

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ

«Санкт-Петербургский государственный университет
промышленных технологий и дизайна»
Высшая школа технологии и энергетики
Кафедра основ конструирования машин

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Выполнение курсового проекта (работы)

Методические указания для студентов всех форм обучения
по направлениям подготовки:

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

13.03.02 – Электроэнергетика и электротехника

15.03.04 – Автоматизация технологических процессов

и производств

18.03.01 – Химическая технология

18.03.02 – Энерго- и ресурсосберегающие процессы
в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии

Составители:

В. М. Гребенникова

М. В. Аввакумов

Санкт-Петербург
2022

Утверждено
на заседании кафедры ОКМ
25.11.2021 г., протокол № 5

Рецензент А. А. Гаузе

Методические указания соответствуют программам и учебным планам дисциплины «Прикладная механика» для студентов, обучающихся по направлениям подготовки: 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», 13.03.02 «Электроэнергетика и электротехника», 15.03.04 «Автоматизация технологических процессов и производств», 18.03.01 «Химическая технология», 18.03.02 «Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии».

Приводятся необходимые при выполнении курсового проектирования по дисциплине «Прикладная механика» сведения об устройстве цепных передач, особенностях их работы, типах приводных цепей и расчете цепных передач. Приведен пример расчета передачи роликовой цепью.

Методические указания предназначены для бакалавров очной и заочной форм обучения.

Утверждено Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД
в качестве методических указаний

Редактор и корректор Е. О. Тарновская
Техн. редактор Е. О. Тарновская

Темплан 2021 г., поз. 5210

Подписано к печати 09.03.2022	Формат 60x84/16.	Бумага тип № 1.
Печать офсетная.	Печ.л. 2,2	Уч.-изд. л. 2,2
Тираж 50 экз.	Изд. № 5210	Цена «С».
		Заказ №

Ризограф Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД,
198095, Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, 4

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	4
1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧАХ.....	5
2. ТИПЫ ПРИВОДНЫХ ЦЕПЕЙ	7
3. МАТЕРИАЛЫ И ТЕРМИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА ДЕТАЛЕЙ ЦЕПЕЙ.....	16
4. ЗВЕЗДОЧКИ ДЛЯ ПРИВОДНЫХ РОЛИКОВЫХ И ВТУЛОЧНЫХ ЦЕПЕЙ..	16
5. СМАЗЫВАНИЕ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ.....	20
6. КИНЕМАТИКА ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ.....	21
7. УСИЛИЯ В ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧЕ	22
8. ПРИЧИНЫ ВЫХОДА ИЗ СТРОЯ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ	23
9. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ	24
10. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	29
11. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ	32
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	35

ПРЕДИСЛОВИЕ

При подготовке квалифицированных специалистов целлюлозно-бумажной промышленности важное место занимает изучение дисциплины «Прикладная механика». В соответствии с учебными планами изучение этой дисциплины заканчивается выполнением курсовых проектов (работ), способствующих закреплению и углублению знаний, полученных при изучении теоретической части курса. Объектом курсового проекта (работы) является механический привод технологических машин, применяемых в целлюлозно-бумажном производстве. Как правило, привод таких машин содержит закрытую и открытую передачи. В качестве открытых передач часто используют цепные передачи, способные работать как при малых, так и при больших скоростях, при значительных межосевых расстояниях. Одной цепью можно соединять и приводить в движение одновременно несколько валов. Коэффициент полезного действия цепных передач при благоприятных условиях работы и смазки может достигать 0,97 – 0,98.

В имеющихся учебных пособиях по курсовому проектированию часто расчету цепных передач уделяется недостаточно внимания. В результате студенты вынуждены искать необходимую информацию в других источниках, что затрудняет выполнение курсового проекта (работы). В подготовленных методических указаниях приводятся необходимые сведения по конструкции цепных передач, типам и параметрам приводных цепей, особенностям их применения. Изложена последовательность расчета цепных передач, приведены необходимые справочные материалы и пример расчета передачи роликовой цепью.

При подготовке методических указаний использованы учебники и пособия по деталям машин [1–5].

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Цепные передачи относятся к механизмам с гибкой связью, в которых движение осуществляется за счет зацепления. Простейшая цепная передача (рис. 1) состоит из ведущей и ведомой звездочек и охватывающей их цепи. Такая передача называется двухзвездной.

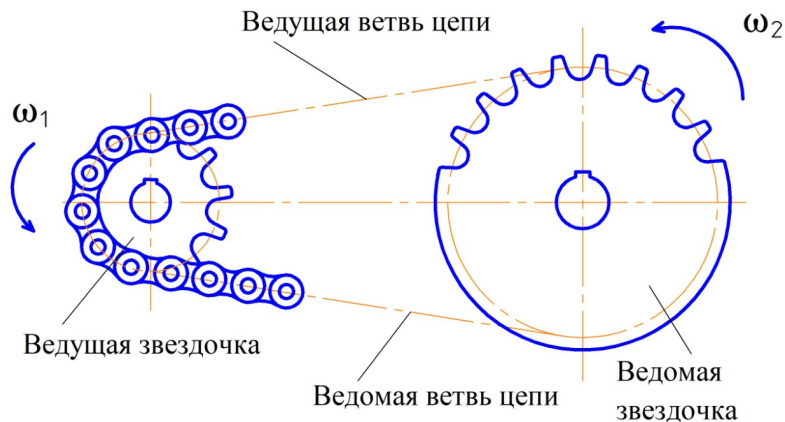


Рис. 1. Цепная передача

Кроме перечисленных основных элементов, цепные передачи включают натяжные и смазочные устройства, ограждения.

В зависимости от угла наклона оси передачи к горизонту двухзвездные передачи подразделяют на горизонтальные с углом $\psi \leq 30^\circ$ (рис. 2 а), наклонные с углом ψ от 30° до 60° (рис. 2 б) и вертикальные с углом $\psi > 60^\circ$ (рис. 2 в). Применяют также цепные передачи с несколькими ведомыми звездочками (многозвездные передачи).

По способу защиты цепей от загрязнения различают открытые и закрытые (кожухом, картером) цепные передачи.

По способу смазки цепные передачи бывают:

- с ручной смазкой — при скорости до 2 м/с;
- с капельной смазкой — при скорости 2 – 6 м/с;
- с масляной ванной — при скорости 6 – 8 м/с;
- с циркуляционной смазкой — при скорости свыше 8 м/с.

Цепь состоит из соединенных шарнирно звеньев, за счет чего обеспечивается гибкость цепи. В результате износа рабочих поверхностей деталей цепи вытягиваются, и ведомая ветвь цепи провисает.

По способу обеспечения натяжения цепные передачи могут быть нерегулируемыми, с подвижной опорой и со специальным натяжным устройством.

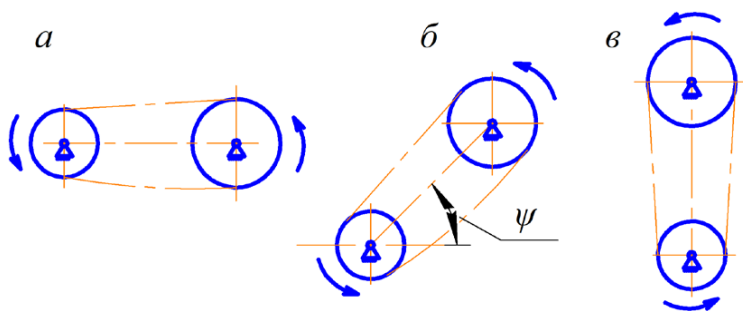


Рис. 2. Схемы цепных передач

Цепные передачи применяют:

- при средних межосевых расстояниях, при которых зубчатые передачи требуют промежуточных ступеней или паразитных зубчатых колес;
- при необходимости работы без проскальзывания.

Цепные передачи, применяемые в приводах различных машин, могут передавать мощности до 100 кВт, работать при скоростях $v \leq 35$ м/с и иметь передаточное число $u \leq 6$.

По сравнению с зубчатыми передачами цепные передачи менее чувствительны к неточностям расположения валов, ударным нагрузкам, допускают практически неограниченные межосевые расстояния, обеспечивают более простую компоновку. По сравнению с ременными передачами они характеризуются следующими достоинствами: отсутствие проскальзывания и постоянство среднего передаточного числа; отсутствие предварительного натяжения и связанных с ним дополнительных нагрузок на валы и подшипники; передача большей мощности, как при высоких, так и при низких скоростях; сохранение удовлетворительной работоспособности при высоких и низких значениях температур; приспособление к любым изменениям конструкции удалением или добавлением звеньев.

Недостатками цепных передач являются:

- износ шарниров цепи из-за отсутствия условий для жидкостного трения;
- непостоянство скорости движения цепи, особенно при малых числах зубьев звездочек;
- необходимость смазывания и более точной установки валов, чем при клиноременной передаче.

2. ТИПЫ ПРИВОДНЫХ ЦЕПЕЙ

Цепи, применяемые в цепных передачах, называются приводными. Цепи стандартизованы и изготавливаются на специализированных заводах. В качестве приводных применяют роликовые, втулочные и зубчатые цепи.

Основными геометрическими характеристиками цепей являются шаг и ширина, основной силовой характеристикой — разрушающая нагрузка, устанавливаемая опытным путем. В соответствии с международными стандартами применяют цепи с шагом, кратным 25,4 мм.

В соответствии с ГОСТ 13568-2017 различают следующие типы роликовых и втулочных цепей: ПР — роликовые однорядные; 2ПР — роликовые двухрядные; 3ПР — роликовые трехрядные; 4ПР — роликовые четырехрядные; ПВ — втулочные однорядные; 2ПВ — втулочные двухрядные; ПРИ — роликовые с изогнутыми пластинами.

Втулочные цепи (рис. 3) состоят из наружных 2 и внутренних звеньев 1, в отверстия которых запрессованы втулки 4.

В отверстия наружных звеньев запрессованы валики 3. Приводные втулочные цепи являются относительно тяжелыми, прочными приводными цепями для скоростей до 2 – 4 м/с.

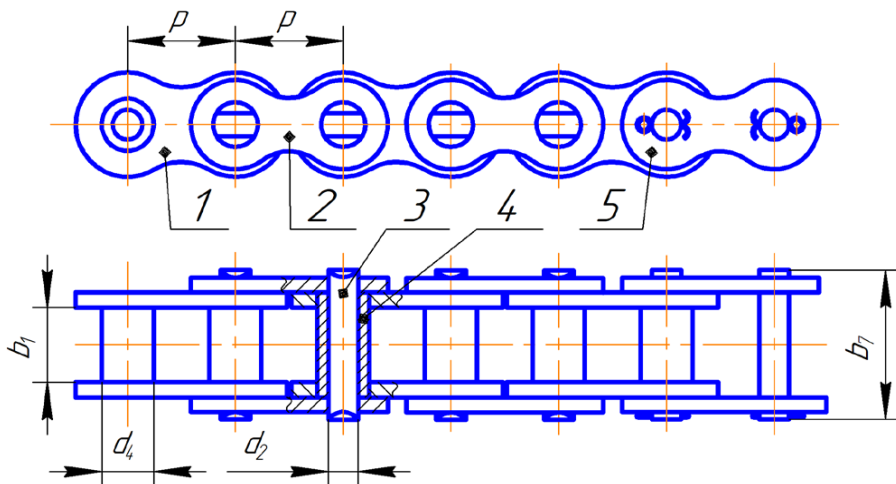


Рис. 3. Цепь приводная втулочная:

- 1 – внутреннее звено; 2 – наружное звено; 3 – валик; 4 – втулка;
- 5 – соединительное звено; p – шаг цепи;
- d_4 – диаметр втулки; b_1 – ширина внутреннего звена цепи;
- d_2 – диаметр валика; b_7 – длина валика

Основное преимущество втулочных цепей – возможность применения в условиях загрязнения, пыли, повышенной влажности и других воздействий окружающей среды. При нечетном числе звеньев цепи необходимо соединительное звено 5. Поэтому желательно применять цепи с четным числом звеньев. Для втулочной цепи номинальным шагом p называется расстояние между центрами втулок. Различают средний шаг и действительный шаг цепи. Фактические размеры этих шагов определяют качество цепи и влияют на ее работоспособность.

Средний шаг втулочной цепи определяется на ее отрезке путем деления измеренной длины отрезка на число звеньев. Средний шаг может иметь только положительное отклонение от номинала. Действительный шаг втулочной цепи есть расстояние между осями двух смежных втулок наружных и внутренних звеньев, измеренное при натяжении цепи под нагрузкой, способной выбрать зазоры в шарнирах.

В приводах наиболее широко применяются роликовые цепи (рис. 4).

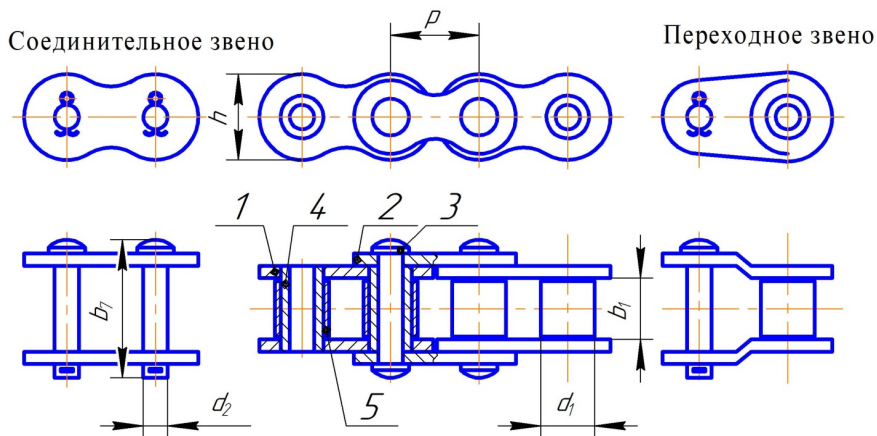


Рис. 4. Цепь приводная роликовая:

- 1 – внутреннее звено; 2 – наружное звено;
- 3 – валик; 4 – втулка; 5 – ролик; p – шаг цепи; b_1 – расстояние между внутренними пластинами; d_2 – диаметр валика; d_1 – диаметр ролика; h – высота пластины; b_7 – длина валика

Внутренние звенья состоят из внутренних пластин 1 и запрессованных в их отверстия гладких втулок 4, на которых свободно вращаются ролики 5. Наружные звенья состоят из наружных пластин 2 и запрессованных в их отверстия валиков 3. Концы валиков после сборки расклепывают.

Размеры и параметры роликовых однорядных цепей приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Размеры и параметры приводных однорядных роликовых цепей (ГОСТ 13568-2017)

Обозначение цепи	Основные параметры, мм						Разрушающая нагрузка, кН	Масса 1 м цепи, кг
	p	b_1 , не менее	d_2	d_1	h , не более	b_7 , не более		
ПР-8-4,6	8,0	3,00	2,31	5,00	7,5	12	4,60	0,20
ПР-9,525-9,1	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	9,10	0,45
ПР-12,7-9	12,7	3,3	3,66	7,75	10,0	12	9,00	0,35
ПР-12,7-10-1	12,7	2,4	3,66	7,75	10,0	10,5	10,0	0,30
ПР-12,7-18,2-1	12,7	5,4	4,45	8,51	11,8	19	18,2	0,65
ПР-12,7-18,2	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	18,2	0,75
ПР-15,875-23-1	15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20	23,0	0,8
ПР-15,875-23	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	23,0	1,0
ПР-19,05-31,8	19,05	12,7	5,94	11,91	18,2	33	31,8	1,9
ПР-25,4-60	25,4	15,88	7,92	15,88	24,2	39	60,0	2,6
ПР-31,75-89	31,75	19,05	9,53	19,05	30,2	46	89,0	3,8
ПР-38,1-127	38,1	25,4	11,10	22,23	36,2	58	127,0	5,5
ПР-44,45-172,4	44,45	25,4	12,70	25,40	42,4	62	172,4	7,5
ПР-50,8-227	50,8	31,75	14,27	28,58	48,3	72	227,0	9,7
ПР-63,5-354	63,5	38,10	19,84	39,68	60,4	89	354,0	16,0

Пример условного обозначения цепи:

ПР-25,4-60 ГОСТ 13568-2017 (ПР – приводная роликовая;
25,4 – шаг цепи, мм, 60 – разрушающая нагрузка, кН)

Многорядные цепи с числом рядов от двух до четырех (рис. 5, б) собирают из деталей с такими же размерами, что и однорядные, кроме валликов, имеющих большую длину. Нагрузочная способность цепей почти прямо пропорциональна числу рядов, что позволяет в передачах с многорядными цепями уменьшить шаг, диаметры звездочек и динамические нагрузки. Параметры двух- и трехрядных роликовых цепей приведены в табл. 2, 3.

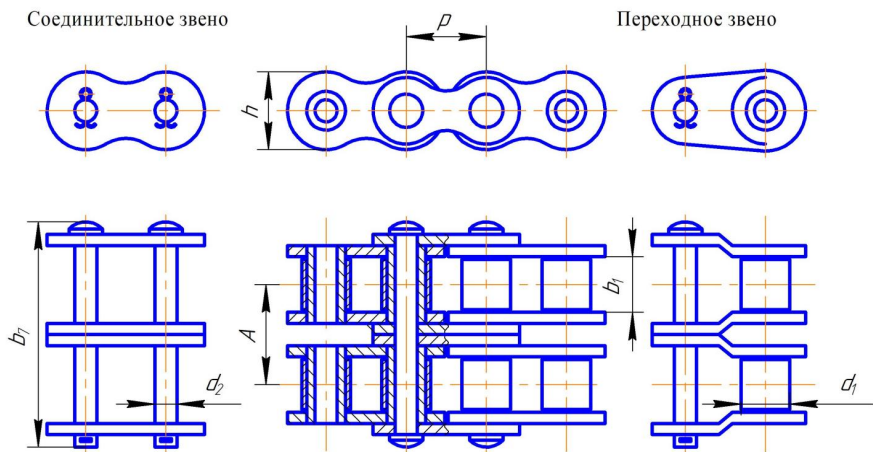


Рис. 5. Двухрядная приводная роликовая цепь

Таблица 2 – Размеры и параметры приводных двухрядных роликовых цепей

Обозначение цепи	Основные параметры, мм							Разрушающая нагрузка, кН	Масса 1 м цепи, кг
	p	b_1 , не менее	d_2	d_1	h , не более	b_7 , не более	A		
2ПР-12,7-31,8	12,70	7,75	4,45	8,51	11,80	35,0	13,92	31,8	1,4
2ПР-15,875-45,4	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	41,0	16,59	45,4	1,9
2ПР-19,05-64	19,05	12,70	5,94	11,91	18,08	53,4	22,78	64,0	2,9
2ПР-25,4-114	25,40	15,88	7,92	15,88	24,20	68,0	29,29	114,0	5,0
2ПР-31,75-177	31,75	19,05	9,53	19,05	30,20	82,0	35,76	177,0	7,3
2ПР-38,1-254	38,10	25,40	11,10	22,23	36,20	104,0	45,44	254,0	11,0
2ПР-44,45-344	44,45	25,40	12,70	25,40	42,24	110,0	48,87	344,8	14,4
2ПР-50,8-453,6	50,80	31,75	14,27	28,58	48,3	130,0	58,55	453,6	19,1

Пример условного обозначения цепи:

2ПР-25,4-114 ГОСТ 13568-2017 (цепь приводная роликовая двухрядная с шагом 25,4 мм, с разрушающей нагрузкой 114 кН)

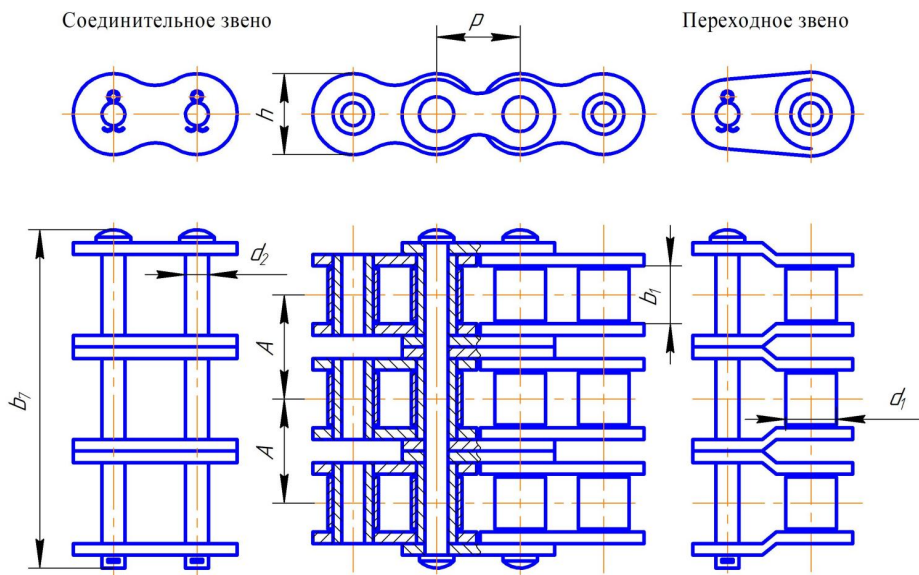


Рис. 6. Трехрядная приводная роликовая цепь

Таблица 3 – Размеры и параметры приводных трехрядных роликовых цепей

Обозначение цепи	Основные параметры, мм							Разрушающая нагрузка, кН	Масса 1 м цепи, кг
	p	b_1 , не менее	d_2	d_1	h , не более	b_7 , не более	A		
ЗПР-12,7-45,4	12,7	7,75	4,45	8,51	11,80	50	13,92	45,4	2,0
ЗПР-15,875-68,1	15,875	9,65	5,08	10,16	14,80	57	16,59	68,1	2,8
ЗПР-19,05-96	19,05	12,70	5,96	11,91	18,08	76,2	22,78	96,0	4,3
ЗПР-25,4-171	25,40	15,88	7,92	15,88	24,20	98	29,29	171,0	7,5
ЗПР-31,75-265,5	31,75	19,05	9,53	19,05	30,20	120	35,76	265,5	11,0
ЗПР-38,1-381	38,10	25,40	11,10	22,23	36,20	150	45,44	381,0	16,5
ЗПР-44,45-517,2	44,45	25,40	12,70	25,40	42,24	160	48,87	517,2	21,7
ЗПР-50,8-680,4	50,80	31,75	14,27	28,58	48,30	190	58,55	680,4	28,3

Пример условного обозначения цепи:

ЗПР-38,1-381 ГОСТ 13568-2017 (цепь приводная роликовая трехрядная с шагом 38,1 мм, с разрушающей нагрузкой 381 кН)

Для привода буровых установок и в скоростных нагруженных передачах машин и механизмов применяют цепи приводные роликовые повышенной прочности и точности (ГОСТ 21834-87) (рис. 7). Стандарт устанавливает параметры, размеры и требования к приводным роликовым цепям следующих типов: НП – нормального типа; ТП – тяжелого типа. Цепи ТП отличаются от цепей НП геометрическими параметрами (цепи тяжелого типа имеют большую толщину пластин), поэтому они не являются взаимозаменяемыми. Применяются цепи с числом рядов от одного до шести. Параметры однорядной приводной роликовой цепи повышенной прочности и точности приведены в табл. 4.

Таблица 4 – Параметры и размеры однорядной приводной роликовой цепи повышенной прочности и точности (ГОСТ 21834-87)

Обозначение цепи	Основные параметры, мм								Разрушающая нагрузка кН	Масса 1м цепи, кг
	p	b_7 , не более	b_1 , не менее	d_2	b	s	d_1	h , не более		
1НП-25,4	25,40	39	15,88	7,95	22,0	3,2	15,88	24,13	65	2,8
1ТП-25,4	25,40	42	15,88	7,95	24,0	4,0	15,88	24,13	65	3,2
1НП-31,75	31,75	46	19,05	9,55	26,0	4,0	19,05	30,18	100	4,2
1ТП-31,75	31,75	50	19,05	9,55	28,0	4,8	19,05	30,18	100	4,7
1НП-38,1	38,10	57	25,40	11,12	31,0	4,8	22,23	36,10	150	6,3
1ТП-38,1	38,10	61	25,40	11,12	32,0	5,6	22,23	36,10	150	6,8
1НП-44,45	44,45	61	25,40	12,72	34,0	5,6	25,40	42,24	209	8,1
1ТП-44,45	44,45	64	25,40	12,72	36,0	6,4	25,40	42,24	209	8,8
1НП-50,8	50,80	70	31,75	14,29	39,0	6,4	28,58	48,26	263	10,8
1ТП-50,8	50,80	73	31,75	14,29	42,0	7,2	28,58	48,26	263	11,5
1НП-57,15	57,15	78	35,72	17,45	42,0	7,2	35,70	54,00	340	14,1
1ТП-57,15	57,15	82	35,72	17,45	44,0	8,0	35,70	54,00	340	16,1
1НП-63,5	63,50	88	38,10	19,85	48,0	8,0	39,67	60,32	430	17,5
1ТП-63,5	63,50	95	38,10	22,20	52,0	9,5	39,67	60,32	520	20,0

Пример обозначения цепи:

1НП-25,4 ГОСТ 21834-87 (цепь приводная роликовая нормального типа однорядная шага 25,4 мм и с разрушающей нагрузкой 65 кН)

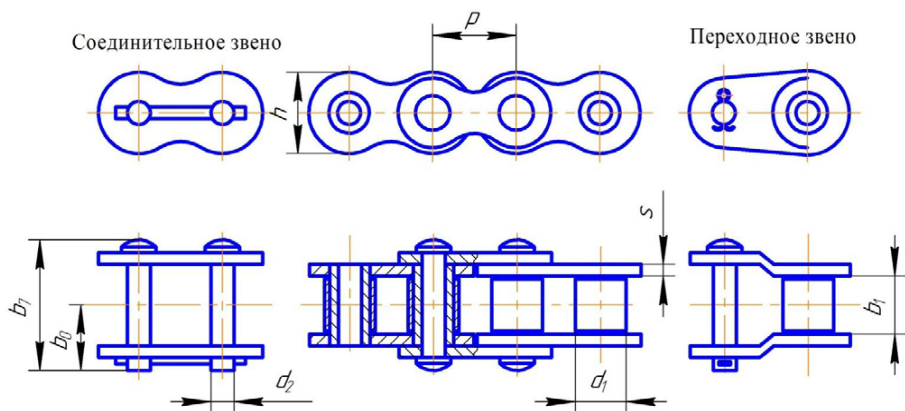


Рис. 7. Приводная роликовая цепь повышенной прочности и точности:
 b_0 – расстояние от оси цепи до торца валика; d_1 – диаметр ролика;
 s – толщина пластины; b_1 – расстояние между внутренними пластинами,
 d_2 – диаметр валика, b_7 – длина валика

При больших динамических нагрузках, частых реверсах применяют роликовые цепи с изогнутыми пластинами (рис. 8). В связи с тем, что пластины работают на изгиб, они обладают повышенной податливостью. В приводной роликовой цепи с изогнутыми пластинами может быть только нечетное количество звеньев. Параметры роликовых цепей с изогнутыми пластинами приведены в табл. 5.

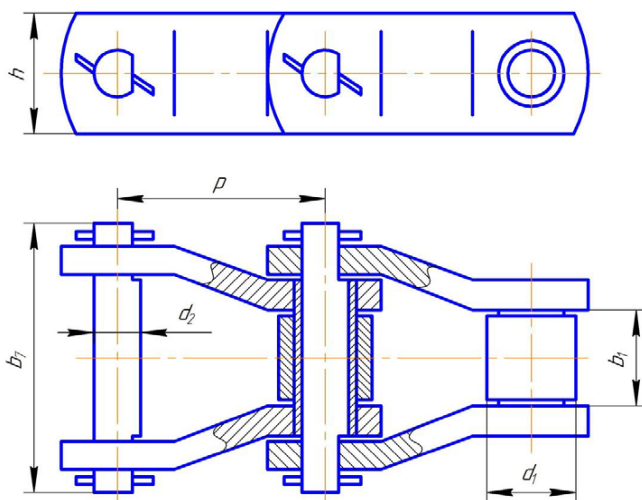


Рис. 8. Цепь приводная роликовая с изогнутыми пластинами

Таблица 5 – Размеры и параметры приводных роликовых цепей с изогнутыми пластинами (ГОСТ 13568–2017)

Обозначение цепи	Основные параметры, мм						Разрушающая нагрузка, кН	Масса 1 м цепи, кг
	p	b_1 , не менее	d_1	d_2	h , не более	b_7 , не более		
ПРИ-78,1-360	78,1	38,1	33,3	17,15	45,5	102	360	14,5
ПРИ-78,1-400	78,1	38,1	40,0	19,00	56,0	102	400	19,8
ПРИ-103,2-650	103,2	49,0	46,0	24,00	60,0	135	650	28,8
ПРИ-140-1200	140,0	80,0	65,0	36,00	90,0	182	1200	63,0

При работе цепных передач в условиях, вызывающих возрастание трения в шарнирах (запыленные и химически активные среды), используют открытошарнирные пластинчатые цепи (рис. 9).

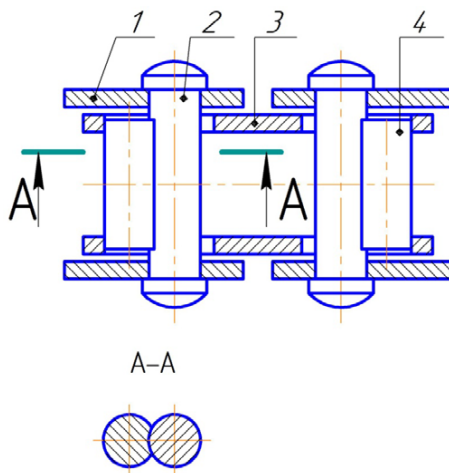


Рис. 9. Открытошарнирная цепь:
 1 – пластина наружного звена; 2 – фасонный валик;
 3 – пластина внутреннего звена; 4 – валик

Будучи открытым, шарнир такой цепи самоочищается от попадающих в него абразивных частиц. Наружные звенья 1 такой цепи не отличаются от аналогичных звеньев роликовой цепи. Внутренние звенья образуются из пластин 3, имеющих отверстия в форме восьмигранника, и фасонных валиков 2, заменяющих втулку. Валик 4 свободно проходит через отверстие в пластине 3 и

взаимодействует с фасонным валиком 2. Замена тонкостенных втулки и ролика не только удешевляет цепь, но и резко повышает сопротивление усталости деталей цепи. Благодаря этому открытошарнирные цепи оказались значительно долговечнее роликовых при работе в тяжелонагруженных передачах.

Соединение концов роликовых, втулочных и открытошарнирных цепей в замкнутый контур осуществляют с помощью соединительных и переходных звеньев. Соединительное звено, используемое при четном числе звеньев цепи, отличается от обычного наружного тем, что одна из его пластин надевается на концы валиков свободно и фиксируется на валиках замками и шплинтами. При необходимости использования цепи с нечетным числом звеньев применяют изогнутые переходные звенья, которые являются слабым местом цепи.

Зубчатая цепь с шарнирами качения (рис. 10) состоит из рабочих и направляющих пластин, соединенных между собой призмами. Рабочая пластина 1 имеет зубообразную форму и два фасонных отверстия для сегментных призм. Направляющая пластина 2 не имеет среднего выреза и предназначена для предохранения цепи от соскакивания со звездочек. Неподвижная 5 и подвижная 6 призма имеют криволинейную поверхность, очерченную одним и тем же радиусом. На призму 5 напрессована шайба 3. Длина призмы 6 равна ширине цепи. Соединительная призма 7 с шайбой и шплинтом предназначена для соединения концов цепи при монтаже и разъединения при демонтаже.

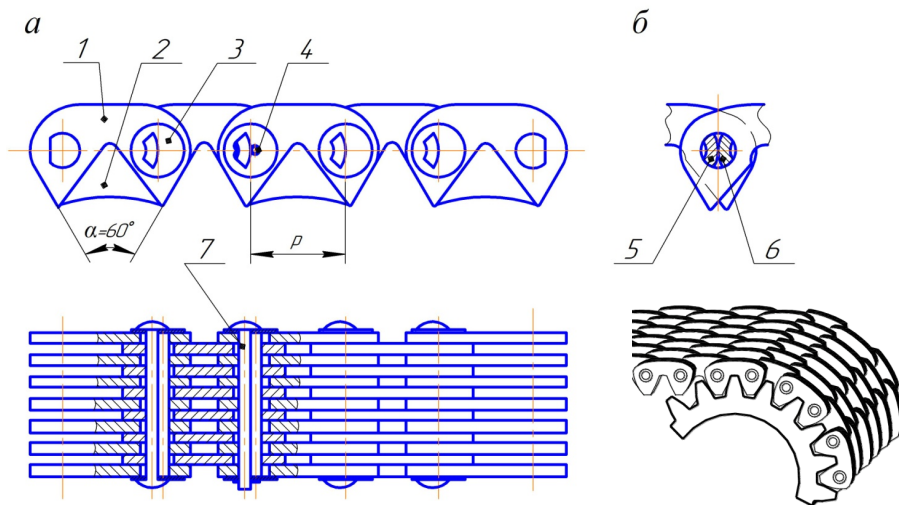


Рис. 10. Зубчатая приводная цепь (а) и шарнир качения (б):

- 1 – рабочая пластина; 2 – направляющая пластина; 3 – шайба; 4 – шплинт;
- 5 – удлиненная призма; 6 – внутренняя призма; 7 – соединительная призма

Во избежание бокового сползания цепи со звездочек предусматривают направляющие пластины, представляющие собой обычные пластины, но без выемок для зубьев звездочек. Направляющие пластины требуют проточки канавки на звездочках.

Достоинствами зубчатых цепей, по сравнению с роликowymi, являются меньший шум, повышенные кинематическая точность и допускаемая скорость, а также большая надежность, связанная с многопластинчатой конструкцией. Однако они тяжелее, сложнее в изготовлении и дороже.

В настоящее время зубчатые цепи вытеснены более дешевыми и технологичными роликowymi цепями повышенной прочности и точности, которые не уступают зубчатым по кинематической точности и шумовым характеристикам.

3. МАТЕРИАЛЫ И ТЕРМИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА ДЕТАЛЕЙ ЦЕПЕЙ

Материал и термическая обработка цепей имеют решающее значение для их долговечности. Пластины цепей должны обладать высоким сопротивлением усталости, поэтому их изготавливают из среднеуглеродистых качественных или легированных сталей 40, 45, 50, 40X, 40XH, 30XH3A, термообработка – объемная закалка с низким отпускem, твердость обычно 40 – 50 HRC₃. Пластины зубчатых цепей преимущественно из стали 50. Изогнутые пластины, как правило, изготавливают из легированных сталей.

Основное требование к деталям шарниров – валикам и втулкам – износостойкость рабочих поверхностей. Поэтому валики и втулки преимущественно выполняют из цементируемых сталей 15, 20, 15X, 12XH3, 18XГТ, 20XH3A и др., после цементации или газового цианирования детали закаливают до твердости поверхности 56–65 HRC₃. Термодиффузионное хромирование деталей шарниров повышает ресурс цепи по износу в 3 – 12 раз по сравнению с цементацией. Твердость поверхности роликов должна быть не ниже 44 HRC₃. Усталостную прочность пластин роликowych цепей существенно повышают обжатием краев отверстий. Эффективна также дробеструйная обработка.

4. ЗВЕЗДОЧКИ ДЛЯ ПРИВОДНЫХ РОЛИКОВЫХ И ВТУЛОЧНЫХ ЦЕПЕЙ

Звездочки цепных передач отличаются от зубчатых колес профилем зубьев, размеры и форма которых зависят от типа цепи. По назначению звездочки делятся на ведущие, ведомые и вспомогательные (натяжные, оттяжные и обводные). По конструктивному исполнению различают звездочки со спицами, без спиц, цельные, составные из диска и ступицы (рис. 11).

Основные элементы звездочек (ступица, диск, спицы, венец) проектируются так же, как аналогичные элементы зубчатых колес и шкивов ременных передач.

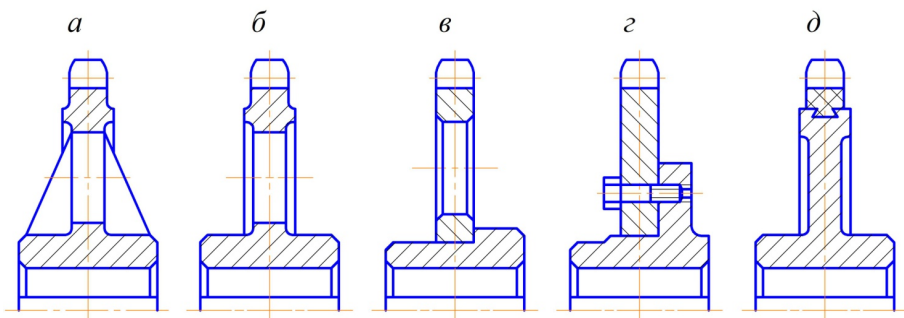


Рис. 11. Звездочки:

a – литая со спицами; *б* – литая с диском; *в* – сварная;
г – составная; *д* – с пластмассовым зубчатым венцом

Для изготовления звездочек при числе зубьев $z < 25$ применяют стали 15 и 20, а при $z < 40$ стали 45, 45Г, 50, 50Г, 45Л и 50Л. Ведущие и ведомые звездочки передач, работающих в условиях динамических нагрузок, выполняют из сталей марок 15Х, 20Х, 40Х, 40ХН, 45Х и 45ХН. В целях повышения прочности зубьев применяют химико-термические способы обработки. Ведомые звездочки сложной конфигурации при $z > 50$ изготовляют литьем из чугуна марок СЧ18 и СЧ30. При необходимости бесшумной и плавной работы передач с $P \leq 5$ кВт и $v \leq 8$ м/с можно изготовлять венцы звездочек из пластмасс (полиэтилена, полипропилена, полиамидов, капрона, текстолита и др.), что приводит к снижению шума и повышению долговечности цепей (в связи со снижением динамических нагрузок).

Размеры зубьев звездочек для приводных роликовых цепей, в основном, определяются по ГОСТ 591-89. По ГОСТ 591-89 установлено три класса точности для звездочек: А, В и С. В зависимости от класса точности, назначают поля допусков на размеры зубчатых венцов.

Основными параметрами звездочки являются: шаг цепи p , диаметры делительной окружности d_d , окружности выступов D_e и впадин D_i , ширина зуба звездочки b (рис. 12).

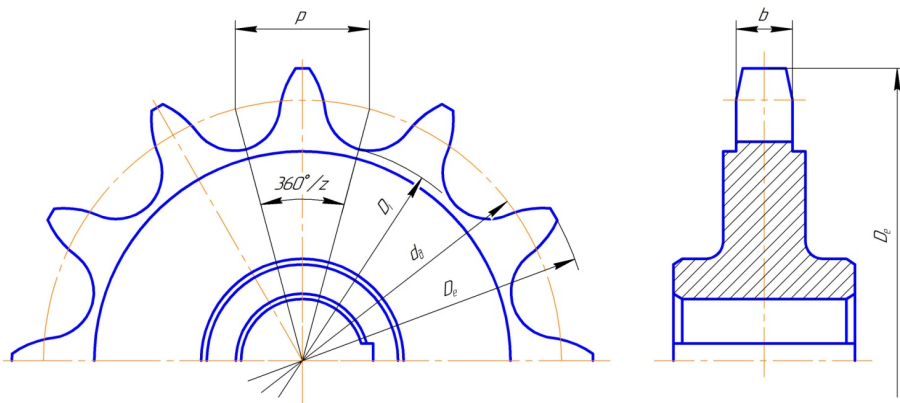


Рис. 12. Звездочка роликовой цепи

Диаметр делительной окружности звездочки

$$d_{\delta} = p / \sin(180^{\circ} / z) .$$

Диаметр окружности выступов для звездочек, выполняемых в соответствии с ГОСТ 591-89, определяется по формуле

$$D_e = p[K + \operatorname{ctg}(180^{\circ} / z)] ,$$

где K – коэффициент высоты зуба, выбираемый с учетом геометрической характеристики зацепления $\lambda = p/d_1$ (табл. 6); d_1 – диаметр ролика.

Таблица 6 – Коэффициент высоты зуба

λ	1,4–1,5	1,5–1,6	1,6–1,7	1,7–1,8	1,8–2,0
K	0,480	0,532	0,555	0,575	0,565

Диаметр окружности впадин

$$D_i = d_{\delta} - 2r = d_{\delta} - 2(0,5025d_1 + 0,05),$$

где r – радиус впадины, $r = 0,5025d_1 + 0,05$, мм.

Конструкции звездочек приводных роликовых цепей показаны на рис. 13, а размеры звездочек приводных роликовых цепей определяются по зависимостям, приведенным в табл. 7.

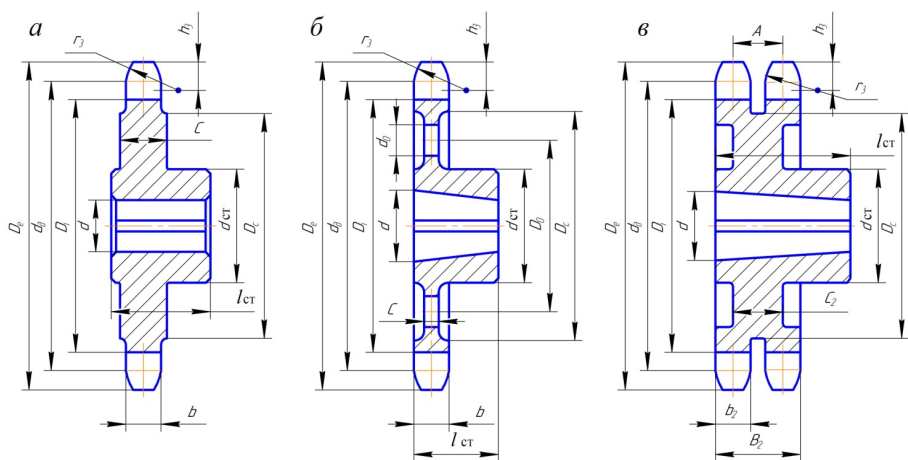


Рис. 13. Конструкции звездочек роликовых цепей: *a* – без проточек на диске; *б* – с проточками на диске; *в* – для двухрядной цепи

Таблица 7 – Размеры звездочек роликовых цепей

Элемент звездочки	Размер	Значения
Обод	Ширина зуба звездочки: однорядной двух- и трехрядной	$b = 0,93b_1 - 0,15$ мм $b_2 = 0,90b_1 - 0,15$ мм
	Радиус закругления зуба	$r_3 = 1,7d_1$
	Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закруглений	$h_3 = 0,8d_1$
	Расстояние между осями двухрядной цепи	A – по ГОСТ 13568–2017
	Ширина венца двухрядной цепи	$B_2 = A + b_2$
Диск	Толщина	$C = b + (4 - 5)$ мм – рис. 13 <i>a</i> $C = b - 4$ мм – рис. 13 <i>б</i>
	Толщина диска двухрядной цепи	$C_2 \approx A$ – рис. 13 <i>в</i>
	Диаметр проточки	$D_c = p \cdot ctg(180^\circ/z) - 1,3h$
	Диаметр отверстия	$d_0 \geq 25$ мм Количество $n = 4-6$
	D_0	$D_0 = (D_c + d_{cm})/2$
Ступица	Диаметр отверстия под вал	d
	Диаметр ступицы	$d_{cm} = 1,55d$
	Длина ступицы	$l_{cm} = (0,8-1,5)d$

Примечания: 1. d_0 – диаметр делительной окружности звездочки; D_e – диаметр окружности выступов звездочки; D_i – диаметр окружности впадин звездочки; p – шаг цепи, мм; z – число зубьев звездочки; d_1 – диаметр ролика цепи; b_1 – ширина внутреннего звена цепи; h – высота пластины. 2. Размеры d_1 , b_1 и h – см. ГОСТ 13568-2017.

5. СМАЗЫВАНИЕ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Для приводных роликовых цепей, движущихся со скоростью $v \leq 2$ м/с, применяют внутришарнирное смазывание пластичными смазочными материалами (рис. 14 а). Демонтированную цепь погружают в нагретую смазку, которая проникает в ее шарниры. При $v = 2 - 6$ м/с цепи смазывают помощью масленок-капельниц (рис. 14 б).

Приводные цепи при скорости движения $v = 6 - 8$ м/с смазываются непрерывно путем погружения в масляную ванну герметичного картера (рис.14 в). Для быстроходных приводных цепей ($v \geq 8$ м/с) применяют циркуляционное струйное смазывание (рис. 14 г). Масло насосом подается на внутреннюю поверхность цепи, а передача заключена в герметичный картер.

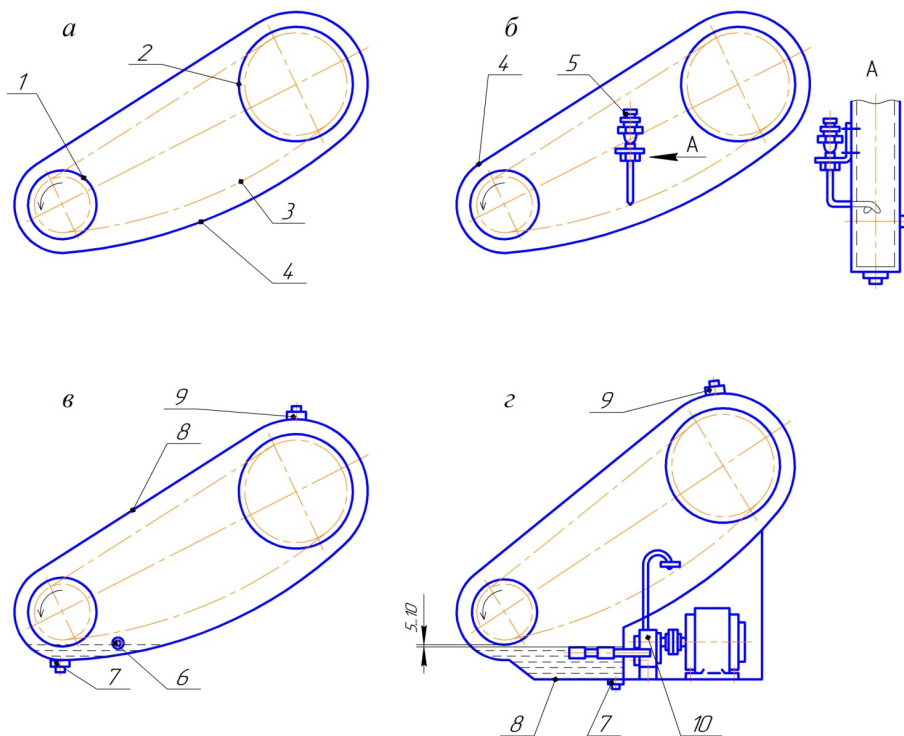


Рис. 14. Смазывание цепных передач:

а – внутришарнирное смазывание пластичной смазкой;

б – капельное смазывание фитильной масленкой;

в – погружение цепи в масляную ванну; г – циркуляционное смазывание;

1 – звездочка ведущая; 2 – звездочка ведомая; 3 – приводная роликовая цепь;

4 – ограждение; 5 – масленка-капельница; 6 – маслоуказатель; 7 – сливная пробка;

8 – герметичный картер; 9 – заливная пробка; 10 – масляный насос

6. КИНЕМАТИКА ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

При работе цепной передачи движение цепи определяется движением шарнира звена, вошедшего последним в зацепление с ведущей звездочкой. Скорость шарнира $v_{ш}$ (м/с) при постоянной угловой скорости ведущей звездочки ω_1, c^{-1} (рис. 15)

$$v_{ш} = 0,5 \cdot \omega_1 \cdot d_{\partial 1},$$

где $d_{\partial 1}$ – делительный диаметр малой (ведущей) звездочки, м.

В произвольном угловом положении звездочки, когда ведущий шарнир повернут относительно перпендикуляра к ведущей ветви цепи под углом α , скорость цепи

$$v = v_{ш} \cdot \cos \alpha.$$

Так как угол α изменяется в пределах от 0 до $\varphi_1/2 = \pi/z_1$, то скорость цепи изменяется от $v_{ш}$ до $v_{ш} \cdot \cos(\pi/z_1)$.

Поперечная скорость цепи

$$v_{\perp} = v_{ш} \cdot \sin \alpha.$$

Мгновенная угловая скорость ведомой звездочки

$$\omega_2 = (2 \cdot v)/(d_{\partial 2} \cdot \cos \beta),$$

где $d_{\partial 2}$ – делительный диаметр большой (ведомой) звездочки, м;

β – угол поворота шарнира на ведомой звездочке (по отношению к перпендикуляру на ведущую ветвь цепи), угол β изменяется в пределах от 0 до π/z_2 .

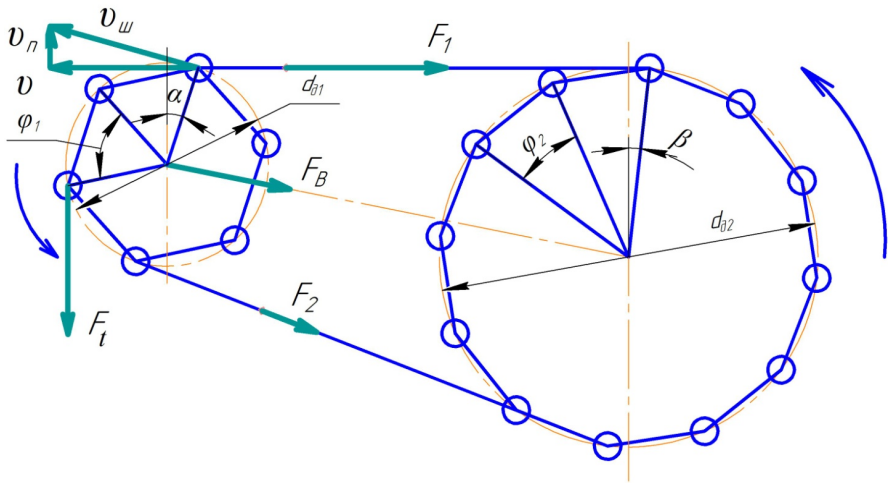


Рис. 15. Схема для определения мгновенного передаточного отношения цепной передачи

Мгновенное передаточное отношение

$$i = \omega_1/\omega_2 = (d_{\partial 2} \cdot \cos \beta)/(d_{\partial 1} \cdot \cos \alpha).$$

Из зависимости следует:

- передаточное отношение не постоянно;
- равномерность движения тем выше, чем больше зубьев звездочек, так как тогда $\cos \alpha$ и $\cos \beta$ ближе к единице. Основное влияние на повышение равномерности движения цепи оказывает увеличение числа зубьев малой звездочки.

Непостоянство скорости цепи вызывает динамические нагрузки и удары, не позволяет использовать цепные передачи в приводах с высокими требованиями по кинематической точности вращения валов.

Средняя скорость цепи

$$v = z_1 p n_1 / (60 \cdot 10^3), \text{ м/с,}$$

где z_1 – число зубьев малой звездочки; p – шаг цепи, мм;

n_1 – частота вращения малой звездочки, мин^{-1} .

Среднее передаточное отношение определяют из условия равенства средней скорости цепи на звездочках

$$z_1 \cdot n_1 \cdot p = z_2 \cdot n_2 \cdot p.$$

Отсюда передаточное число

$$u = n_1/n_2 = z_2/z_1,$$

где z_2 – число зубьев большой (ведомой) звездочки; n_2 – частота вращения ведомой звездочки, мин^{-1} .

Передаточное число ограничивается габаритами передачи, диаметром большой звездочки, минимальной величиной угла охвата цепью малой звездочки.

7. УСИЛИЯ В ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧЕ

В ведущей ветви цепи в процессе стационарной работы передачи действует постоянная сила F_1 , состоящая из окружной силы F_t и силы натяжения ведомой ветви F_2 (см. рис. 15)

$$F_1 = F_t + F_2.$$

Окружная сила на звездочках

$$F_t = 2000 T_1 / d_{\partial 1}, \text{ Н,}$$

где T_1 – вращающий момент на ведущей звездочке, Н·м;

$d_{\partial 1}$ – делительный диаметр ведущей звездочки, мм.

Сила натяжения ведомой ветви

$$F_2 = F_0 + F_{Ц},$$

где F_0 – натяжение цепи от силы тяжести;

$F_{Ц}$ – натяжение цепи от центробежных сил.

Натяжение цепи от действия центробежных сил определяют по формуле

$$F_{Ц} = m \cdot v^2,$$

где m – масса одного метра цепи, кг; v – скорость движения цепи, м/с.

При скорости цепи меньше 10 м/с величиной $F_{Ц}$ можно пренебречь.

Натяжение цепи от силы тяжести можно определить по формуле

$$F_0 = K_f \cdot m \cdot g \cdot a,$$

где K_f – коэффициент, зависящий от стрелы провисания и расположения передачи. При рекомендуемых значениях $f = (0,01 - 0,02)a$ принимают: для горизонтальных передач $K_f = 6$, для наклоненных к горизонту под углом до $40^\circ - K_f = 4$, более $40^\circ - K_f = 2$, для вертикальных $K_f = 1$;

g – ускорение силы тяжести, м/с²; a – межосевое расстояние, м;

f – стрела провисания ведомой ветви цепи, м.

Нагрузка на валы передачи определяется как геометрическая сумма натяжений обеих ветвей, при этом, независимо от скорости передачи, натяжении от центробежных сил в расчет не вводится. Приблизительно нагрузку на вал можно принимать

$$F_B = K_B \cdot F_t,$$

где K_B – коэффициент нагрузки вала: при горизонтальном расположении передачи $K_B = 1,15$, при вертикальном $K_B = 1,05$.

8. ПРИЧИНЫ ВЫХОДА ИЗ СТРОЯ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Цепные передачи выходят из строя по следующим причинам:

1. Износ шарниров, приводящий к удлинению цепи, увеличению шага цепи и, как следствие, к нарушению ее зацепления с зубьями звездочек.
2. Усталостное разрушение пластин по проушинам, характерное для закрытых быстроходных тяжело нагруженных передач, работающих при хорошем смазывании, когда износ шарниров не является определяющим.
3. Проворачивание валиков и втулок в пластинах в местах запрессовки, связанное с низким качеством изготовления.
4. Усталостное выкрашивание и разрушение роликов.
5. Недопустимое провисание ведомой ветви цепи, характерное для передач с нерегулируемым межосевым расстоянием при отсутствии натяжных устройств.
6. Износ зубьев звездочек.

9. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Минимальные числа зубьев звездочек ограничиваются износом шарниров, динамическими нагрузками и шумом передачи. Чем меньше число зубьев звездочки, тем больше износ, так как угол поворота звена при набегании цепи на звездочку и сбегании с нее равен $360^\circ/z$.

Минимальное число зубьев малой звездочки для силовых передач общего назначения выбирают по эмпирической зависимости

$$z_{1 \min} = 29 - 2 \cdot u \geq 17.$$

Полученное значение z_1 округлить до целого нечетного числа. При низких частотах вращения ведущей звездочки z_1 может быть уменьшено до 13. Для высокоскоростных передач с $v > 10$ м/с принимают $z_1 \geq 35$.

Число зубьев большой (ведомой) звездочки $z_2 = z_1 \cdot u$.

По мере износа шаг цепи увеличивается, и ее шарниры поднимаются по профилю зуба звездочки на больший диаметр, что может привести в конечном счете к выходу цепи из зацепления со звездочкой. При этом предельно допустимое увеличение шага цепи тем меньше, чем больше число зубьев звездочки. Для роликовой цепи рекомендуется $z_2 \leq 120$, для втулочной $z_2 \leq 90$, для зубчатой $z_2 \leq 140$. Предпочтительно принимать нечетное число зубьев звездочек, что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует более равномерному износу шарниров цепи и зубьев звездочек.

Минимальное межосевое расстояние определяют из условий:

- 1) размещения звездочек

$$a_{\min} > 0,5(D_{e1} + D_{e2}),$$

где D_{e1} и D_{e2} — наружные диаметры звездочек;

- 2) угол охвата цепью малой звездочки $\alpha_1 > 120^\circ$, т. е. угол наклона каждой ветви к оси передачи должен быть меньше 30° .

Оптимальное межосевое расстояние из условия долговечности цепи $a = (30 - 50)p$.

При $a < 30p$ наблюдается ускоренный износ шарниров цепи в связи с повышенной частотой входа каждого шарнира в зацепление. При $a > 50p$ даже небольшой износ каждого шарнира цепи вызывает значительное удлинение цепи, что приводит к нарушению зацепления цепи с зубьями звездочек. Обычно межосевое расстояние ограничивают величиной $a_{\max} = 80p$.

Число звеньев цепи

$$L_p = 2a/p + (z_1 + z_2)/2 + ((z_2 - z_1)/2\pi)^2 \cdot p/a.$$

Полученное значение L_p округляют до ближайшего большего четного числа. Четное число звеньев цепи позволяет избежать применения переходных звеньев при соединении концов цепи.

Межосевое расстояние передачи (без учета провисания цепи) при окончательно выбранном числе звеньев

$$a = \frac{p}{4} \cdot \left[L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right].$$

Цепь должна иметь небольшое провисание во избежание повышенной нагрузки на валы от силы натяжения и радиального биения звездочек. Поэтому расчетное межосевое расстояние уменьшают на $(0,002 - 0,004)a$.

Шаг цепи является основным параметром цепной передачи. Цепи с большим шагом имеют большую несущую способность, но допускают значительно меньшие частоты вращения, т.к. работают с большими динамическими нагрузками и шумом. Следует выбирать цепь с минимально допустимым для данной нагрузки шагом. Обычно для уменьшения шага роликовых цепей применяют многорядные цепи.

Срок службы цепной передачи чаще всего ограничивается долговечностью цепи, которая в первую очередь зависит от износостойкости шарниров.

Основной расчет передачи проводят по условию износостойкости шарниров цепи. Давление в шарнирах не должно превышать допустимого значения при данных условиях эксплуатации. Удельное давление в шарнирах цепи в предположении нулевого зазора между валиком и втулкой и равномерного распределения давления в шарнире

$$p_0 = (K_э \cdot F_t) / (A_{ш} \cdot K_m) \leq [p_0],$$

где $K_э$ – коэффициент эксплуатации;

F_t – окружная сила, передаваемая цепью, Н;

$A_{ш}$ – площадь опорной поверхности шарнира однорядной цепи, мм² (табл. 8);

K_m – коэффициент числа рядов, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по рядам цепи (табл. 9);

$[p_0]$ – допустимое давление в шарнирах цепи, МПа (табл. 10).

Таблица 8 – Площадь опорной поверхности шарнира однорядной цепи

Обозначение цепи	$A_{ш}, \text{мм}^2$	Обозначение цепи	$A_{ш}, \text{мм}^2$
ПР-15,875-23-1	51	ПР-50,8-227	645
ПР-15,875-23-2	67	ПР-63,5-354	1089
ПР-19,05-31,8	105	ПРИ-78,1-360	1029
ПР-25,4-60	179	ПРИ-78,1-400	1131
ПР-31,75-89	262	ПРИ-103,2-650	1968
ПР-38,1-127	394	ПРИ-140-1200	4320
ПР-44,45-172,4	472	–	–

Примечание. Площадь опорной поверхности шарнира многорядной цепи равна произведению площади опорной поверхности однорядной цепи на число рядов цепи

Таблица 9 – Коэффициент числа рядов, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по рядам цепи

Число рядов	1	2	3	4
K_m	1	1,7	2,5	3

Таблица 10 – Допускаемое давление в шарнирах роликовых и втулочных цепей при $z_1 = 15 - 30$

Шаг цепи, $p, \text{мм}$	$[p_0], \text{МПа}$, при частоте вращения малой звездочки $n_1, \text{мин}^{-1}$							
	10	50	100	200	400	600	800	1000
12,7–15,875	40	35	33	31	28,5	26	24	22,5
19,05–25,4	40	35	32,5	30	26	23,5	21	19
31,75–38,10	40	35	32	29	24	21	18,5	16,5
44,45–50,80	40	35	30	26	21	17,5	15	–

Примечание. Для роликовых цепей повышенной точности и прочности $[p_0]$ можно повышать на 30–40 %.

Коэффициент эксплуатации

$$K_{\text{э}} = K_{\text{д}} \cdot K_{\text{А}} \cdot K_{\text{Н}} \cdot K_{\text{РЕГ}} \cdot K_{\text{СМ}} \cdot K_{\text{РЕЖ}},$$

где $K_{\text{д}}$ – коэффициент, учитывающий динамичность нагрузки;

$K_{\text{А}}$ – коэффициент, учитывающий влияние межосевого расстояния;

$K_{\text{Н}}$ – коэффициент, учитывающий влияние наклона передачи к горизонту;

$K_{РЕГ}$ – коэффициент, учитывающий влияние способа регулировки натяжения цепи;

$K_{СМ}$ – коэффициент, учитывающий влияния характера смазывания;

$K_{РЕЖ}$ – коэффициент, учитывающий влияние режима работы передачи.

Значения указанных коэффициентов приведены в табл. 11.

Если по расчету значение коэффициента $K_э > 3$, то возможности передачи используются недостаточно и следует принять меры по улучшению условий работы.

Таблица 11 – Значения коэффициентов, учитывающих условия работы цепной передачи

Условия работы		Значения коэффициентов
Динамичность нагрузки	Равномерная	$K_D = 1,0$
	Переменная	$K_D = 1,2 - 1,5$
	Сильные удары	$K_D = 1,8$
Межосевое расстояние	$a = (30 - 50)p$	$K_A = 1,0$
	$a \leq 25p$	$K_A = 1,25$
	$a = (60 - 80)p$	$K_A = 0,8$
Наклон линии центров звездочек к горизонту	До 60°	$K_H = 1,0$
	Больше 60°	$K_H = 1,25$
Регулировка межосевого расстояния	Перемещением одной звездочки Натяжными звездочками Нерегулируемая передача	$K_{РЕГ} = 1,0$ $K_{РЕГ} = 1,1$ $K_{РЕГ} = 1,25$
Способ смазки	В масляной ванне	$K_{СМ} = 0,8$
	Капельный	$K_{СМ} = 1,0$
	Периодический	$K_{СМ} = 1,3$
Режим работы	Односменный	$K_{РЕЖ} = 1,0$
	Двухсменный	$K_{РЕЖ} = 1,25$
	Трёхсменный	$K_{РЕЖ} = 1,45$

При невыполнении условия износостойкости цепи по удельному давлению в шарнирах можно изменить шаг цепи, рядность, число зубьев малой звездочки и повторить проверку. Если выразить окружную силу F_t через вращающий момент на ведущей звездочке T_1 и проекцию опорной поверхности шарнира через шаг цепи, то получим формулу для определения шага цепи:

$$p \geq 28 \cdot \sqrt[3]{T_1 K_э / (z_1 [p_0] K_m)}, \text{ мм,}$$

где T_1 – вращающий момент на ведущей звездочке, Нм;

z_1 – число зубьев ведущей звездочки.

Допускаемое давление в шарнирах цепи $[p_0]$, МПа, принимают как среднее из всех значений, соответствующих заданной частоте вращения малой звездочки (см. табл. 10). Полученное значение шага цепи необходимо округлить до ближайшей стандартной величины и проверить цепь на износ по удельному давлению в шарнирах. При этом частота вращения ведущей звездочки n_1 , соответствующая выбранному шагу p и числу зубьев z_1 по условию ограничения динамических нагрузок, не должна превышать значений, приведенных в табл. 12.

Таблица 12 – Наибольшие рекомендуемые частоты вращения малой звездочки передач с роликовыми и зубчатыми цепями

Тип цепи	Наибольшая рекомендуемая частота вращения звездочки n_{p1} , мин ⁻¹ , при шаге цепи p , мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
Роликовая при $z_1 \geq 15$	1250	1000	900	800	630	500	400	300
Зубчатая при $z_1 \geq 17$	3300	2650	2200	1650	1320	–	–	–

Примечание. При увеличении частоты вращения свыше указанных пределов необходима повышенная точность и обильная смазка передачи.

Для обеспечения долговечности цепи число ударов роликов при набегании на зубья звездочек и сбегании с них не должно превышать допустимого значения $[U]$, с⁻¹ (табл. 13).

$$U = 4z_1n_1/(60 \cdot L_p) \leq [U].$$

Таблица 13 – Допустимое число ударов для втулочной и роликовой цепи

Шаг цепи p , мм	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
Допустимое число ударов в секунду, $[U]$, с ⁻¹	60	50	35	30	25	20	15	12

Цепи силовых передач проверяют по коэффициенту запаса прочности

$$S = \frac{F_p}{K_D \cdot F_t + F_{Ц} + F_0} \geq [S],$$

где F_p – разрушающая нагрузка, Н;

F_t – окружная сила на звездочках, Н;

$F_{Ц}$ – натяжение цепи от центробежных сил, Н;

F_0 – натяжение цепи от силы тяжести, Н;

$[S]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности (табл. 14).

Таблица 14 – Допускаемый коэффициент запаса прочности для роликовой и втулочных цепей (при $z_1 = 15 - 30$)

Шаг цепи $p, \text{мм}$	Частота вращения ведущей звездочки $n_1, \text{мин}^{-1}$					
	≤ 50	100	200	300	400	500
12,70	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9
19,05	7,2	7,5	8,0	8,4	8,9	9,4
25,4	7,3	7,6	8,3	8,9	9,5	10,2
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0
38,10	7,5	8,0	8,9	9,8	10,8	11,8
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5
50,8	7,7	8,3	9,5	10,8	12,0	–

10. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходными данными для расчета цепной передачи являются:
 передаточное число u ;
 частота вращения ведущей звездочки $n_1, \text{мин}^{-1}$;
 вращающий момент на ведущей звездочке $T_1, \text{Н} \cdot \text{м}$;
 режим работы.

10.1. Выбрать тип цепи

В приводных станциях широко применяются роликовые цепи по ГОСТ 13568-2017.

10.2. Определить минимальное число зубьев ведущей звездочки

$$z_{1 \min} = 29 - 2 \cdot u \geq 17$$

Полученное значение z_1 округлить до большего целого нечетного числа.

10.3. Определить число зубьев ведомой звездочки $z_2 = u \cdot z_1$

Полученное значение числа зубьев ведомой звездочки предпочтительно округлить до целого нечетного числа. Проверить выполнение условия $z_2 \leq z_{2 \max}$. Для роликовой цепи $z_{2 \max} = 120$.

10.4. Определить коэффициент эксплуатации $K_э$

$$K_э = K_д K_A K_H K_{\text{РЕГ}} K_{\text{СМ}} K_{\text{РЕЖ}}$$

Значения входящих в формулу коэффициентов принимают по табл. 11.

10.5. Определить шаг цепи

$$p \geq 28 \cdot \sqrt[3]{T_1 K_3 / (z_1 [p_0] K_m)},$$

где $[p_0]$ – допускаемое давление в шарнирах цепи, МПа, принимают как среднее из всех значений, соответствующих заданной частоте вращения малой звездочки n_1 (см. табл.10);

K_m – коэффициент числа рядов, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по рядам цепи (см. табл. 9).

По таблицам стандарта (см. табл. 1–4) принять цепь ранее выбранного типа с ближайшим большим шагом p , выписать ее условное обозначение и параметры.

Проверить выполнение условия ограничения динамических нагрузок:

$$n_1 \leq n_{p1} \text{ (см. табл. 12).}$$

10.6. Определить диаметры делительной окружности звездочек

Ведущей звездочки $d_{\partial 1} = p / \sin(180^\circ / z_1)$, мм

Ведомой звездочки $d_{\partial 2} = p / \sin(180^\circ / z_2)$, мм.

10.7. Определить среднюю скорость цепи

$$v = (z_1 p n_1) / (60 \cdot 10^3), \text{ м/с.}$$

10.8. Определить окружную силу, передаваемую цепью

$$F_t = 2000 T_1 / d_{\partial 1}, \text{ Н.}$$

10.9. Проверить давление в шарнирах цепи

$$p_0 = (K_3 \cdot F_t) / (A_{ш} \cdot K_m) \leq [p_0],$$

где $A_{ш}$ – площадь опорной поверхности шарнира, мм² (см. табл. 8);

$[p_0]$ – допускаемое давление в шарнирах цепи принятого шага p при заданной частоте вращения ведущей звездочки n_1 (см. табл. 10).

При $p_0 > [p_0]$ можно принять цепь с большим шагом p , изменить рядность цепи или увеличить число зубьев ведущей звездочки и провести перерасчет передачи.

10.10. Определить предварительное значение межосевого расстояния

Оптимальное межосевое расстояние $a = (30 - 50)p$, мм.

10.11. Определить необходимое число звеньев цепи

$$L_p = \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a}.$$

Полученное значение округлить до целого четного числа.

10.12. Уточнить значение межосевого расстояния, соответствующее окончательно принятому числу звеньев

$$a = \frac{p}{4} \cdot \left[L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right], \text{ мм.}$$

Для необходимого провисания цепи необходимо уменьшить межосевое расстояние на $(0,002 - 0,004)a$.

10.13. Проверить цепь по числу ударов роликов о зубья звездочек

$$U = \frac{4z_1 n_1}{60L_p} \leq [U],$$

где $[U]$ – допустимое число ударов цепи (см. табл. 13).

10.14. Проверить цепи на прочность

Коэффициент запаса прочности

$$S = \frac{F_p}{K_D \cdot F_t + F_{ц} + F_0} \geq [S],$$

где $F_{ц} = m \cdot v^2$ – натяжение цепи от центробежных сил,

m – масса одного метра цепи, кг (см. табл. 1–4);

$F_0 = K_f m g a$ – натяжение цепи от силы тяжести (см. с. 23), (п. 7),

$[S]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности (см. табл. 14).

10.15. Определение размеров звездочек

Диаметр окружности выступов ведущей звездочки

$$D_{e1} = p[K + \text{ctg}(180^\circ/z_1)],$$

где K – коэффициент высоты зуба (см. табл. 6).

Диаметр окружности впадин ведущей звездочки

$$D_{i1} = d_{\partial 1} - 2(0,5025d_1 + 0,05).$$

Диаметр окружности выступов ведомой звездочки

$$D_{e2} = p[K + \text{ctg}(180^\circ/z_2)].$$

Диаметр окружности впадин ведомой звездочки

$$D_{i2} = d_{\partial 2} - 2(0,5025d_1 + 0,05), \text{ мм.}$$

10.16. Определить нагрузку на валы передачи

$$F_B = K_B \cdot F_t,$$

где K_B – коэффициент нагрузки вала: при горизонтальном расположении передачи $K_B = 1,15$, при вертикальном $K_B = 1,05$.

11. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные для расчета:

передаточное число $u = 4$;

частота вращения ведущей звездочки $n_1 = 200 \text{ мин}^{-1}$;

вращающий момент на ведущей звездочке $T_1 = 135,9 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Линия центров звездочек совпадает с горизонталью; смазка

периодическая; натяжение цепи нерегулируемое; работа двухсменная.

Нагрузка – умеренная ударная.

11.1. Выбираем роликовую однорядную цепь по ГОСТ 13568-2017.

11.2. Минимальное число зубьев ведущей звездочки

$$z_{1 \min} = 29 - 2 \cdot u = 29 - 2 \cdot 4 = 21 .$$

Принимаем $z_1 = 23$.

11.3. Определение числа зубьев ведомой звездочки.

$$z_2 = u \cdot z_1 = 4 \cdot 23 = 92 .$$

11.4. Определение коэффициента эксплуатации

При умеренных ударных нагрузках принимаем $K_D = 1,5$; коэффициент влияния межосевого расстояния $K_A = 1,0$ при $a = (30 - 50)p$; при горизонтальном расположении передачи $K_H = 1,0$; при нерегулируемом натяжении цепи $K_{РЕГ} = 1,25$; при периодической смазке $K_{СМ} = 1,3$; при двухсменной работе $K_{РЕЖ} = 1,25$ (см. табл. 11).

С учетом принятых значений коэффициентов получаем

$$K_Э = K_D K_A K_H K_{РЕГ} K_{СМ} K_{РЕЖ} = 1,5 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,25 \cdot 1,3 \cdot 1,25 = 3,05 .$$

11.5. Определение шага цепи

Среднее допустимое давление в шарнирах при $n_1 = 200 \text{ мин}^{-1}$ (см. табл. 10)

$$[p_0] = (31 + 30 + 29 + 26)/4 = 29 \text{ МПа} .$$

Тогда шаг цепи

$$p \geq 28 \cdot \sqrt[3]{T_1 K_Э / (z_1 [p_0] K_m)} = 28 \cdot \sqrt[3]{135,9 \cdot 3,05 / (23 \cdot 29 \cdot 1)} \approx 23,9 \text{ мм} .$$

По табл. 1 принимаем цепь ПР – 25,4 – 60 ГОСТ 13568-2017 с шагом $p = 25,4$ мм и разрушающей нагрузкой $F_p = 60$ кН.

Условие ограничения динамических нагрузок выполняется, т.к.

$$n_1 = 200 \text{ мин}^{-1} \leq n_{p1} = 800 \text{ мин}^{-1} \text{ (см. табл. 12).}$$

11.6. Диаметры делительной окружности звездочек
Ведущей звездочки

$$d_{\partial 1} = p / \sin(180^\circ / z_1) = 25,4 / \sin(180^\circ / 23) = 186,54 \text{ мм.}$$

Ведомой звездочки

$$d_{\partial 2} = p / \sin(180^\circ / z_2) = 25,4 / \sin(180^\circ / 92) = 743,97 \text{ мм.}$$

11.7. Средняя скорость цепи

$$v = (z_1 p n_1) / (60 \cdot 10^3) = (23 \cdot 25,4 \cdot 200) / (60 \cdot 10^3) = 1,95 \text{ м/с.}$$

11.8. Окружная сила, передаваемая цепью

$$F_t = 2000 T_1 / d_{\partial 1} = 2000 \cdot 135,9 / 186,54 = 1457 \text{ Н.}$$

11.9. Давление в шарнирах цепи

$$p_0 = (K_3 \cdot F_t) / (A_{\text{ш}} \cdot K_m) = (3,05 \cdot 1457) / (179 \cdot 1) = 24,8 \text{ МПа,}$$

где $A_{\text{ш}} = 179 \text{ мм}^2$ – площадь опорной поверхности шарнира (см. табл. 8).

Допускаемое давление в шарнирах цепи с шагом 25,4 мм $[p_0] = 30 \text{ МПа}$ (см. табл. 10). Следовательно, условие $p_0 \leq [p_0]$ выполняется.

11.10. Предварительное значение межосевого расстояния

$$a = (30 - 50) \cdot p = (30 - 50) \cdot 25,4 = (762 - 1270) \text{ мм.}$$

Принимаем $a = 1000 \text{ мм}$.

11.11. Необходимое число звеньев цепи

$$\begin{aligned} L_p &= \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a} = \\ &= \frac{2 \cdot 1000}{25,4} + \frac{23 + 92}{2} + \left(\frac{92 - 23}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \cdot \frac{25,4}{1000} = 139,3. \end{aligned}$$

Полученное значение округляем до целого четного числа $L_p = 140$.

11.12. Уточненное значение межосевого расстояния

$$\begin{aligned} a &= \frac{p}{4} \cdot \left[L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] = \\ &= \frac{25,4}{4} \cdot \left[140 - \frac{23 + 92}{2} + \sqrt{\left(140 - \frac{23 + 92}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{92 - 23}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] = 1009,2 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Для необходимого провисания цепи следует уменьшить межосевое расстояние на $(0,002 - 0,004)a$. Уменьшаем a на величину $0,003 \cdot a = 3,02 \text{ мм}$ с последующим округлением до целого числа. Получаем $a = 1006 \text{ мм}$.

11.13. Проверка цепи по числу ударов роликов о зубья звездочек

$$U = \frac{4z_1 n_1}{60L_p} = \frac{4 \cdot 23 \cdot 200}{60 \cdot 140} = 2,2 \text{ с}^{-1} < [U] = 30 \text{ с}^{-1}.$$

Здесь $[U] = 30 \text{ с}^{-1}$ (см. табл. 13).

11.14. Проверка цепи на прочность

Коэффициент запаса прочности

$$S = \frac{F_p}{K_D \cdot F_t + F_{Ц} + F_0} \geq [S],$$

где $F_{Ц}$ – натяжение цепи от центробежных сил,

$$F_{Ц} = m \cdot v^2 = 2,6 \cdot 1,95^2 \approx 10 \text{ Н},$$

m – масса одного метра цепи, $m = 2,6 \text{ кг}$ (см. табл. 1);

F_0 – натяжение цепи от силы тяжести. Для горизонтально расположенной передачи $F_0 = K_f m g a = 6 \cdot 2,6 \cdot 9,81 \cdot 1,006 = 153,95 \text{ Н}$;

$[S]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности, $[S] = 8,3$ (табл. 14).

$$S = \frac{60000}{1 \cdot 1457 + 10 + 153,95} = 37,01 > [S] = 8,3.$$

Условие прочности соблюдается.

11.15. Определение размеров звездочек

Диаметр окружности выступов ведущей звездочки

$$D_{e1} = p[K + \text{ctg}(180^\circ/z_1)],$$

где K – коэффициент высоты зуба. При $\lambda = p/d_1 = 25,4/15,8$; коэффициент $K = 0,532$ (см. табл. 6). Здесь $d_1 = 15,88 \text{ мм}$ (см. табл. 1).

$$D_{e1} = 25,4 \cdot [0,532 + \text{ctg}(180^\circ/23)] = 198,31 \text{ мм}.$$

Диаметр окружности впадин ведущей звездочки

$$\begin{aligned} D_{i1} &= d_{\partial 1} - 2(0,5025d_1 + 0,05) = \\ &= 186,54 - 2(0,5025 \cdot 15,88 + 0,05) = 170,48 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Диаметр окружности выступов ведомой звездочки

$$D_{e2} = p[K + \text{ctg}(180^\circ/z_2)] = 25,4[0,532 + \text{ctg}(180^\circ/92)] = 757,05 \text{ мм}.$$

Диаметр окружности впадин ведомой звездочки

$$\begin{aligned} D_{i2} &= d_{\partial 2} - 2(0,5025d_1 + 0,05) = \\ &= 743,97 - 2(0,5025 \cdot 15,88 + 0,05) = 727,91 \text{ мм}. \end{aligned}$$

11.16. Нагрузка на валы передачи

$$F_B = K_B \cdot F_t = 1,15 \cdot 1457 = 1675,55 \text{ Н},$$

где $K_B = 1,15$ при горизонтальном расположении передачи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Леликов, О. П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин [Текст]: конспект лекций по курсу «Детали машин» / О. П. Леликов. – 4-е изд. – М.: Машиностроение, 2021. – 464 с.
2. Иванов, М. Н., Финогенов, В. А. Детали машин [Текст]: учебник для машиностроительных специальностей втузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 16-е изд., испр. – М.: Юрайт, 2020. – 409 с.
3. Детали машин [Текст]: учебник для вузов / под ред. О.А. Ряховского. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. – 465 с.
4. Курмаз, Л. В., Скойбеда, А. Т. Детали машин. Проектирование [Текст]: справочное учебно-методическое пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – М.: Высшая школа, 2005. – 309 с.
5. Атлас конструкций узлов и деталей машин [Текст]: учеб. пособие для вузов / Байков Б. А., Клыпин А. В., Леликов О. П. [и др.]; ред. Ряховский О. А., Леликов О. П. – 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. – 398 с.