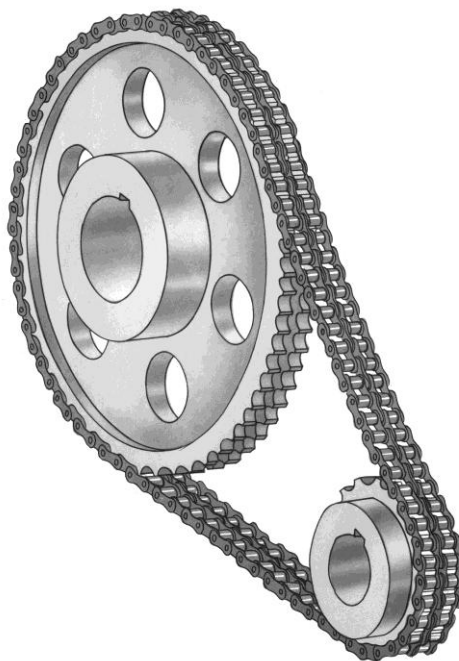


МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ»

Кафедра основ конструирования машин

РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Методические указания



Санкт-Петербург
2013

УДК 621.81 (07)

РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ: методические указания. / сост. М.В. Аввакумов, А.Б. Коновалов; СПб ГТУРП.- СПб., 2013.- 31 с.

Приводятся необходимые при выполнении курсового проекта по дисциплинам «Основы проектирования» и «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 студентов, обучающихся по направлениям 151000.62 «Технологические машины и оборудование», 140100.62 «Теплоэнергетика и теплотехника», при выполнении курсовых проектов по деталям машин и механике. Могут быть использованы при дипломном проектировании.

Рецензент: зав. кафедрой машин автоматизированных систем
СПб ГТУРП, канд. техн. наук, проф. А.А. Гаузе.

Подготовлены и рекомендованы к печати кафедрой основ конструирования машин СПб ГТУРП (протокол № 8 от 04.04.2013 г.).

Утверждены к изданию методической комиссией факультета механики автоматизированных производств СПб ГТУРП (протокол № 7 от 25.04.2013 г.).

© Санкт-Петербургский государственный
технологический университет
растительных полимеров, 2013

ПРЕДИСЛОВИЕ

При подготовке квалифицированных специалистов целлюлозно-бумажной промышленности важное место занимает изучение дисциплин «Основы проектирования» и «Механика». В соответствии с учебными планами изучение этих дисциплин заканчивается выполнением курсовых проектов, способствующих закреплению и углублению знаний, полученных при изучении теоретической части курса. Объектом курсовых проектов 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, а также при значительных межосевых расстояниях. Одной цепью можно соединять и приводить в движение одновременно несколько валов. Коэффициент полезного действия цепных передач при благоприятных условиях может достигать 0,97 – 0,98.

В имеющихся 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. В подготовленных методических указаниях приводятся необходимые при выполнении курсовых проектов сведения по конструкции цепных передач, типам и параметрам приводных цепей, особенностям их применения. Изложена методика расчета цепных передач, приведены необходимые справочные материалы и пример расчета передачи роликовой цепью.

При подготовке методических указаний использованы учебники и пособия по деталям машин [1-4].

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.

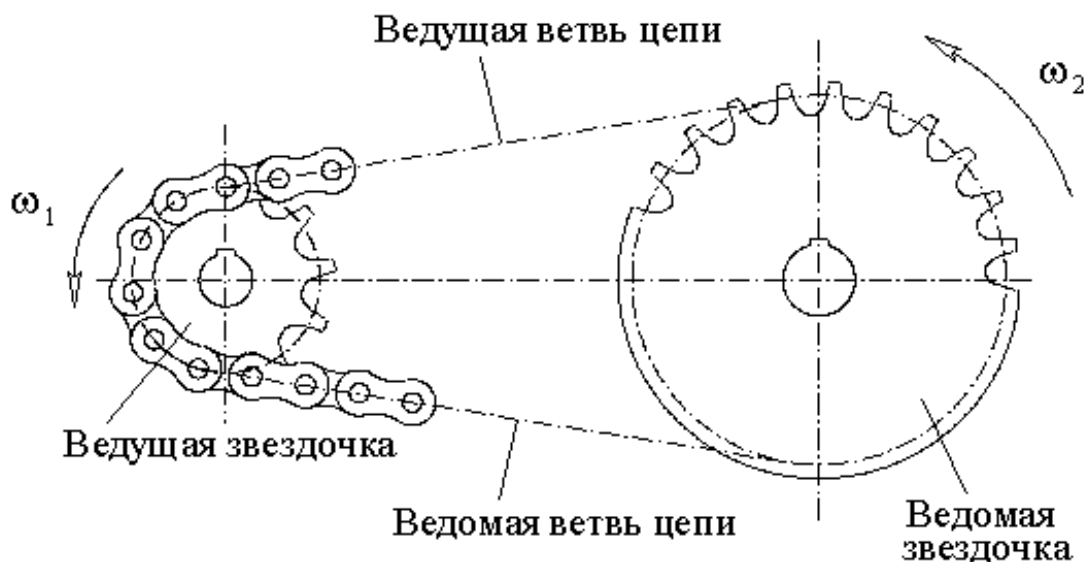


Рис.1. Цепная передача

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

В зависимости от угла наклона оси передачи к горизонту ψ двухзвездные передачи подразделяют на горизонтальные с углом $\psi \leq 30^\circ$ (рис.2а), наклонные с углом ψ от 30° до 60° (рис.2б) и вертикальные с углом $\psi > 60^\circ$ (рис.2в). 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 холостые ветви цепи провисают. По способу обеспе-

чения натяжения ветвей цепные передачи могут быть нерегулируемыми, с подвижной опорой и со специальным натяжным устройством.

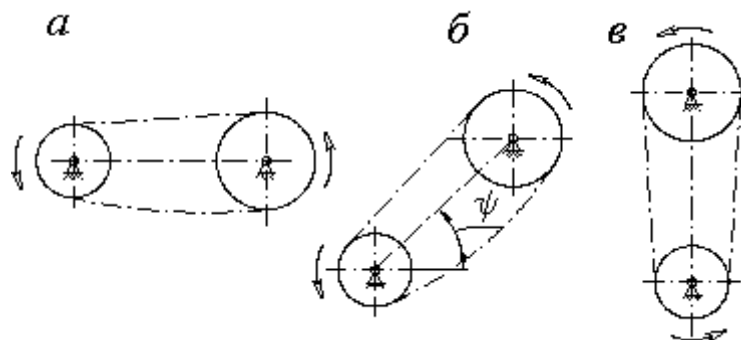


Рис.2. Схемы цепных передач

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 большой 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:

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

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 13568-97 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 внутренних звеньев, в отверстия которых запрессованы втулки.

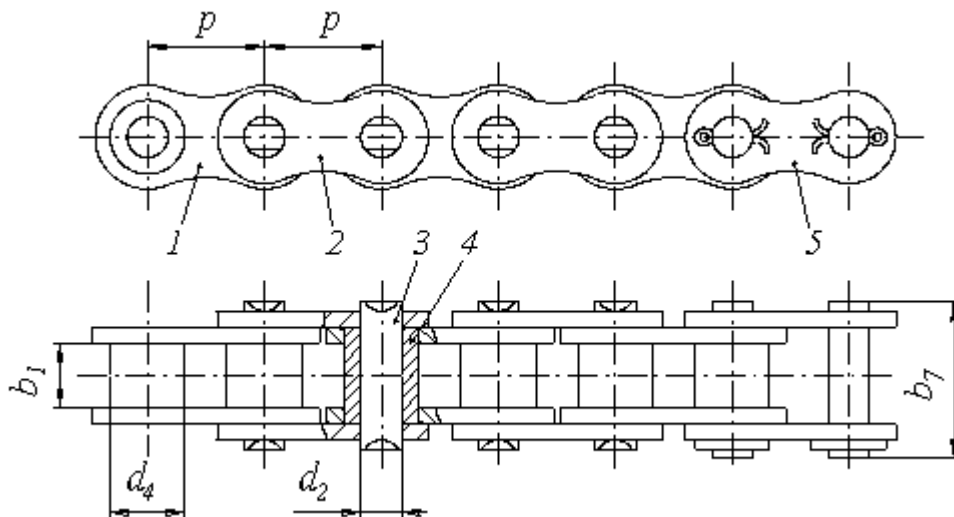


Рис.3. Цепь приводная втулочная:

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

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

пи с четным числом звеньев. Для втулочной цепи номинальным шагом 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).

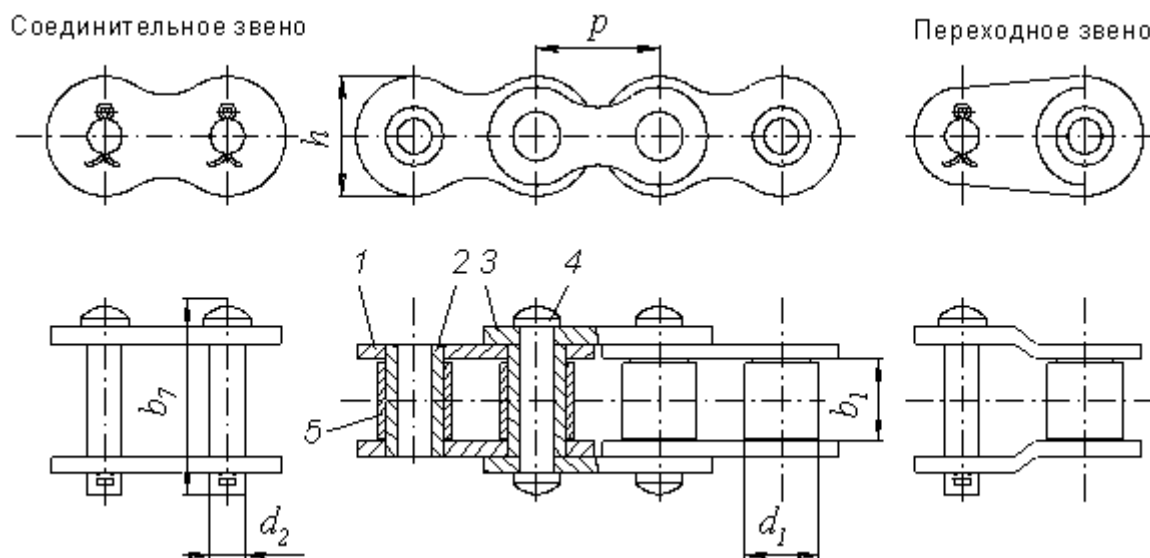


Рис.4. Роликовая цепь:

1 – внутренняя пластина; 2 – втулка; 3 – наружная пластина; 4 – валик; 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 2, на которых свободно вращаются ролики 5. Наружные звенья состоят из наружных пластин 3 и запрессованных в их отверстия валиков 4. Концы валиков после сборки расклепывают. Для повышения сопротивления усталости значения натягов принимают значительно большими, чем предусмотрено стандартными посадками. Пластическое деформирование пластин в зоне отверстий, неизбежное при столь больших натягах, существенно повышает сопротивление усталости (в 1,6 – 1,7 раза). Размеры и параметры роликовых однорядных цепей приведены в табл.1.

Таблица 1. Размеры и параметры приводных однорядных роликовых цепей
(ГОСТ 13568-97)

Обозначение цепи	Основные параметры, мм						Разрушающая нагрузка, кН	Масса 1 м цепи, кг
	p	b_1	d_2	d_1	h	b_7		
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-12,7-9-2	12,7	3,3	3,66	7,75	10,0	12	9,0	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-12,7-18,2-2	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-15,875-23-2	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	17,0	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	11,1	22,23	36,2	58	127,0	5,5
ПР-44,45-172,4	44,45	25,4	12,7	25,4	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 13568-97 (ПР - приводная роликовая; 25,4 - шаг цепи, мм, 60 - разрушающая нагрузка, кН).

Многорядные цепи с числом рядов от двух до четырех (рис.5) собирают из деталей с такими же размерами, что и однорядные, кроме валиков, имеющих, соответственно, 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 двухрядных роликовых цепей приведены в табл.2.

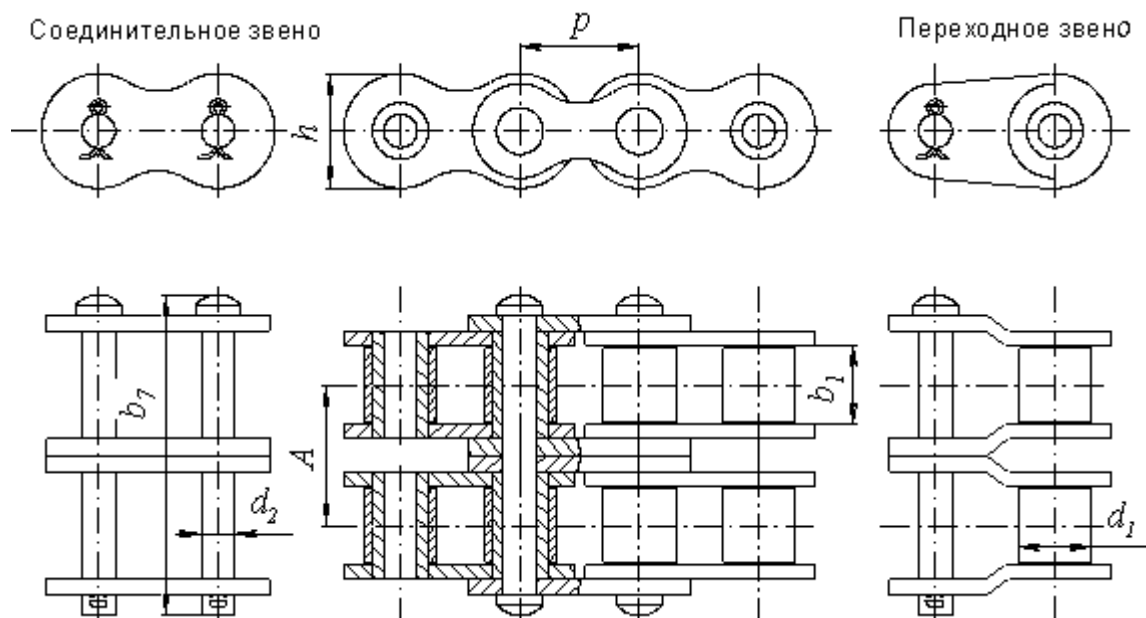


Рис.5. Двухрядная приводная роликовая цепь

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-19,05-64	19,05	12,70	5,96	11,91	18,08	53,4	22,78	64	2,9
2ПР-25,4-114	25,40	15,88	7,92	15,88	24,20	68,0	29,29	114	5,0
2ПР-31,75-177	31,75	19,05	9,53	19,05	30,20	82,0	35,76	177	7,3
2ПР-38,1-254	38,10	25,40	11,10	22,23	36,20	104,0	45,44	254	11,0
2ПР-44,45-344	44,45	25,40	12,70	25,40	42,24	110,0	48,87	344	14,4
2ПР-50,8-453,6	50,80	31,75	14,27	28,28	48,3	130,0	58,55	453,6	19,1

Пример условного обозначения цепи: 2ПР–25,4 – 114 ГОСТ 13568-97 (цепь приводная роликовая двухрядная с шагом 25,4 мм, с разрушающей нагрузкой 114 кН).

Для привода буровых установок и в скоростных нагруженных передачах других машин и механизмов применяют цепи приводные роликовые повышенной прочности и точности (ГОСТ 21834–87) (рис.6). 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.3.

Таблица 3. Параметры и размеры однорядной приводной роликовой цепи повышенной прочности и точности (ГОСТ 21834–87)

Обозначение цепи	Основные параметры, мм								Разрушающая нагрузка кН, не менее	Масса 1м цепи, кг
	p	b_7	b_1	d_2	b_0	s	d_1	h		
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).

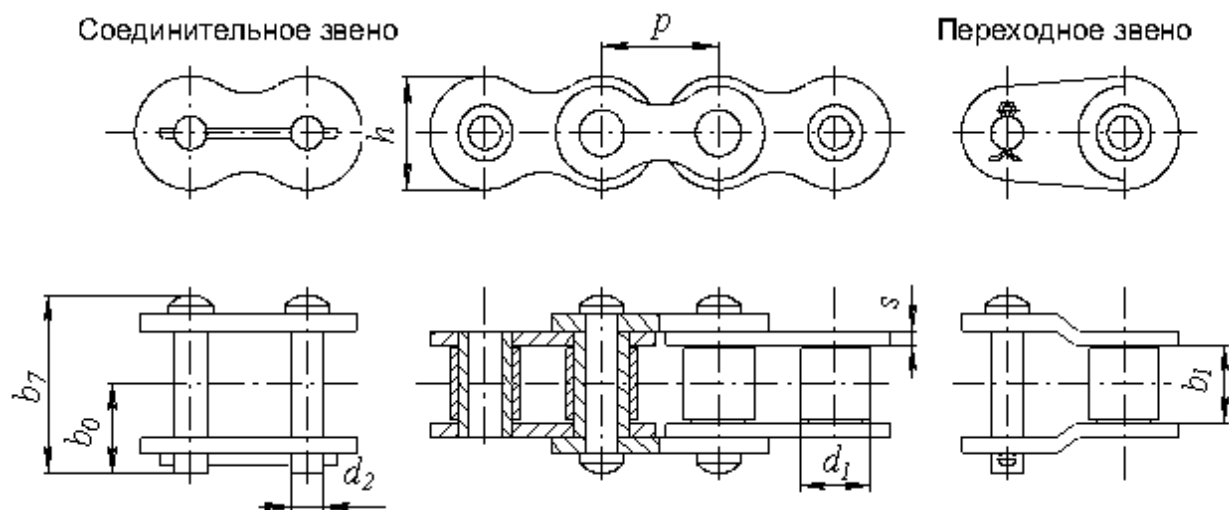


Рис.6. Приводная роликовая цепь повышенной прочности и точности:

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.7). 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. 4.

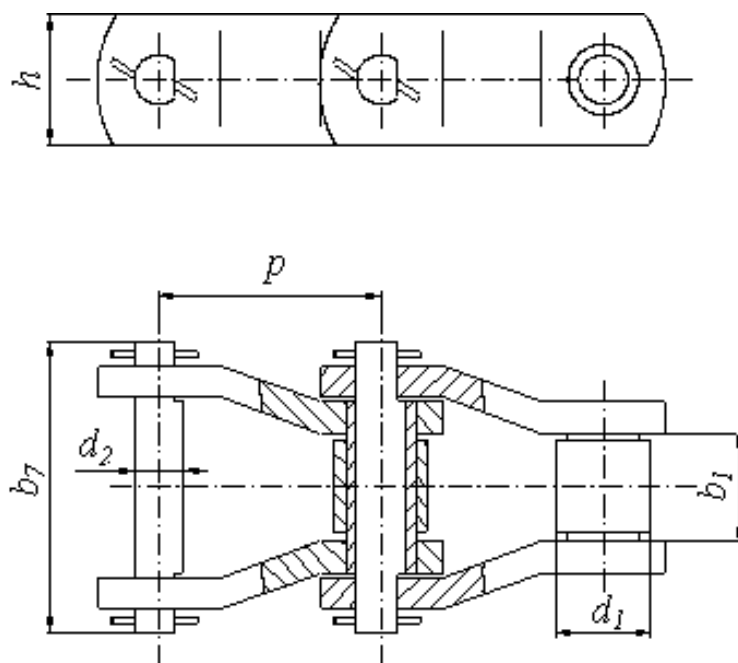


Рис. 7. Цепь приводная роликовая с изогнутыми пластинами

Таблица 4. Размеры и параметры приводных роликовых цепей с изогнутыми пластинами (ГОСТ 13568-97)

Обозначение цепи	Основные параметры, мм						Разрушающая нагрузка, кН	Масса 1 м цепи, кг
	p	b_1	d_1	d_2	h	b_7		
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.8).

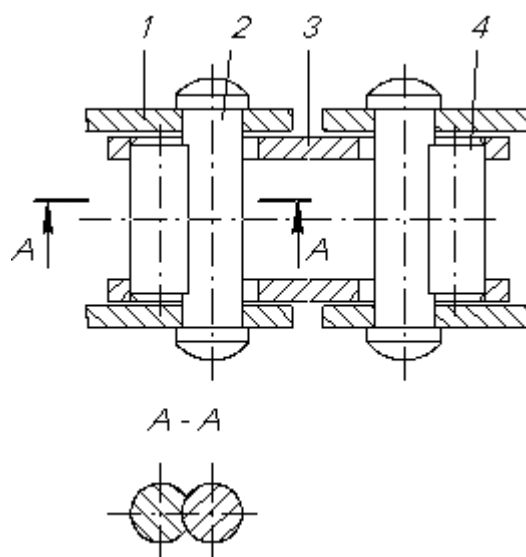


Рис.8. Открытошарнирная цепь:

- 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 восьмерки, 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 тяжело нагруженных 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.9) 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 призмы имеют криволинейную поверхность, очерченную одним и тем же радиусом. Призмы опираются на лыски. 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.

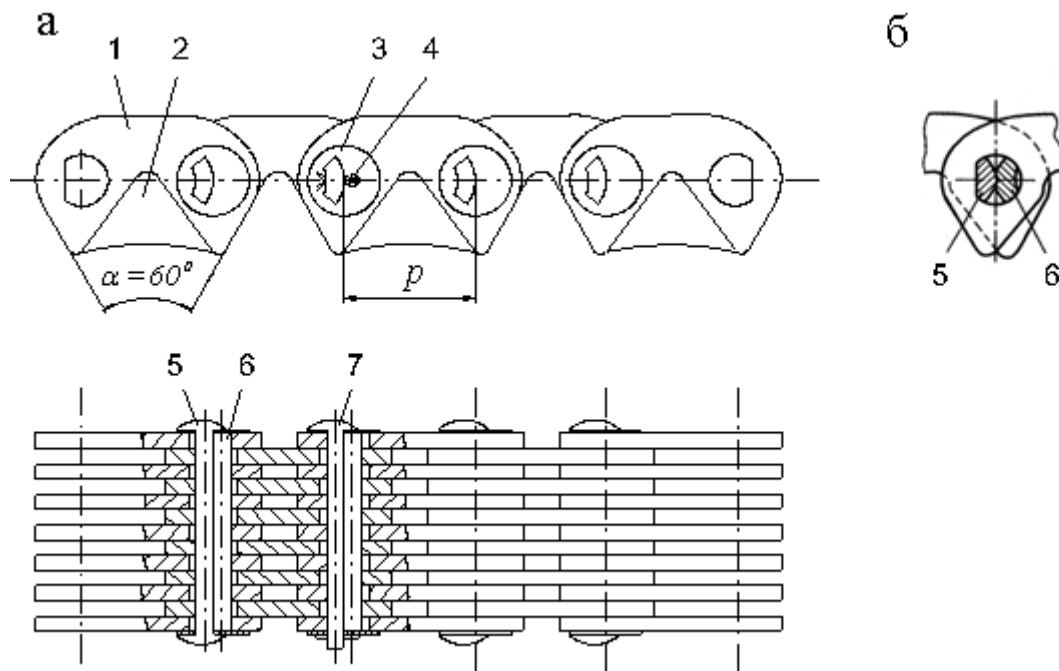


Рис. 9. Зубчатая приводная цепь (а) и шарнир качения (б):

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 роликовыми, 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 роликовыми цепями повышенной прочности и точности, которые не уступают зубчатым по кинематической точности и шумовым характеристикам. Зубчатые цепи используют преимущественно для замены разрушившихся цепей в старом оборудовании.

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, 40Х, 40ХН, 30ХН3А, термообработка – объемная закалка с низким отпускком, твердость обычно 40 – 50 HRC_Э. 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 цементуемых сталей 15, 20, 15Х, 12ХН3, 18ХГТ, 20ХН3А и др., после цементации или газового цианирования детали закаливают до твердости поверхности 56 – 65 HRC_Э. 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 HRC_Э. Усталостную прочность пластин роликовых 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, от-

тяжные и обводные). По конструктивному исполнению различают звездочки со спицами, без спиц, цельные, составные из диска и ступицы (рис.10).

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

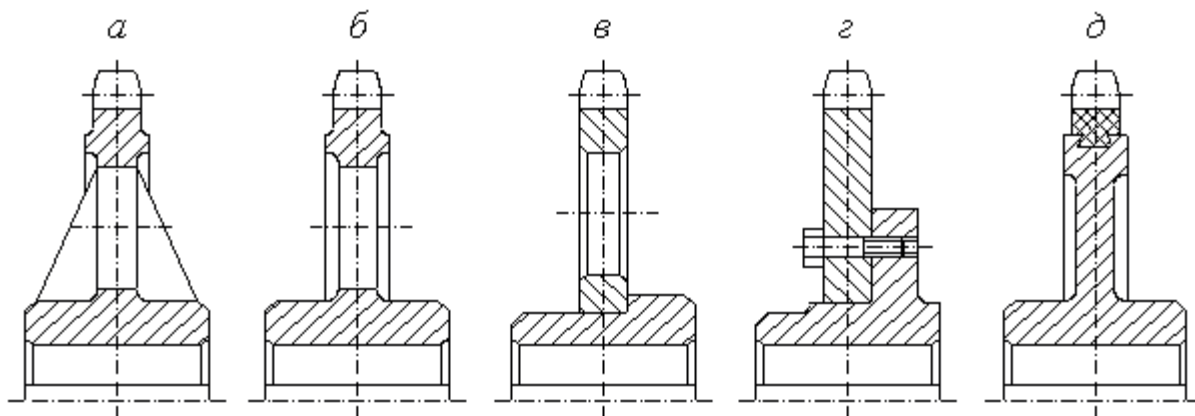


Рис.10. Звездочки: *а* – литая со спицами; *б* – литая с диском; *в* – сварная; *г* – составная; *д* – с пластмассовым зубчатым венцом

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 $z > 50$ изготавливают 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 изготавливать 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. При скорости цепи до 5 м/с допустимо применять упрощенный профиль зуба звездочек по ГОСТ 592–81. 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_f , ширина вершины зуба b (рис.11).

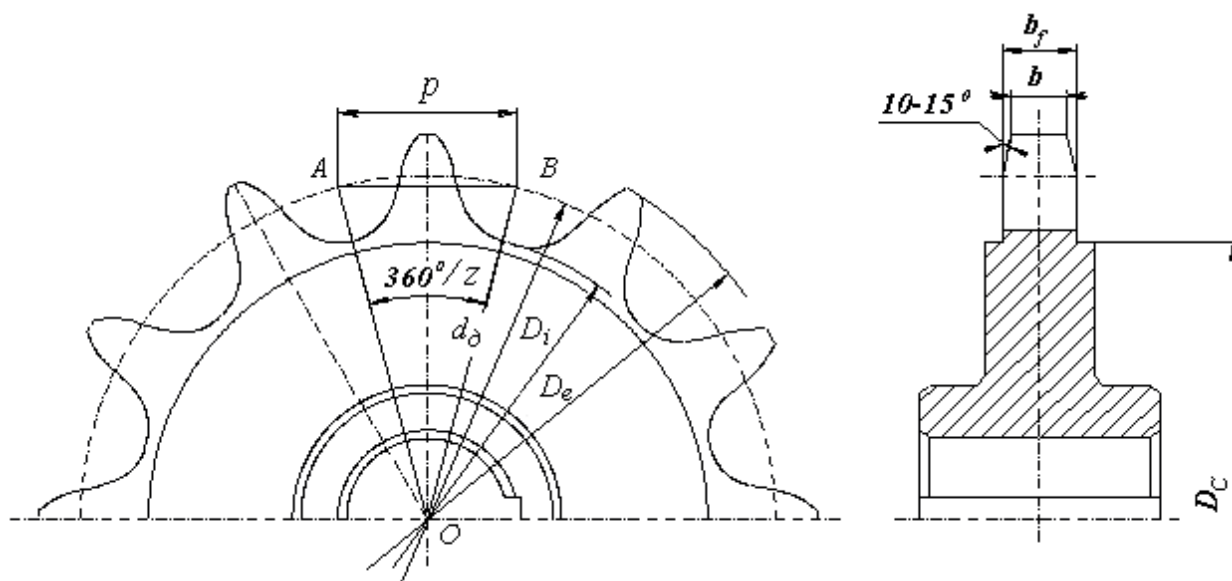


Рис.11. Звездочка роликовой цепи

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

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

где K – коэффициент высоты зуба, выбираемый с учетом геометрической характеристики зацепления $\lambda = p/d_1$ (табл.5); d_1 –диаметр ролика.

Таблица 5. 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.

Размеры профиля зубьев в поперечном сечении по ГОСТ 591–89 определяются в соответствии с рис. 12 и табл. 6.

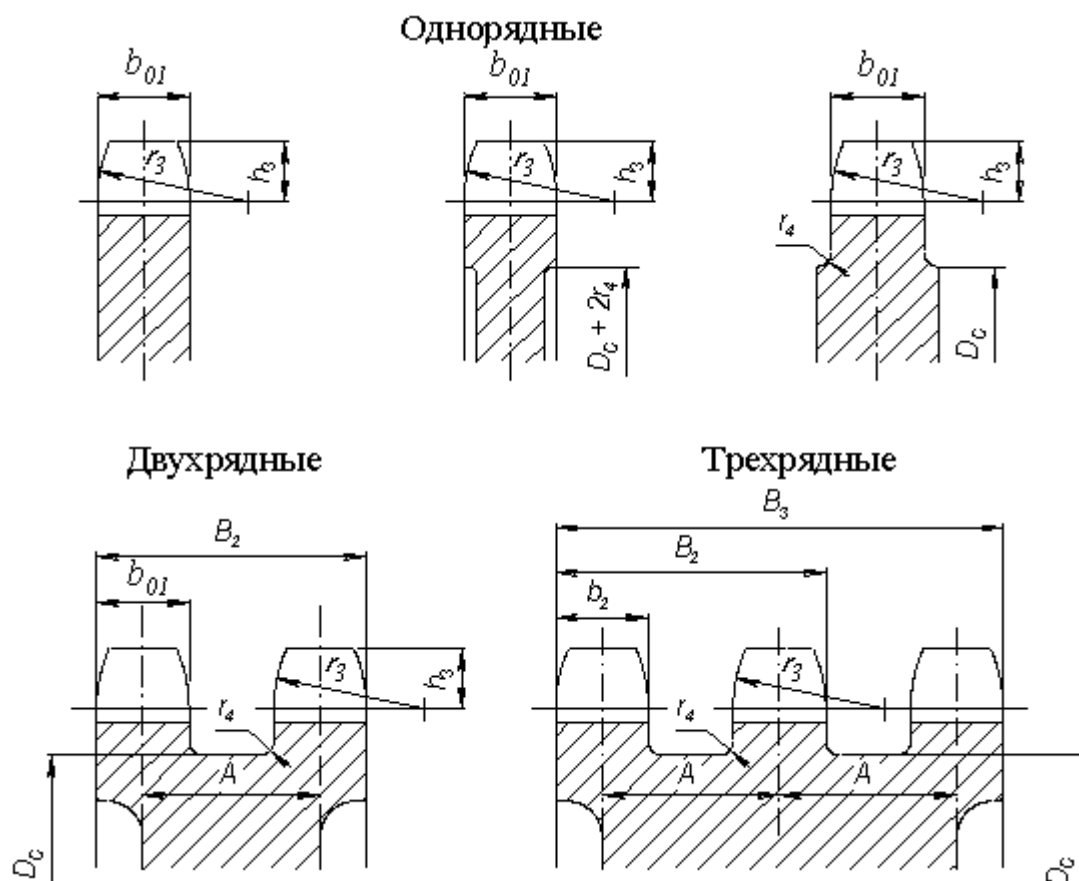


Рис. 12. Профиль зубьев звездочек в поперечном сечении
(ГОСТ 591 – 89)

Таблица 6. Основные зависимости для расчета и построения боковой
поверхности зубьев звездочек (ГОСТ 591 – 89)

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула, размеры, мм
Ширина пластины (наибольшая)	h	Размеры выбираются по ГОСТ 13568-97 и ГОСТ 21834 – 87
Расстояние между внутренними пластинами цепи	b_1	
Расстояние между осями цепи	A	
Радиус закругления зуба (наименьший)	r_3	$r_3 = 1,7d_1$
Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закруглений	h_3	$h_3 = 0,8d_1$
Диаметр обода (наибольший)	D_c	$D_c = p \cdot \text{ctg}(180/z) - 1,3h_3$

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула, размеры, мм
Радиус закругления: при шаге $p \leq 35$ мм	r_4	$r_4 = 1,6$
при шаге $p > 35$ мм	r_4	$r_4 = 2,5$
Ширина зуба звездочки: однорядной	b_1	$b_1 = 0,93b_1 - 0,15$
двухрядной и трехрядной	b_2	$b_2 = 0,90b_1 - 0,15$
многорядной	b_n	$b_n = 0,86b_1 - 0,30$
Ширина венца многорядной звездочки	B_n	$B_n = (n - 1)A + b_n$

5. 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. 13)

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

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

$$v = v_{ш} \cdot \cos \alpha. \quad (2)$$

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

$$v_{\Pi} = v_{ш} \cdot \sin \alpha. \quad (3)$$

Мгновенная угловая скорость ведомой звездочки

$$\omega_2 = (2 \cdot v)/(d_{\partial 2} \cdot \cos \beta), \quad (4)$$

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 .

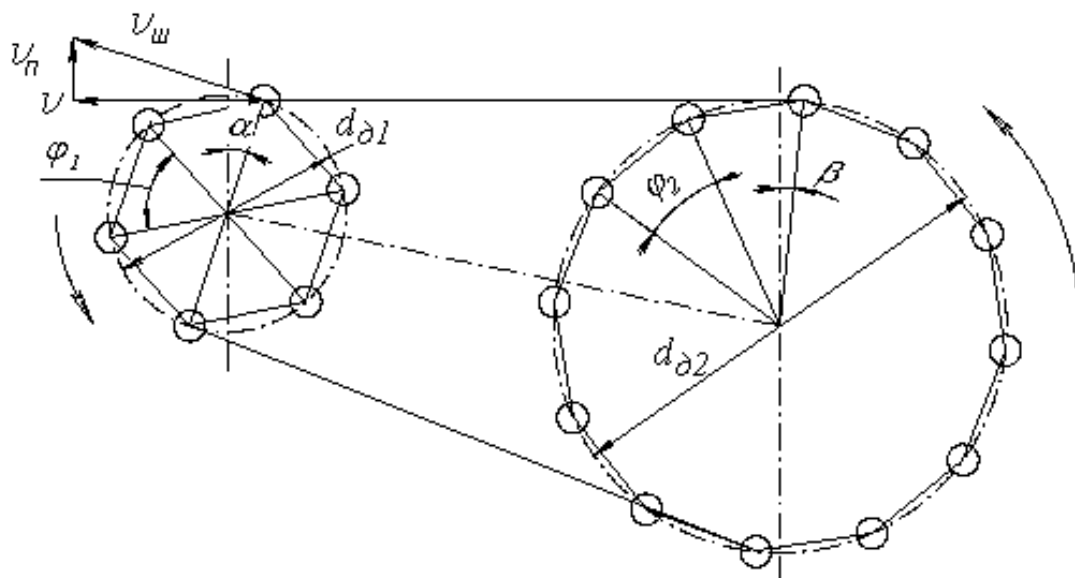


Рис.13. Схема для определения мгновенного передаточного отношения цепной передачи

Мгновенное передаточное отношение

$$i = \omega_1 / \omega_2 = (d_{\partial 2} \cdot \cos \beta) / (d_{\partial 1} \cdot \cos \alpha). \quad (5)$$

Из зависимости (5) 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; n_1 – частота ее вращения, мин^{-1} ; p – шаг цепи, мм.

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 ее вращения, мин^{-1} .

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

6. Натяжения цепей передачи

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

$$F_1 = F_t + F_2 . \quad (6)$$

Окружная сила на звездочках

$$F_t = 2000 T_1/d_{\partial 1} = P_1 \cdot 10^3/v , \text{ Н}, \quad (7)$$

где T_1 – вращающий момент на ведущей звездочке, Н·м; $d_{\partial 1}$ – делительный диаметр ведущей звездочки, мм; P_1 – мощность на ведущей звездочке, кВт; v – скорость движения цепи, м/с.

Сила натяжения ведомой ветви

$$F_2 = F_0 + F_{\text{ц}} , \quad (8)$$

где F_0 – натяжение цепи от силы тяжести; $F_{\text{ц}}$ – натяжение цепи от центробежных сил.

Натяжение цепи от действия центробежных сил определяют по формуле

$$F_{\text{ц}} = m \cdot v^2 , \quad (9)$$

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

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

Натяжение цепи от силы тяжести можно определить по формуле

$$F_0 = K_f \cdot m \cdot g \cdot a, \quad (10)$$

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° – $K_f = 4$, более 40° – $K_f = 2$, для вертикальных $K_f = 1$;

g – ускорение силы тяжести, м/с^2 ; 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

$$F_B = K_B \cdot F_t, \quad (11)$$

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

7. Причины нарушения работоспособности 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.

Ресурс цепных передач в стационарных машинах должен составлять 10 - 15 тыс. ч, он чаще всего ограничивается долговечностью цепи.

8. 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

$$z_{1\min} = 29 - 2 \cdot u \geq 13. \quad (12)$$

Полученное значение z_1 округлить до целого нечетного числа. При низких частотах вращения z_1 может быть уменьшено до 13. Для высокоскоростных передач с $v > 20$ 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

$$L_p = 2a/p + (z_1 + z_2)/2 + ((z_2 - z_1)/2\pi)^2 \cdot p/a. \quad (13)$$

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 цепь и валы от силы натяжения и радиального биения звездочек. Поэтому расчетное межосевое расстояние уменьшают на $(0,002 - 0,004)a$.

Шаг цепи принят за основной параметр цепной передачи. Цепи с большим шагом имеют большую несущую способность, но допускают значительно меньшие частоты вращения, они 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 допускаемого значения при данных условиях эксплуатации. Условное давление в шарнирах цепи в предположении нулевого зазора между валиком и втулкой и равномерного распределения давления в шарнире

$$p_0 = (K_3 \cdot F_t)/(A \cdot K_m) \leq [p_0], \quad (14)$$

где K_3 – коэффициент эксплуатации; F_t – окружная сила, передаваемая цепью, Н; A – площадь опорной поверхности шарнира однорядной цепи, мм² (табл.7) ; $[p_0]$ – допустимое давление в шарнирах цепи, МПа (табл.8) ; K_m – 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 7. Площадь опорной поверхности шарнира однорядной цепи

Обозначение цепи	A, мм ²	Обозначение цепи	A, мм ²
ПР-12,7-10-1	13	ПР-38,1-127	394
ПР-12,7-18,2-1	39	ПР-44,45-172,4	472
ПР-12,7-18,2-2	50	ПР-50,8-227	645
ПР-15,875-23-1	51	ПР-63,5-354	1089
ПР-15,875-23-2	67	ПРИ-78,1-360	1029
ПР-19,05-31,8	105	ПРИ-78,1-400	1131
ПР-25,4-60	179	ПРИ-103,2-650	1968
ПР-31,75-89	262	ПРИ-140-1200	4320

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

Таблица 8. Допускаемое давление в шарнирах роликовых и втулочных цепей при $z_1 = 15 - 30$

Шаг цепи, p , мм	[p_0], МПа, при частоте вращения малой звездочки n_1 , 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

$$K_{\Sigma} = K_D \cdot K_A \cdot K_H \cdot K_{\text{РЕГ}} \cdot K_{\text{СМ}} \cdot K_{\text{РЕЖ}}, \quad (15)$$

где K_D – коэффициент, учитывающий динамичность нагрузки; K_A – коэффициент, учитывающий влияние межосевого расстояния или длины цепи; K_H – коэффициент, учитывающий влияние наклона передачи к горизонту; $K_{\text{РЕГ}}$ – коэффициент, учитывающий влияние способа регулировки натяжения цепи; $K_{\text{СМ}}$ – коэффициент, учитывающий влияния характера смазывания; $K_{\text{РЕЖ}}$ – коэффициент, учитывающий влияние режима работы передачи. Значения указанных коэффициентов приведены в табл.9.

Если по расчету значение коэффициента $K_3 > 3$, то возможности передачи используются недостаточно и следует принять меры по улучшению условий работы.

Таблица 9. 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	$K_{РЕГ} = 1,0$
	Натяжными звездочками	$K_{РЕГ} = 1,1$
	Нерегулируемая передача	$K_{РЕГ} = 1,25$
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	$K_{РЕЖ} = 1,45$

Формула (14) может быть использована при проектном расчете цепной передачи. Для этого необходимо, наметив шаг цепи и определив число зубьев ведущей звездочки z_1 , определить давление в шарнирах и сравнить его с допускаемым давлением. В случае несоответствия можно изменить шаг цепи, рядность, число зубьев малой звездочки и повторить проверку. Если выразить окружную силу в формуле (14) через вращающий момент на

ведущей звездочке T_1 и проекцию опорной поверхности шарнира через шаг цепи, то получим формулу для определения шага цепи

$$p \geq 28 \cdot \sqrt[3]{T_1 K_3 / (z_1 [p_0] K_m)}, \text{ мм.} \quad (16)$$

Для получения шага p в мм необходимо подставлять T_1 в Н·м, $[p_0]$ в МПа. Допускаемое давление $[p_0]$ принимают как среднее из всех значений, соответствующих заданной частоте вращения малой звездочки (см. табл.8). Полученное значение необходимо округлить до ближайшего стандартного шага и проверить среднее давление в шарнирах цепи по формуле (14). 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.10.

Таблица 10. 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 число ударов цепи при набегании на зубья звездочек и сбегании с них не должно превышать допустимого значения $[U]$, с⁻¹ (табл.11).

$$U = 4z_1 n_1 / (60 \cdot L_p) \leq [U]. \quad (17)$$

Таблица 11. 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

$$S = \frac{F_p}{K_d \cdot F_t + F_{\text{ц}} + F_0} \geq [S], \quad (18)$$

где F_p – разрушающая нагрузка, Н; F_t – окружная сила на звездочках, Н; $F_{\text{ц}}$ – натяжение цепи от центробежных сил, Н; F_0 – натяжение цепи от силы тяжести, Н; $[S]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности (табл.12).

Таблица 12. 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	–

9. 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.

9.1. Выбираем цепь приводную роликовую однорядную по ГОСТ 13568-97.

9.2. Минимальное число зубьев ведущей звездочки

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

Принимаем $z_1 = 23$.

9.3. Определение числа зубьев ведомой звездочки.

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

9.4. 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. 9).

С учетом принятых значений коэффициентов получаем

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

9.5. Определение шага цепи.

Среднее допускаемое давление в шарнирах при $n_1 = 200 \text{ мин}^{-1}$

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

Тогда шаг цепи

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

Принимаем цепь ПР – 25,4 – 60 ГОСТ 13568-97 с шагом $p = 25,4 \text{ мм}$ и разрушающей нагрузкой $F_p = 60 \text{ кН}$.

9.6. 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

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

9.7. Средняя скорость цепи.

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

9.8. Окружная сила, передаваемая цепью.

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

9.9. Давление в шарнирах цепи.

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

где $A = 179 \text{ мм}^2$ – площадь опорной поверхности шарнира (см. табл.7).

Допускаемое давление в шарнирах цепи с шагом 25,4 мм $[p_0] = 30$ МПа (см. табл. 8). Поэтому условие $p_0 \leq [p_0]$ выполняется.

9.10. Предварительное значение межосевого расстояния.

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

Принимаем $a = 1000$ мм.

9.11. 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 $L_p = 140$.

9.12. 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 необходимо уменьшить межосевое расстояние на $(0,002 - 0,004) a$. Уменьшаем a на величину $0,003 \cdot a = 3,02$ мм с последующим округлением до целого числа. Получаем $a = 1006$ мм.

9.13. Проверка цепи по числу ударов 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.11).

9.14. 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, $m = 2,6$ кг (см. табл.1);

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

$[S]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности, $[S] = 8,3$ (табл.12).

$$S = \frac{60000}{1 \cdot 1457 + 153,95} = 37,2 > [S] = 8,3.$$

Условие прочности соблюдается.

9.15. Определение размеров звездочек.

Диаметр окружности выступов ведущей звездочки

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

где K – коэффициент высоты зуба. При $\lambda = p/d_1 = 25,4/15,88$, $K = 0,532$ (см. табл.5). Здесь $d_1 = 15,88$ 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

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

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Леликов О.П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин: конспект лекций по курсу «Детали машин». – 3-е изд. – М.: Машиностроение, 2007. – 464 с.
2. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин: учебник для машиностроительных специальностей втузов. – 12-е изд., испр. – М.: Высшая школа, 2008. – 408 с.
3. Детали машин: учебник для вузов / под ред. О.А. Ряховского. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 520 с.
4. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. Детали машин. Проектирование: справочное учебно-методическое пособие. – М.: Высшая школа, 2004. – 309 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие.....	3
1. Общие сведения о цепных передачах.....	4
2. Типы приводных цепей.....	6
3. Материалы и термическая обработка деталей цепей.....	14
4. Звездочки для приводных роликовых и втулочных цепей.....	14
5. Кинематика цепных передач.....	18
6. Натяжения цепей передачи.....	20
7. Причины нарушения работоспособности цепных передач.....	21
8. Выбор основных параметров и расчет цепных передач.....	22
9. Пример расчета цепной передачи.....	27
Библиографический список.....	31

Михаил Викторович А в в а к у м о в
Александр Борисович К о н о в а л о в

РАСЧЕТ
ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Методические указания

Редактор и корректор Н.П. Новикова

Техн. редактор Л.Я. Титова

Компьютерный набор И.Ю.Шенцева

Темплан 2013 г., поз.51

Подп. к печати 06.05.13 . Формат 60х84/16. Бумага тип. № 1.

Печать офсетная. Объем 2,0 печ. л; 2,0 уч.-изд. л.

Тираж 100 экз. Изд. № 51. Цена "С" . Заказ №

Ризограф Санкт-Петербургского государственного
технологического университета растительных полимеров,
198095, Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, 4.