат	Принято
Найти допускаемое значение частоты вращения ведущей звездочки $[n_1]$, <i>об/мин</i> из таблицы 2.8		500	
Проверить условие $n \leq [n_1]$; и в случае не обеспечения условия принять многорядную цепь меньшего шага		$114 < 500$	
Уточнить $[p]$ – допускаемое среднее давление в шарнирах цепи. Выбирают с учетом n_1 по таблице 2.3, с. 13, ориентируясь на принятое значение шага цепи $t=38,1$ мм и частоту вращения ведущей звездочки $n_1=114$ об/мин.			26,2
$[p] = [p]_{\text{табл.}} \cdot [0,01 \cdot (z_1 - 17) + 1]$	$26,2 \cdot [0,01 \cdot (17 - 17) + 1]$	26,2	
S – проекция опорной поверхности шарнира, мм^2		394	
Вычисляют скорость цепи V , <i>м/с</i>			
$V = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot t}{60000}$	$\frac{17 \cdot 114 \cdot 38,1}{60000}$	1,23	
Вычисляют окружную силу F_t , <i>Н</i>			
$F_t = \frac{P_1}{V}$	$\frac{4602}{1,23}$	3742	
Рассчитывают значение среднего давления в шарнирах цепи p , <i>МПа</i> (из условия обеспечения износостойкости цепи p должно быть меньше допускаемого $[p]$)			
$p = \frac{F_t \cdot K_\alpha}{S} \leq [p]$	$\frac{3742 \cdot 3,172}{394}$	30,13	Должно быть $p \leq [p]$ $30,13 > 26,2$
$\Delta p = \frac{[p] - p}{[p]} \cdot 100$	$\frac{26,2 - 30,13}{26,2} \cdot 100$	Перегрузка 15,0 %*	
*Допускается недогрузка (+) на 10 % или перегрузка (–) на 5 %. Если условие не выполняется, то соответственно уменьшить, либо увеличить числа зубьев, если это не дает положительного результата, то выбирать другой шаг цепи (таблица 2.5, 2.6).			

Так как получилась большая (более 5 %) перегрузка по условию обеспечения износостойкости шарниров цепи, то увеличиваем число зубьев малой звездочки до ближайшего нечетного значения $z_1=19$ и повторяем расчет.

Таблица 2.10 – Корректировка числа зубьев звездочек и проверочные расчеты цепной передачи

Формула	Расчет	Результат	Принято
Итак, увеличиваем число зубьев ведущей (малой) звездочки до $z_1=19$. Тогда число зубьев ведомой (большой) звездочки будет равно:			
$z_2 = z_1 \cdot u$	19·2,49	47,31	48
Уточнить передаточное число u'			
$u' = \frac{z_2}{z_1}$	$\frac{48}{19}$	2,53	
Найти расхождение с исходным значением			
$\Delta u = \frac{u - u'}{u} \cdot 100$	$\frac{2,49 - 2,53}{2,49} \cdot 100$	2,0 % ** (по модулю)	
Проверить условие $n \leq [n_l]$; и в случае не обеспечения условия принять многорядную цепь меньшего шага		114 < 500	
Уточнить $[p]$ – допускаемое среднее давление в шарнирах цепи. Выбрать с учетом n_l по таблице 2.3, с. 13, ориентируясь на принятое значение шага цепи $t=38,1$ мм и частоту вращения ведущей звездочки $n_l=114$ об/мин.			26,2
$[p] = [p]_{\text{табл.}} \cdot [0,01 \cdot (z_1 - 17) + 1]$	$26,2 \cdot [0,01 \cdot (19 - 17) + 1]$	26,72	
S – проекция опорной поверхности шарнира, мм^2		394	
Вычислить скорость цепи V , м/с			
$V = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot t}{60000}$	$\frac{19 \cdot 114 \cdot 38,1}{60000}$	1,38	
Вычислить окружную силу F_t , Н			
$F_t = \frac{P_1}{V}$	$\frac{4602}{1,38}$	3348	
Рассчитать значение среднего давления в шарнирах цепи p , МПа (из условия обеспечения износостойкости цепи p должно быть меньше допускаемого $[p]$)			
$p = \frac{F_t \cdot K_9}{S} \leq [p]$	$\frac{3348 \cdot 3,172}{394}$	26,95	Должно быть $p \leq [p]$ 26,95<26,2
$\Delta p = \frac{[p] - p}{[p]} \cdot 100$	$\frac{26,2 - 26,95}{26,2} \cdot 100$	Перегрузка 3,66 % допустима, так как она не превышает 5 % (см. таблицу 2.9).	

Определение основных геометрических параметров передачи представлено в таблице 2.11.

Таблица 2.11 – Определение основных геометрических параметров передачи

Формула	Расчет	Результат
Учитывая принятое межосевое расстояние (таблица 2.2), (например, рекомендуемая величина межосевого расстояния $a = (30...50) \cdot t$) назначить предварительно $a' = 40 \cdot t$ и вычислить его значение в мм:		
$a' = 40 \cdot t$	$40 \cdot 38,1$	1524
Для удобства дальнейших расчетов вводим обозначения X и Y		
$X = \frac{z_1 + z_2}{2}$	$\frac{19 + 48}{2}$	33,5
$Y = \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi}\right)^2$	$\left(\frac{48 - 19}{2 \cdot 3,14}\right)^2$	21,32
Определить число звеньев цепи. Полученное число звеньев цепи рекомендуется принять <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)		
$L_t = X + \frac{2 \cdot a'}{t} + \frac{Y \cdot t}{a'}$	$33,5 + \frac{2 \cdot 1524}{38,1} + \frac{21,32 \cdot 38,1}{1524}$	114,033 принято (114)
Уточнить межосевое расстояние (после округления L_t) a'' , мм		
$a'' = \frac{t}{4} \cdot \left[L_t - X + \sqrt{(L_t - X)^2 - 8 \cdot Y} \right]$		1523,4*
$a'' = \frac{38,1}{4} \cdot \left[114 - 33,5 + \sqrt{(114 - 33,5)^2 - 8 \cdot 21,32} \right]$		
*Полученное значение до целого числа <i>не округляют</i> .		
Для обеспечения свободного провисания цепи предусмотреть уменьшение уточненного межосевого расстояния от 0,2 до 0,4 %, тогда найти монтажное межосевое расстояние a , мм		
$a = 0,997 \cdot a''$	$a = 0,997 \cdot 1523,4$	1518,8

Расчет диаметральных размеров звездочек представлен в таблице 2.12, выбор коэффициента высоты зуба K ведется в зависимости от геометрической характеристики зацепления λ .

Таблица 2.12 – Определение диаметров звездочек

Найти геометрическую характеристику зацепления λ		
$\lambda = \frac{t}{d_p}$	$\lambda = \frac{38,1}{22,23}$	1,714
Найти коэффициент высоты зуба K , величину которого принимают в зависимости от геометрической характеристики зацепления λ (таблица 2.13).		0,575
Определить делительные диаметры ведущей d_1 и ведомой d_2 звездочек, мм		
$d_1 = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_1}}$	$d_1 = \frac{38,1}{\sin \frac{180}{19}}$	231,48
$d_2 = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_2}}$	$d_2 = \frac{38,1}{\sin \frac{180}{48}}$	582,54
Определить наружные диаметры ведущей D_{e1} и ведомой D_{e2} звездочек, мм		
$D_{e1} = t \cdot \left(K + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_1} \right)$	$D_{e1} = 38,1 \cdot \left(0,575 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{19} \right)$	250,22
$D_{e2} = t \cdot \left(K + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_2} \right)$	$D_{e1} = 38,1 \cdot \left(0,575 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{48} \right)$	603,21

Таблица 2.13 – Коэффициент высоты зуба K в зависимости от геометрической характеристики зацепления λ

λ	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 цепи на разрыв (таблица 2.). Значения нормативного коэффициента запаса прочности $[s]$ приводных роликовых цепей нормальной серии в зависимости от шага t , мм и частоты вращения ведущей звездочки n_1 , об/мин представлены в таблице 2.14. В таблице 2.15 произведен расчет коэффициента запаса прочности цепи на разрыв.

Таблица 2.14 – 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	–	–	–	–

Таблица 2.15 – Вычисление коэффициента запаса прочности цепи на разрыв

Необходимые параметры		Результат	
Разрушающая нагрузка F_R , Н	таблица 2.7	124587	
Окружная сила F_b , Н	таблица 2.10	3348	
Динамический коэффициент K_d	таблица 2.2	1,45	
Масса одного метра цепи q , кг/м	таблица 2.7	5,5	
Скорость цепи V , м/с	таблица 2.10	1,38	
Монтажное межзосевое расстояние a , мм	таблица 2.11	1518,8	
Допускаемый запас прочности $[s]$	таблица 2.14	8,1	
Коэффициент K_f , учитывающий положение цепи при...	горизонтальной передаче	6	6
	угле наклона цепи 45°	1,5	
	вертикальном расположении цепи	1	

Продолжение таблицы 2.15

Расчётная формула для определения коэффициента запаса прочности цепи на разрыв: $S = \frac{F_p}{F_t \cdot K_d + q \cdot V^2 + \frac{9,81 \cdot K_f \cdot q \cdot a}{1000}} \geq [S]$
Подставляем в формулу приведенные выше значения: $S = \frac{124587}{3348 \cdot 1,45 + 5,5 \cdot 1,38^2 + \frac{9,81 \cdot 6 \cdot 5,5 \cdot 1518,8}{1000}} = 23,3 > [S] = 8,1.$ Таким образом, условие прочности цепи на разрыв также выполнено.
Если $s \geq [s]$, то условие прочности и долговечности удовлетворено; в противном случае выбирают цепь <i>большого шага t</i> или <i>двухрядную</i> цепь и повторяют расчёт

2.4 Определение силы, действующей на валы цепной передачи

При работе цепной передачи (рисунок 2.4) возникают следующие силы (рисунок 2.5). Расчет сил сведен в таблицу 2.16.

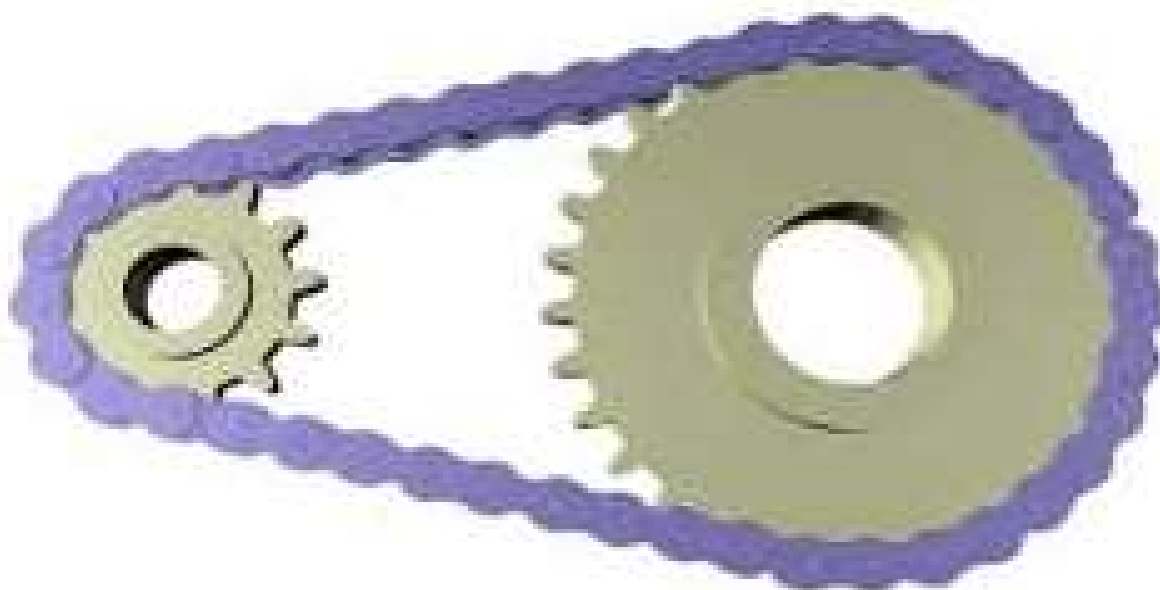


Рисунок 2.4 – Общий вид цепной передачи

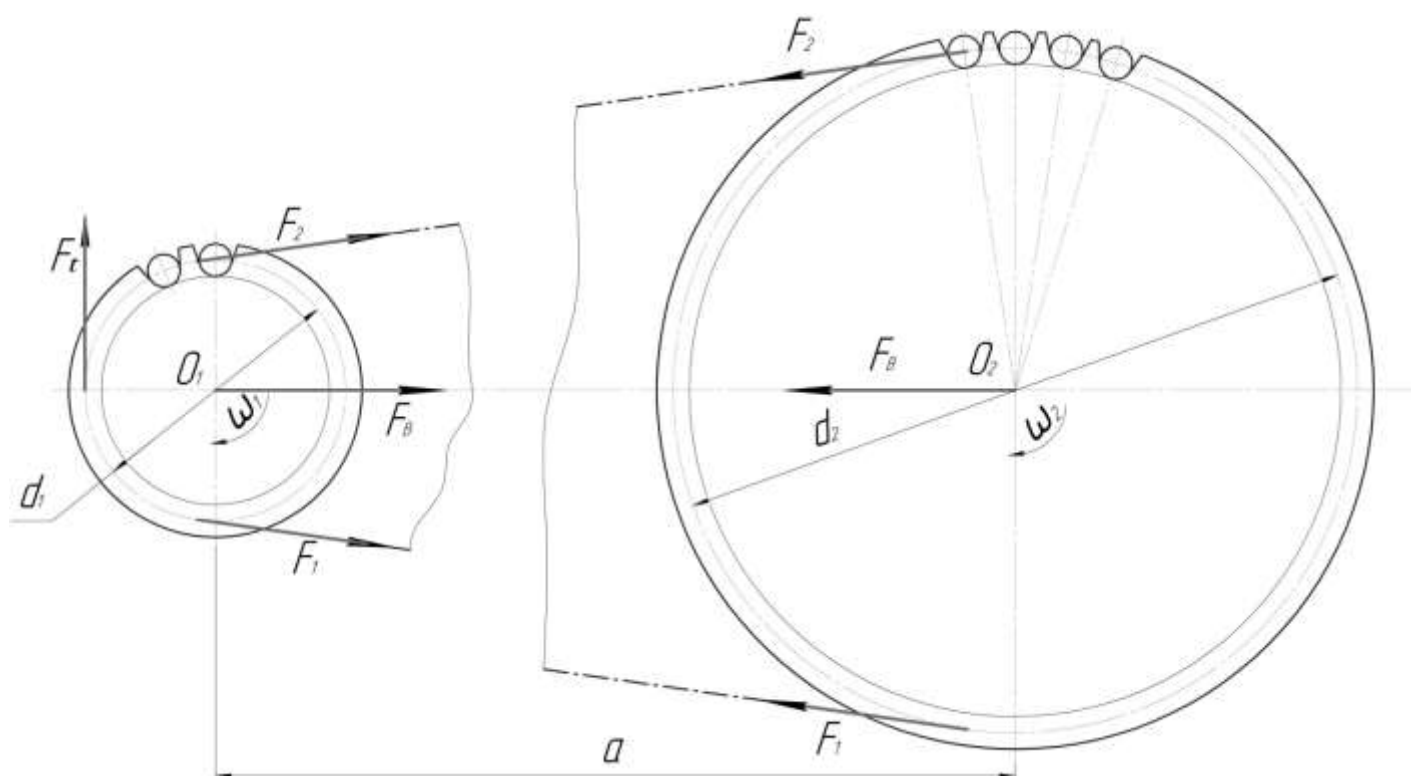


Рисунок 2.5 – Сила, действующая в цепной передаче

Таблица 2.16 – Определение сил, действующих в цепной передаче

Формула	Расчет	Результат
Находят силу натяжения цепи от центробежных сил, H		
$F_v = q \cdot V^2$	$F_v = 5,5 \cdot 1,38^2$	10,47
Находят силу предварительного натяжения цепи F_o , H , где:		
a – монтажное межосевое расстояние, m	таблица 2.11	1,519
g – ускорение свободного падения, m/c^2	Принимают	9,81
K_f – коэффициент, учитывающий положение цепи	таблица 2.15	6
$F_o = K_f \cdot q \cdot a \cdot g$	$F_o = 6 \cdot 5,5 \cdot 1,519 \cdot 9,81$	491,75
Находят натяжение в ведущей ветви F_1 , H		
$F_1 = F_t + F_v + F_o$	$F_1 = 3348 + 10,47 + 491,75$	3850,2

Продолжение таблицы 2.16

Формула		Расчет	Результат
Находят натяжение в ведомой ветви F_2 , Н			
$F_2 = F_v + F_o$		$F_2 = 10,47 + 491,75$	502,2
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 , Н			
$F_B = F_t \cdot K_B$		$F_B = 3348 \cdot 1,2$	4018
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. : 60х90 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.
7. ГОСТ 13568-97 Цепи приводные роликовые и втулочные. Общие технические условия. – Введен 2000-07-01. – М. : Изд-во стандартов, 2003. – 24 с.