

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Южно-Уральский государственный университет  
Кафедра «Техническая механика»

621.85(07)  
У805

**Е.П. Устиновский, Е.В. Вайчулис,  
А.В. Ковнацкий**

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ  
С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭВМ**

*Учебное пособие*

**Под редакцией Е.П. Устиновского**

Челябинск  
Издательский центр ЮУрГУ  
2017

УДК 621.85(075.8)  
У805

Одобрено  
учебно-методической комиссией  
аэрокосмического факультета

Рецензенты:  
д-р техн. наук, проф. С. В. Евсеенков;  
канд. техн. наук, доц. Г.И. Торбеев

**Устиновский, Е.П.**

У805 Проектирование цепных передач с применением ЭВМ: учебное пособие / Е.П. Устиновский, Е.В. Вайчулис, А.В. Ковнацкий; под ред. Е.П. Устиновского. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2017. – 132 с.

В пособии рассмотрены вопросы проектирования цепных передач для приводов общепромышленного назначения. Изложены теоретические основы расчета цепных передач, приведен необходимый справочный материал для их расчета и конструирования.

УДК 621.85(075.8)

© Издательский центр ЮУрГУ, 2017

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Учебное пособие предназначено для самостоятельной работы студентов высших учебных заведений машиностроительных специальностей при изучении цепных передач, выполнении семестровых работ и курсового проекта по курсу «Детали машин и основы конструирования».

В пособии рассмотрены вопросы проектирования цепных передач для приводов общепромышленного назначения. Изложены теоретические основы расчета и общие вопросы конструирования цепных передач с применением компьютерных технологий, а также требования по разработке рабочих чертежей деталей цепных передач, приведен необходимый справочный материал для их расчета и конструирования. Пособие содержит предисловие, введение и пять разделов.

*В первом* разделе описаны конструкции приводных цепей.

*Второй* раздел посвящен геометрическим, кинематическим и силовым зависимостям в цепных передачах.

*В третьем* разделе приведены критерии работоспособности цепных передач и методика их расчета.

*В четвертом* разделе рассмотрены вопросы проектирования звездочек цепных передач.

*Пятый* раздел посвящен вопросам монтажа и эксплуатации цепных передач.

*В приложении* приведены примеры расчета цепных передач.

Программа зарегистрирована в отраслевом фонде алгоритмов и программ Государственного координационного центра информационных технологий.

Авторы весьма признательны рецензентам: профессору С.В. Евсеенкову и доценту Г.И. Торбееву – за рецензии и ценные замечания.

## ВВЕДЕНИЕ

Цепные передачи получили широкое применение в сельскохозяйственных, подъемно-транспортных, текстильных и полиграфических машинах, мотоциклах, велосипедах, автомобилях, в буровом оборудовании [1, 2].

Цепные передачи обычно используют при передаче мощности до 100 кВт и окружных скоростях до 15 м/с, однако в уникальных конструкциях известны цепные передачи, передающие мощности до 5000 кВт при окружных скоростях до 30...35 м/с.

По величине скорости движения цепи  $V$  передачи условно подразделяют на:

*тихоходные* –  $V < 2$  м/с;

*среднескоростные* –  $V = 2...6$  м/с;

*быстроходные* –  $V > 6$  м/с.

Тихоходные цепные передачи обычно выполняют открытыми с периодической смазкой (передача велосипеда).

Цепные передачи, работающие при высоких скоростях и больших нагрузках, как правило, размещают в закрытом корпусе (картере), обеспечивая постоянное обильное смазывание цепи и защиту ее от загрязнений.

По числу звездочек цепные передачи разделяют на двухзвездные и многозвездные. В приводах машин наибольшее распространение получили двухзвездные цепные передачи, гораздо реже используются многозвездные цепные передачи.

В основном цепные передачи используются в приводе как понижающие, но хорошо известны и повышающие цепные передачи, например, в велосипеде.

Предельные значения передаточного отношения  $i$  цепных передач: тихоходных  $i \leq 10$ ; среднескоростных  $i \leq 6$ ; быстроходных  $i \leq 3$ , оптимальным считают передаточное отношение  $i = 2...4$ .

## 1. КОНСТРУКЦИЯ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

### 1.1. Общие сведения о цепных передачах

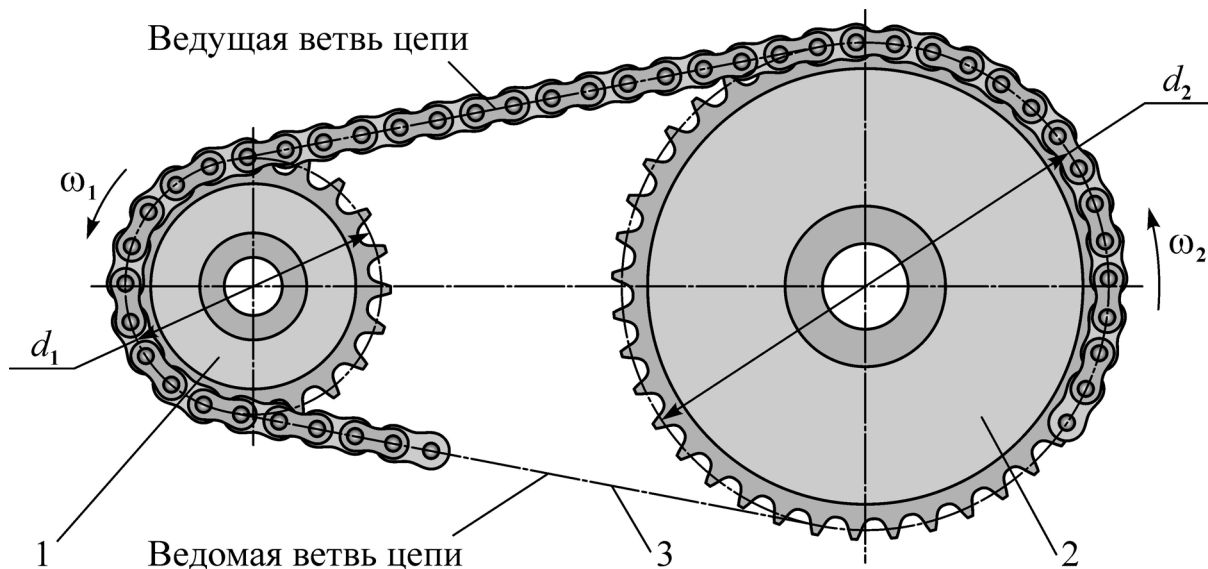
Цепные передачи относятся к механическим передачам зацеплением с гибкой связью. Цепная передача в простейшем виде содержит две звездочки, ведущую 1 и ведомую 2, охватываемые цепью 3 (рис. 1.1). Цепь состоит из шарнирно соединенных звеньев, чем обеспечивается гибкость цепи.

Применяют также передачи с несколькими ведомыми звездочками. В состав передачи могут также входить натяжные устройства, смазочные устройства и ограждения.

Ветвь цепи, набегающая на ведущую звездочку, является ведущей. Она передает движение на ведомую звездочку, поэтому более нагружена.

Ветвь цепи, сбегая с ведущей звездочки, является ведомой.





**Рис. 1.1. Конструкция цепной передачи**

*Достоинства цепных передач:*

- возможность применения в широком диапазоне межосевых расстояний;
- меньшие, чем у ременных передач, габариты;
- жесткая кинематическая связь (отсутствие проскальзывания);
- высокий КПД;
- относительно малые силы, действующие на валы;
- возможность передачи движения нескольким звездочкам;
- возможность легкой замены цепи.

*Недостатки цепных передач:*

- износ шарниров цепи из-за отсутствия условий для жидкостного трения;
- непостоянство скорости движения цепи, особенно при малых числах зубьев звездочек, что приводит к колебанию передаточного отношения;
- необходимость более точной установки валов, чем для клиноременных передач;
- необходимость смазывания и регулировки.

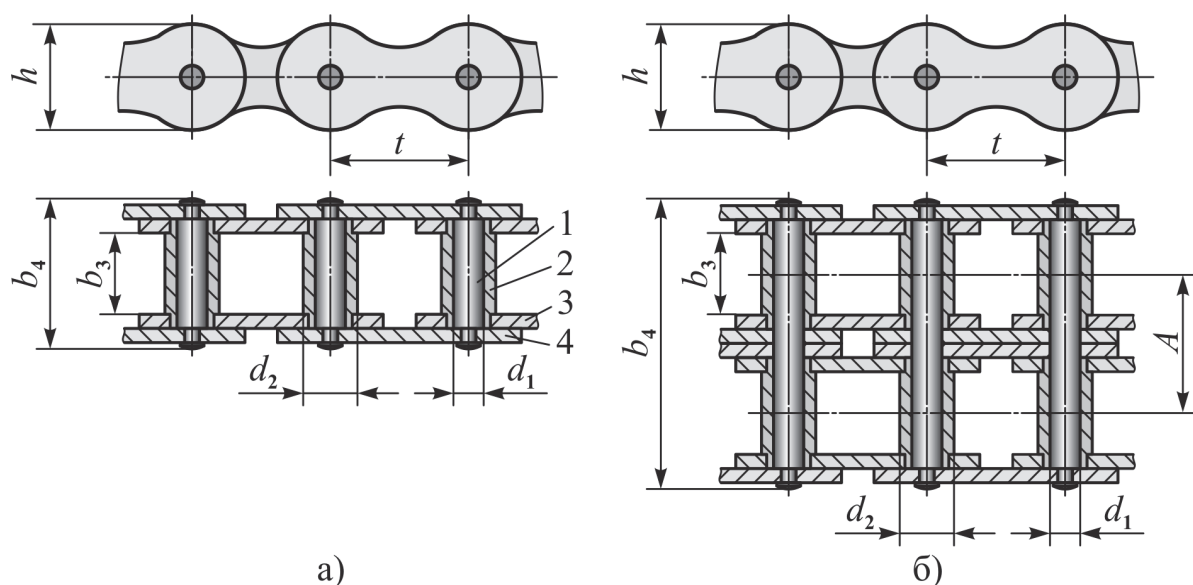
## **1.2. Конструкции приводных цепей**

Приводные цепи выпускают следующих типов: *втулочные, роликовые и зубчатые*. Цепи стандартизованы: на приводные втулочные и роликовые цепи распространяется ГОСТ 13568-97, на зубчатые – ГОСТ 13552-81.

Основной геометрический параметр цепи – шаг  $t$  – расстояние между осями шарниров (мм), основной силовой характеристикой является разрушающая нагрузка  $F_p$  (кН).

### 1.2.1. Цепь втулочная

Конструкции приводных втулочных цепей приведены на рис. 1.2. Цепи выпускают однорядными типа ПВ (рис. 1.2, а) и двухрядными типа 2ПВ (рис. 1.2, б) с шагом  $t = 9,525$  мм. Шарнир втулочной цепи содержит валик 1, на который свободно надета втулка 2, образуя шарнир скольжения. На втулку напрессованы внутренние пластины 3, на валик – наружные пластины 4. Внутренние и наружные пластины чередуются. Концы валиков после сборки расклепывают. В разборной конструкции цепи применяют соединительное звено, в котором одна из его пластин надевается на концы валиков свободно и фиксируется на валиках с помощью шплинта или пружинного кольца. Для нормального замыкания цепи необходимо иметь одинаковое число внутренних и наружных пластин, то есть число звеньев цепи должно быть четным. При нечетном числе звеньев потребуется применить переходное изогнутое соединительное звено, имитирующее с одной стороны внутренние пластины, с другой стороны – наружные пластины. Это усложняет конструкцию и снижает надежность цепи. Пластины очерчены контуром в виде восьмерки, приближающим пластины к телам равного сопротивления растяжению.



**Рис. 1.2. Конструкции приводных втулочных цепей:**  
а) цепь однорядная типа ПВ; б) цепь двухрядная типа 2ПВ

В отличие от однорядной цепи в двухрядной цепи валик имеет большую длину и на него надеты две втулки, что увеличивает ее нагрузочную способность, позволяет уменьшить диаметр звездочек. Однако неравномерность распределения нагрузки между рядами цепи зачастую сводит на нет достоинства многорядных цепей.

В обозначении втулочных цепей указывают число рядов (для многорядных цепей), тип, шаг  $t$  и разрушающую нагрузку  $F_p$ .

Типоразмеры и основные параметры втулочных цепей приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Типоразмеры и основные параметры втулочных цепей

Типоразмер цепи	$t$	$b_3$	$d_1$	$d_2$	$A$	$h$	$b_4$	$F_p$ , кН	Масса 1 м цепи, кг
						не более			
ПВ-9,525-11,5	9,525	7,60	3,59	5,0	–	8,80	18,5	11,5	0,50
ПВ-9,525-13	9,525	9,52	4,45	6,0	–	9,85	21,2	13,0	0,65
2ПВ-9,525-20	9,525	5,20	4,45	6,0	10,75	9,85	27,5	20,0	1,00

Примеры обозначения втулочных цепей:

ПВ–9,525–13 ГОСТ 13568-97 – цепь приводная втулочная однорядная с шагом  $t = 9,525$  мм и разрушающей силой  $F_p = 13$  кН;

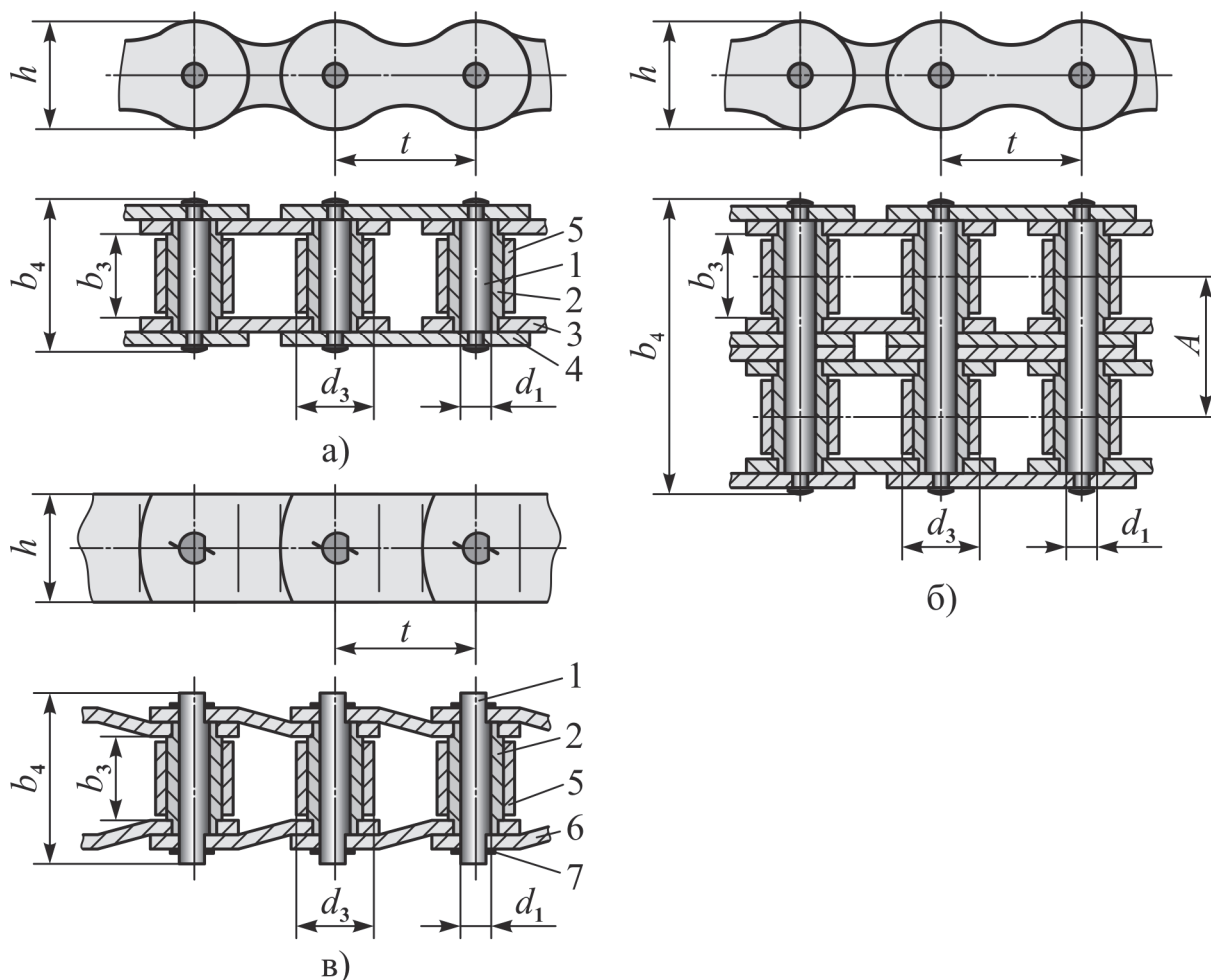
2ПВ–9,525–20 ГОСТ 13568-97 – цепь приводная втулочная двухрядная с шагом  $t = 9,525$  мм и разрушающей силой  $F_p = 20$  кН.

### 1.2.2. Цепь роликовая

Приводные роликовые цепи выпускают следующих типов: ПР; 2ПР; 3ПР; 4ПР; ПРИ.

Цепи ПР (рис. 1.3, а); 2ПР (рис. 1.3, б); 3ПР; 4ПР – приводные роликовые соответственно одно-, двух-, трех- и четырехрядные. Шарнир этих цепей по аналогии с втулочными цепями содержит валик 1, на который свободно надета втулка 2, образуя шарнир скольжения. На втулку напрессованы внутренние пластины 3, на валик – наружные пластины 4. Концы валиков после сборки расклепывают. Отличаются эти цепи от втулочных тем, что на втулку дополнительно установлен ролик 5. Это позволило заменить трение скольжения втулки о зубья звездочки трением качения ролика по зубьям звездочки, что снизило потери на трение и увеличило долговечность передачи.

Многорядные цепи имеют выше разрушающую нагрузку и нагрузочную способность, что позволяет уменьшить шаг цепи и диаметр звездочек. Однако неравномерность распределения нагрузки между рядами цепи зачастую сводит на нет достоинства многорядных цепей.



**Рис. 1.3. Конструкции приводных роликовых цепей:**

- а) цепь однорядная типа ПР;
- б) цепь двухрядная типа 2ПР;
- в) цепь однорядная типа ПРИ

Цепь ПРИ – приводная роликовая с изогнутыми пластинами 6 (рис. 1.3, в). В этой цепи все звенья одинаковые, подобные переходному звену в цепи с нечетным числом звеньев. Изогнутые пластины с одной стороны имитируют внутренние пластины цепи и напрессованы на втулки, с другой стороны – наружные пластины и напрессованы на валики. Пластины фиксируются от осевого смещения на валиках шплинтами 7.

Изогнутые пластины обладают повышенной податливостью, поэтому цепи типа ПРИ применяют при динамических нагрузках.

В обозначении роликовых цепей указывают число рядов (для многорядных цепей), тип, шаг  $t$  и разрушающую нагрузку  $F_p$ .

Примеры обозначения роликовых цепей:

ПР–25,4–60 ГОСТ 13568-97 – цепь приводная роликовая однорядная с шагом  $t = 25,4$  мм и разрушающей нагрузкой  $F_p = 60$  кН;

2ПР–19,05–64 ГОСТ 13 568-97 – цепь приводная роликовая двухрядная с шагом  $t = 19,05$  мм и разрушающей нагрузкой  $F_p = 64$  кН.

ПРИ–140–1200 ГОСТ 13568-97 – цепь приводная роликовая с изогнутыми пластинами, с шагом  $t = 140$  мм и разрушающей нагрузкой  $F_p = 1200$  кН.

Типоразмеры и основные параметры роликовых цепей приведены в табл. 1.2–1.6.

**Таблица 1.2**

**Типоразмеры и основные параметры роликовых цепей типа ПР**

Типоразмер цепи	$t$	$b_3$	$d_1$	$d_3$	$h$	$b_4$	$F_p$ , кН	Масса 1 м цепи, кг
					не более			
ПР-8-4,6	8,0	3,00	2,31	5,00	7,5	12	4,6	0,20
ПР-9,525-9,1	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	9,1	0,45
ПР-12,7-10-1	12,7	2,40	3,66	7,75	10,0	10,5	10,0	0,30
ПР-12,7-9	12,7	3,30	3,66	7,75	10,0	12	9,0	0,35
ПР-12,7-18,2-1	12,7	5,40	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	15,87	6,48	5,08	10,16	14,8	20	23,0	0,8
ПР-15,875-23	15,87	9,65	5,08	10,16	14,8	24	23,0	1,0
ПР-19,05-31,8	19,05	12,70	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	25,40	11,10	22,23	36,2	58	127,0	5,5
ПР-44,45-172,4	44,45	25,40	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

Таблица 1.3

## Типоразмеры и основные параметры роликовых цепей типа 2ПР

Типоразмер цепи	$t$	$b_3$	$d_1$	$d_3$	$A$	$h$	$b_4$	$F_p$ , кН	Масса 1 м цепи, кг
						не более			
2ПР-12,7-31,8	12,7	7,75	4,45	8,51	13,92	11,8	35	31,8	1,4
2ПР-15,875-45,4	15,875	9,65	5,08	10,16	16,59	14,8	41	45,4	1,9
2ПР-19,05-64	19,05	12,7	5,96	11,91	22,78	18,08	53,4	64,0	2,9
2ПР-25,4-114	25,4	15,88	7,92	15,88	29,29	24,2	68	114,0	5,0
2ПР-31,75-177	31,75	19,05	9,53	19,05	35,76	30,2	82	177,0	7,3
2ПР-38,1-254	38,1	25,4	11,10	22,23	45,44	36,2	104	254,0	11,0
2ПР-44,45-344,8	44,45	25,4	12,70	25,40	48,87	42,24	110	344,8	14,4
2ПР-50,8-453,6	50,8	31,75	14,27	28,58	58,55	48,3	130	453,6	19,1

Таблица 1.4

## Типоразмеры и основные параметры роликовых цепей типа 3ПР

Типоразмер цепи	$t$	$b_3$	$d_1$	$d_3$	$A$	$h$	$b_4$	$F_p$ , кН	Масса 1 м цепи, кг
						не более			
3ПР-12,7-45,4	12,7	7,75	4,45	8,51	13,92	11,8	50,0	45,4	2,0
3ПР-15,875-68,1	15,875	9,65	5,08	10,16	16,59	14,8	57,0	68,1	2,8
3ПР-19,05-96	19,05	12,7	5,96	11,91	22,78	18,08	76,2	96,0	4,3
3ПР-25,4-171	25,4	15,88	7,92	15,88	29,29	24,2	98,0	171,0	7,5
3ПР-31,75-265,5	31,75	19,05	9,53	19,05	35,76	30,2	120	265,5	11,0
3ПР-38,1-381	38,1	25,4	11,10	22,23	45,44	36,2	150	381,0	16,5
3ПР-44,45-517,2	44,45	25,4	12,70	25,40	48,87	42,24	160	517,2	21,7
3ПР-50,8-680,4	50,8	31,75	14,27	28,58	58,55	48,3	190	680,4	28,3

Таблица 1.5

## Типоразмеры и основные параметры роликовых цепей типа 4ПР

Типоразмер цепи	$t$	$b_3$	$d_1$	$d_3$	$A$	$h$	$b_4$	$F_p$ , кН	Масса 1 м цепи, кг
						не более			
4ПР-19,05-128	19,05	12,7	5,94	11,91	22,78	18,08	101,9	128	5,75
4ПР-25,4-228	25,4	15,88	7,92	15,88	29,29	24,2	129,9	228	10,9
4ПР-31,75-355	31,75	19,05	9,53	19,05	35,76	30,2	157,5	355	14,7
4ПР-38,1-508	38,1	25,4	11,10	22,23	45,44	36,2	197,1	508	22,0
4ПР-50,8-900	50,8	31,75	14,27	28,58	58,55	48,3	252,3	900	38,0

Таблица 1.6

## Типоразмеры и основные параметры роликовых цепей типа ПРИ

Типоразмер цепи	$t$	$b_3$	$d_1$	$d_3$	$h$	$b_4$	$F_p$ , кН	Масса 1 м цепи, кг
					не более			
ПРИ-78,1-360	78,1	38,1	17,15	33,3	45,5	102	360	14,5
ПРИ-78,1-400	78,1	38,1	19	40	56	102	400	19,8
ПРИ-103,2-650	103,2	49	24	46	60	135	650	28,8
ПРИ-140-1200	140	80	36	65	90	182	1200	63,0

## 1.2.3. Цепь зубчатая

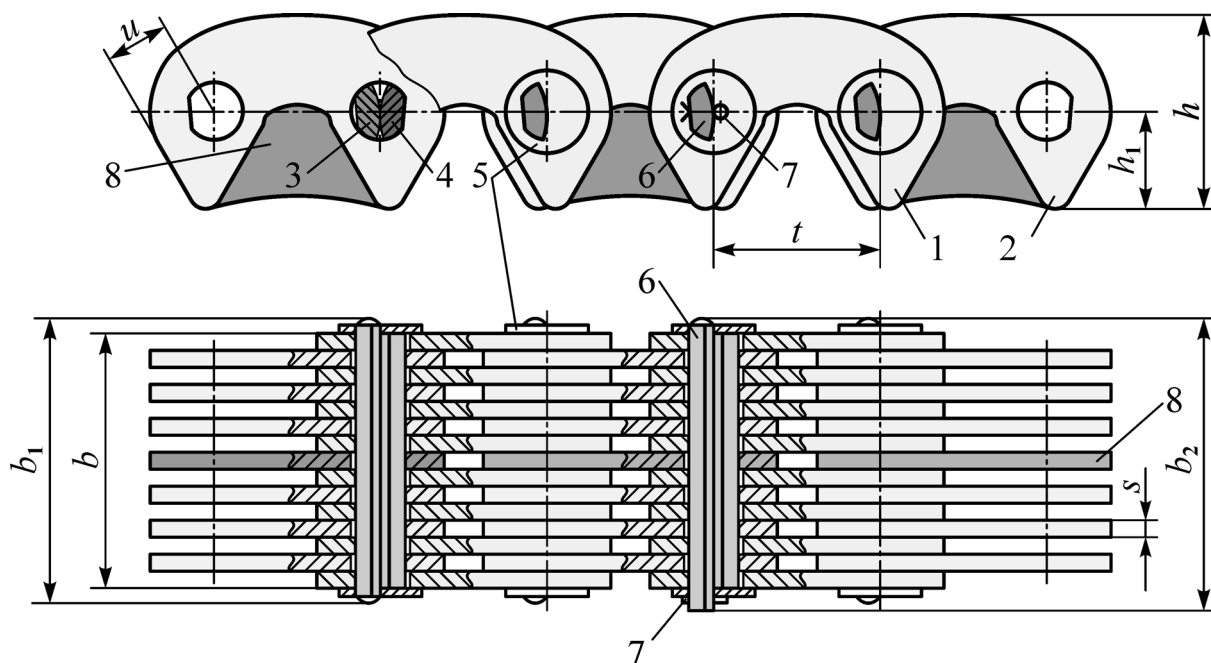
Приводные зубчатые цепи по ГОСТ 13552–81 изготавливают двух типов:

- тип ПЗ-1 – с односторонним зацеплением;
- тип ПЗ-2 – с двухсторонним зацеплением.

## 1.2.3.1. Цепь с односторонним зацеплением типа ПЗ-1

Цепь с односторонним зацеплением типа ПЗ-1 зацепляется со звездочками, расположенными только внутри контура передачи.

Звенья цепи набирают из чередующихся внешних пластин 1 и внутренних пластин 2, имеющих профильные отверстия с плоскими опорными поверхностями (рис. 1.4). Современные зубчатые цепи изготавливают с шарнирами качения.



**Рис. 1.4. Конструкция приводной зубчатой цепи типа ПЗ-1**

Шарнир качения образуют две призмы 3 и 4, контактирующие друг с другом по цилиндрическим поверхностям. Призма 3 запрессована в пластину 1 и опирается лыской на плоскую опорную поверхность отверстия пластины, призма 4 аналогично запрессована в пластину 2. Длина одной из призм равна ширине  $b$  наружного звена. Другая призма выполнена большей длины для установки по концам шайб 5 и расклепки. Для соединения концов цепи служит удлиненная соединительная призма 6, один из концов которой расклепан, а на другом конце установлено стопорное устройство, состоящее из шайбы 5 и шплинта 7.

Во избежание бокового сползания цепи со звездочек в середине цепи предусмотрена направляющая пластина 8, отличающаяся от других пластин отсутствием в средней части впадины для зубьев звездочек.

Каждая пластина имеет по два зуба с впадиной между ними для размещения зуба звездочки. Рабочими являются плоские внешние поверхности зубьев этих пластин. Рабочими поверхностями каждое звено 1 садится на два зуба звездочки 2, имеющие трапециевидный профиль (рис. 1.5, а).

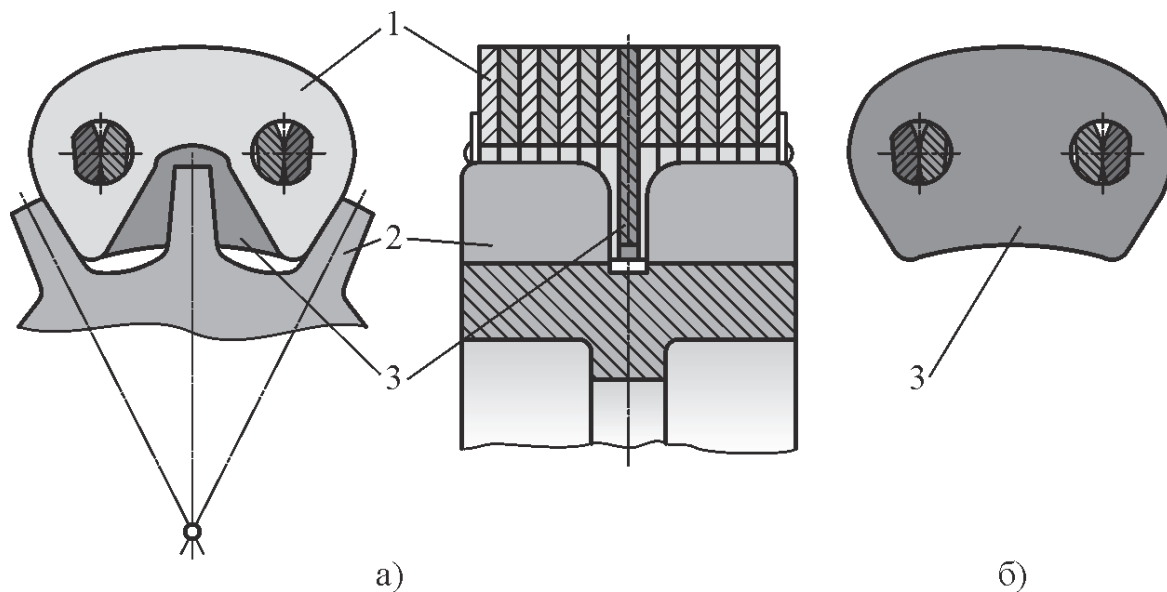
На зубьях звездочек в средней части предусмотрена кольцевая канавка для входа направляющей пластины 3. Направляющая пластина с шарнирами отдельно представлена на рис. 1.5, б.

Пример обозначения зубчатой цепи с односторонним зацеплением:

ПЗ-1-12,7-26-22,5 ГОСТ 13 552-81 – цепь приводная зубчатая, тип 1 (с односторонним зацеплением), с шагом  $t = 12,7$  мм, разрушающей силой  $F_p = 26$  кН и шириной  $b = 22,5$  мм.

Типоразмеры и основные параметры зубчатых цепей типа ПЗ-1 приведены в табл. 1.7.





**Рис. 1.5. Контакт пластин зубчатой цепи типа ПЗ-1 со звездочкой:**  
 а) профиль зубьев звездочки; б) направляющая пластина с шарнирами

**Таблица 1.7**

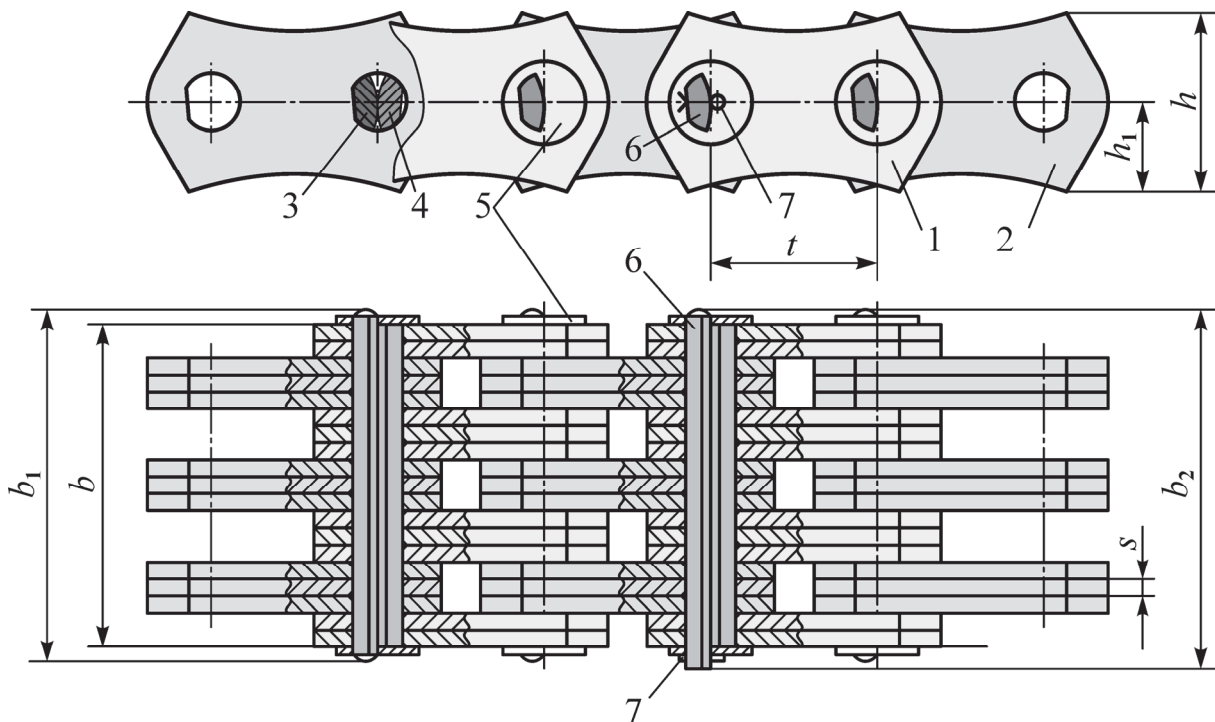
**Типоразмеры и основные параметры зубчатых цепей типа ПЗ-1**

Типоразмер цепи	$t$	$b$	$b_1$	$b_2$	$h$	$h_1$	$s$	$u$	$F_p$ , кН	Масса м цепи, кг
ПЗ-1-12,7-26-22,5	12,7	22,5	28,5	31,5	13,4	7,0	1,5	4,76	26	1,31
ПЗ-1-12,7-31-28,5		28,5	34,5	37,5					31	1,60
ПЗ-1-12,7-36-34,5		34,5	40,5	43,5					36	2,00
ПЗ-1-12,7-42-40,5		40,5	46,5	49,5					42	2,31
ПЗ-1-12,7-49-46,5		46,5	52,5	55,5					49	2,70
ПЗ-1-12,7-56-52,5		52,5	58,5	61,5					56	3,00
ПЗ-1-15,875-41-30	15,875	30,0	38,0	41,0	16,7	8,7	2,0	5,95	41	2,21
ПЗ-1-15,875-50-38		38,0	46,0	49,0					50	2,71
ПЗ-1-15,875-58-46		46,0	54,0	57,0					58	3,30
ПЗ-1-15,875-69-54		54,0	62,0	65,0					69	3,90
ПЗ-1-15,875-80-62		62,0	70,0	73,0					80	4,41
ПЗ-1-15,875-91-70		70,0	78,0	81,0					91	5,00

Типоразмер цепи	$t$	$b$	$b_1$	$b_2$	$h$	$h_1$	$s$	$u$	$F_{p'}$ , кН	Масса 1 м цепи, кг
ПЗ-1-19,05-74-45	19,05	45,0	54,0	56,0	20,1	10,5	3,0	7,14	74	3,90
ПЗ-1-19,05-89-57		57,0	66,0	68,0					89	4,90
ПЗ-1-19,05-105-69		69,0	78,0	80,0					105	5,91
ПЗ-1-19,05-124-81		81,0	90,0	92,0					124	7,00
ПЗ-1-19,05-143-93		93,0	102,0	104,0					143	8,00

### 1.2.3.2. Цепь с двухсторонним зацеплением типа ПЗ-2

Цепи с двухсторонним зацеплением типа ПЗ-2 (рис. 1.6) могут зацепляться со звездочками, расположенными как внутри, так и вне контура передачи. Рабочие пластины 1 и 2 этого типа цепи не имеют выемок (впадин) для размещения зуба звездочки между рабочими поверхностями пластины.



**Рис. 1.6. Конструкция приводной зубчатой цепи типа ПЗ-2**

Пластины выполнены симметрично относительно продольной оси цепи. Конструкция шарнира аналогична цепи с односторонним зацеплением: призма 3 запрессована в пластину 1 и опирается лыской на плоскую

опорную поверхность отверстия пластины, призма 4 аналогично запрессована в пластину 2. Длина одной из призм равна ширине  $b$  наружного звена. Другая призма выполнена большей длины для установки по концам шайб 5 и расклепки.

Для соединения концов цепи служит удлиненная соединительная призма 6, один из концов которой расклепан, а на другом конце установлено стопорное устройство, состоящее из шайбы 5 и шплинта 7.

Направляющие пластины в цепи с двухсторонним зацеплением отсутствуют, так как осевое фиксирование цепи осуществляется упором боковых поверхностей звеньев в торцы зубьев звездочек, входящих в свободное пространство между звеньями цепи.

Типоразмеры и основные параметры зубчатых цепей типа ПЗ-2 приведены в табл. 1.8.

**Таблица 1.8**

**Типоразмеры и основные параметры зубчатых цепей типа ПЗ-2**

Типоразмер цепи	$t$	$b$	$b_1$	$b_2$	$h$	$h_1$	$s$	$u$	$F_p$ , кН	Масса 1 м цепи, кг
ПЗ-2-25,4-101-57	25,4	57,0	66,0	68,0	26,7	13,35	3,0	9,52	101	8,40
ПЗ-2-25,4-132-75		75,0	84,0	86,01					132	10,80
ПЗ-2-25,4-164-93		93,0	102,0	104,0					164	13,20
ПЗ-2-25,4-196-111		111,0	120,0	122,0					196	15,40
ПЗ-2-31,75-166-75	31,75	75,0	85,0	88,0	33,4	16,70	3,0	11,91	166	14,35
ПЗ-2-31,75-206-93		93,0	103,0	106,0					206	16,55
ПЗ-2-31,75-246-111		111,0	121,0	124,0					246	18,80
ПЗ-2-31,75-286-129		129,0	139,0	142,0					286	21,00

Пример обозначения зубчатой цепи с двухсторонним зацеплением:

ПЗ-2-25,4-132-75 ГОСТ 13 552-81 – цепь приводная зубчатая, тип 2 (с двухсторонним зацеплением), с шагом  $t = 25,4$  мм, разрушающей силой  $F_p = 132$  кН и шириной  $b = 75$  мм.

#### 1.2.4. Сравнительная оценка приводных цепей

Втулочные цепи просты по конструкции, выпускаются только с шагом  $t = 9,525$  мм, их нагрузочная способность и износостойкость невелики.

Область рационального применения втулочных цепей – тихоходные малонагруженные передачи.

Роликовые цепи сравнительно просты по конструкции, более долговечны по сравнению с втулочными цепями и поэтому получили широкое применение в приводах.

Зубчатые цепи работают более плавно и тихо, чем роликовые и втулочные, отличаются высокой кинематической точностью, повышенной надежностью в работе, так как разрушение одной пластины не приводит к разрыву всего звена. Достоинством зубчатых цепей является возможность передачи при одном и том же шаге и скорости движения мощности в широком диапазоне, что достигается изменением ширины цепи за счет увеличения количества пластин в звене.

К недостаткам зубчатых цепей следует отнести их значительную массу, сложность изготовления, высокую стоимость, что обуславливает их ограниченное применение и вытеснение их роликовыми цепями.

Рационально применять зубчатые цепи в передачах с повышенной кинематической точностью, с повышенными требованиями к плавности и бесшумности работы, а также в передачах, работающих при скоростях движения цепи  $V \geq 5$  м/с и больших значениях передаваемой мощности.

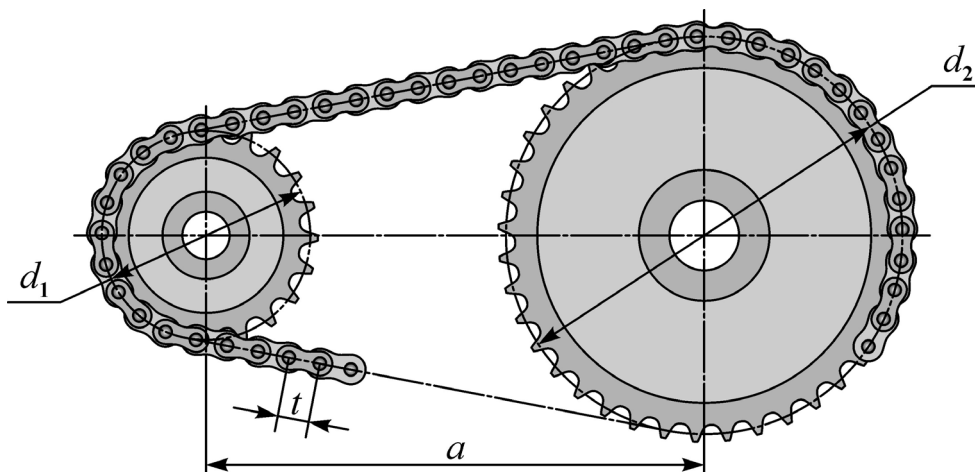
## 2. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ, КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ЗАВИСИМОСТИ В ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧАХ

### 2.1. Геометрические параметры передачи

Основными геометрическими параметрами цепной передачи являются шаг цепи  $t$ , делительные диаметры звездочек  $d_1$  и  $d_2$ , межосевое расстояние  $a$  (рис. 2.1).

#### 2.1.1. Делительные диаметры звездочек

При работе цепной передачи звенья цепи, находящиеся в зацеплении с зубьями звездочек, располагаются на звездочках в виде сторон многоугольника, вершины которого располагаются на делительных диаметрах  $d_1$  и  $d_2$  звездочек, сторона многоугольника равна шагу  $t$  цепи, а число сторон равно числу зубьев звездочек  $z_1$  и  $z_2$  (рис. 2.2).

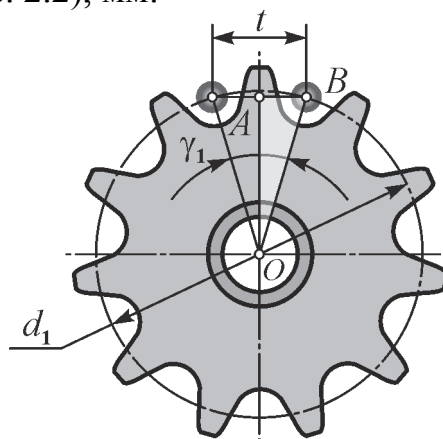


**Рис. 2.1. Геометрические параметры цепной передачи**

Угловые шаги звездочек:

$$\gamma_1 = 360^\circ / z_1 \text{ и } \gamma_2 = 360^\circ / z_2.$$

Делительные диаметры звездочек  $d_1$  и  $d_2$  определим по расположению центров шарниров цепи на зубьях звездочек из рассмотрения треугольника  $AOB$  (см. рис. 2.2), мм:



**Рис. 2.2. Схема к расчету делительного диаметра звездочки**

$$d_1 = \frac{t}{\sin \frac{\gamma_1}{2}} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} \text{ и } d_2 = \frac{t}{\sin \frac{\gamma_2}{2}} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}}. \quad (2.1)$$

### 2.1.2. Числа зубьев звездочек

Выбор чисел зубьев звездочек оказывает существенное влияние на качественные показатели работы цепной передачи. С одной стороны, с увеличением чисел зубьев звездочек возрастают габариты передачи, однако при этом повышаются ее технико-экономические показатели:

– повышается скорость движения цепи (при неизменной частоте вращения звездочки) и соответственно снижается окружное усилие, поэтому уменьшается натяжение цепи, а, следовательно, и давление в шарнирах, что ведет к снижению износа в них;

– уменьшаются углы поворота звеньев при огибании звездочек цепью, что ведет к снижению работы сил трения скольжения и износа в шарнирах цепи;

– повышается равномерность вращения ведомой звездочки, поэтому снижаются динамические нагрузки в цепной передаче, обусловленные неравномерным вращением ведомой звездочки;

– снижаются ударные нагрузки из-за меньшего угла отклонения звеньев цепи при входе в зацепление и выходе из него с зубьями звездочек, что способствует повышению износостойкости и снижению шума при работе цепной передачи;

– повышается срок службы передачи благодаря уменьшению износа цепи и силы удара при входе звеньев в зацепление с зубьями звездочек.

#### 2.1.2.1. Число зубьев меньшей звездочки $z_1$

Для обеспечения долговечной и надежной работы цепной передачи в стандартах многих стран приводят рекомендации по выбору минимального числа зубьев меньшей звездочки:

$z_{1\min} \geq 13$  – для тихоходных передач с втулочными и роликовыми цепями;

$z_{1\min} \geq 19$  – для втулочных и роликовых цепей при скорости движения цепи  $V > 2$  м/с;

$z_{1\min} \geq 23$  – для втулочных и роликовых цепей при ударном нагружении передач.

Для зубчатых цепей минимальное число зубьев меньшей звездочки принимают на 20..30% больше, чем у втулочных и роликовых, работающих в аналогичных условиях.

При отсутствии конструктивных ограничений по габаритам цепной передачи для обеспечения плавности, высокой долговечности, ограничения шума в передачах с высокими и средними скоростями движения цепи  $z_{1\min}$  рекомендуют определять по формуле:

$$z_{1\min} \geq 29 - 2i. \quad (2.2)$$

Полученное значение  $z_{1\min}$  округляют до целого нечетного числа (желательно из ряда простых чисел), что позволяет избежать постоянного контактирования зуба звездочки с одними и теми же звеньями цепи.

#### 2.1.2.2. Число зубьев большей звездочки $z_2$

Для большей звездочки число зубьев ограничивают из условия

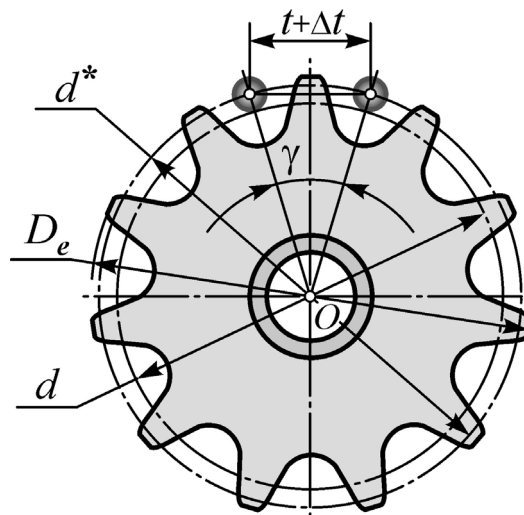
$$z_2 = z_1 i \leq z_{2\max}. \quad (2.3)$$

Расчетное число зубьев  $z_2$  следует округлить до ближайшего нечетного числа. Как показывает опыт эксплуатации цепных передач, при нечетных значениях чисел зубьев  $z_1$  и  $z_2$  и четном числе звеньев цепи изнашивание звездочек и шарниров цепи протекает более равномерно.

Максимальное число зубьев большей звездочки  $z_{2\max}$  зависит от типа цепи, профиля зуба, а также от предельно допустимого или заданного (по условиям работы передачи) увеличения шага цепи при износе шарниров.

В результате износа шарниров цепи на величину  $\Delta t$  шаг изношенной цепи будет  $t^* = t + \Delta t$ . Шарниры изношенной цепи будут располагаться на большем диаметре  $d^*$ , передвигаясь по мере износа от делительного диаметра  $d$  к диаметру окружности выступов  $D_e$  (рис. 2.3):

$$d^* = \frac{t^*}{\sin \frac{180^\circ}{z}} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}} + \frac{\Delta t}{\sin \frac{180^\circ}{z}} = d + \frac{\Delta t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}. \quad (2.4)$$



**Рис. 2.3. Расположение шарнира изношенной цепи на звездочке**

Надежное сцепление зубьев звездочки с изношенной цепью возможно при условии  $d^* < D_e$ . Как следует из выражения (2.4), с ростом числа зубьев звездочки  $z$  при меньшем износе  $\Delta t$  достигается предельное значение диаметра  $d^*$ , при котором нарушается надежное сцепление зубьев звездочки с шарнирами цепи. При работе передачи с изношенной цепью зацепление цепи нарушается в первую очередь с большей звездочкой.

Для звездочек приводных втулочных и роликовых цепей рекомендуется принимать  $z_{2\max} \leq 120$ .

Для звездочек приводных зубчатых цепей следует принимать  $z_{2\max} \leq 140$ .

### 2.1.3. Межосевое расстояние и длина цепи

Межосевое расстояние  $a$  в цепных передачах может изменяться в широком диапазоне  $a = (20 \dots 160)t$ , мм. Но в приводах общего машиностроения, как правило, ограничивают и минимальное, и максимальное значения межосевого расстояния. Оптимальное межосевое расстояние

$$a = (30 \dots 50)t. \quad (2.5)$$

При  $a < 30t$  наблюдается ускоренный износ шарниров в связи с повышенной частотой входа каждого шарнира в зацепление.

Минимальное межосевое расстояние, определяемое из условия, чтобы зубья звездочек не задевали друг друга,

$$a_{\min} > 0,5 (D_{e1} + D_{e2}), \quad (2.6)$$

где  $D_{e1}$  и  $D_{e2}$  – диаметры окружностей выступов звездочек.

При  $a > 50t$  существенно возрастают габариты передачи, кроме того, даже небольшой износ каждого шарнира приводит к значительному удлинению цепи и нарушению зацепления с зубьями звездочек. Обычно межосевое расстояние ограничивают величиной  $a_{\max} = 80t$ .

Число звеньев цепи  $W$  связано с межосевым расстоянием  $a$ , шагом цепи  $t$  и числами зубьев звездочек  $z_1$  и  $z_2$  зависимостью

$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a}{t} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a}. \quad (2.7)$$

Первые две составляющие суммы в формуле определяют число звеньев цепи при равных диаметрах звездочек, последняя составляющая учитывает влияние разности чисел зубьев звездочек на изменение числа звеньев цепи.

Полученное значение  $W$  округляют до ближайшего целого, желательно четного числа. Четное число звеньев цепи позволяет избежать применения переходных звеньев при соединении концов цепи.

Длина цепи, мм,

$$L = Wt, \quad (2.8)$$

Назначив число звеньев цепи из формулы (2.7), уточняют межосевое расстояние:

$$a = \frac{t}{4} \left[ W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left( W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (2.9)$$

Цепь должна иметь некоторое провисание во избежание повышенной нагрузки на цепь и валы от силы натяжения и радиального биения звездо-



чек. Для этого расчетное межосевое расстояние уменьшают на величину  $\Delta a = (0,002 \dots 0,004)a$ .

## 2.2. Кинематика цепной передачи

Средняя скорость цепи (рис. 2.4), м/с,

$$V = \frac{z_1 n_1 t}{60 \cdot 10^3} = \frac{z_2 n_2 t}{60 \cdot 10^3}, \quad (2.10)$$

где  $z_1$  и  $z_2$  – числа зубьев ведущей и ведомой звездочек соответственно;

$n_1$  и  $n_2$  – частоты вращения ведущей и ведомой звездочек соответственно,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$t$  – шаг цепи, мм.

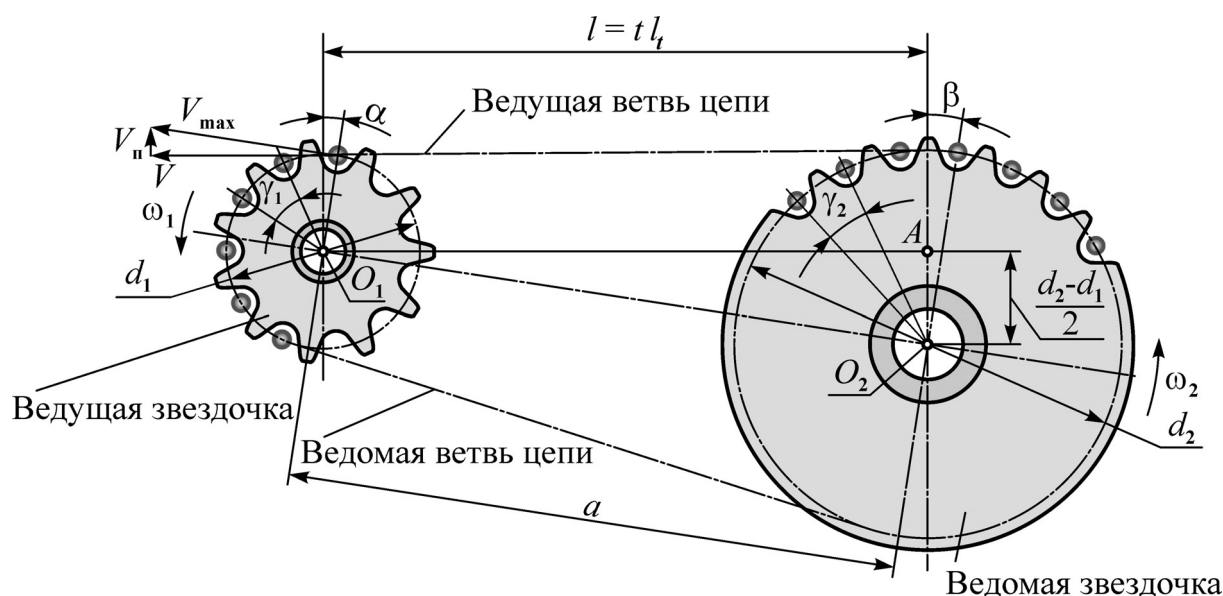


Рис. 2.4. Кинематическая схема цепной передачи

Передаточное отношение передачи определяют из равенства средней скорости цепи на звездочках:

$$z_1 n_1 = z_2 n_2,$$

откуда передаточное отношение

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (2.11)$$

При работе цепной передачи движение цепи определяется движением шарнира звена, вошедшего последним в зацепление с ведущей звездочкой. Каждое звено ведет цепь при повороте звездочки на один угловой шаг  $\gamma_1$ , а потом уступает место следующему звену.

Скорость ведущей звездочки на делительном диаметре при постоянной

частоте вращения ее вала постоянна. Скорость цепи максимальна в положении звездочки, при котором радиус звездочки, проведенный через шарнир, перпендикулярен ведущей ветви цепи:

$$V_{\max} = \omega_1 \frac{d_1}{2}.$$

В произвольном угловом положении звездочки, когда ведущий шарнир повернут относительно перпендикуляра к ведущей ветви на угол  $\alpha$ , продольная скорость цепи

$$V = V_{\max} \cos \alpha.$$

Угол  $\alpha$  изменяется от 0 до  $\gamma_1/2$ , а продольная скорость цепи при этом циклически изменяется от  $V_{\max}$  до  $V_{\min} = V_{\max} \cos \gamma_1/2$ .

Поперечная скорость цепи

$$V_{\Pi} = V_{\max} \sin \alpha.$$

Поперечная скорость цепи характеризует скорость соударения элементов цепи с зубьями звездочки при входе в зацепление, что способствует возбуждению поперечных колебаний цепи и интенсивному изнашиванию ее шарниров.

Мгновенная угловая скорость ведомой звездочки

$$\omega_2 = \frac{2V}{d_2 \cos \beta}, \quad (2.12)$$

где  $\beta$  – угол поворота шарнира, примыкающего к ведущей ветви цепи (по отношению к перпендикуляру на эту ветвь), изменяющийся в пределах от 0 до  $\gamma_2/2$ .

Согласно формуле (2.12), угловая скорость ведомой звездочки в процессе зацепления колеблется от  $\omega_{2\min}$  до  $\omega_{2\max}$ :

$$\omega_{2\min} = \omega_1 \frac{d_1 \cos \frac{\gamma_1}{2}}{d_2 \cos \beta} \quad \text{и} \quad \omega_{2\max} = \omega_1 \frac{d_1}{d_2 \cos \beta}.$$

В зависимости от числа звеньев  $l_i$ , укладываемых в ведущей ветви длиной  $l$  различают передачи с синфазным движением звездочек, когда  $l_i$  равно целому числу звеньев, и передачи с асинфазным движением звездочек, когда дробная часть числа звеньев  $l_i$  равна 0,5. На практике любые передачи с нецелым числом звеньев  $l_i$  считают асинфазными.

При синфазном движении

$$\omega_{2\min} = \omega_1 \frac{d_1 \cos \frac{\gamma_1}{2}}{d_2 \cos \frac{\gamma_2}{2}} \quad \text{и} \quad \omega_{2\max} = \omega_1 \frac{d_1}{d_2}.$$

При асинфазном движении

$$\omega_{2\min} = \omega_1 \frac{d_1 \cos \frac{\gamma_1}{2}}{d_2} \quad \text{и} \quad \omega_{2\max} = \omega_1 \frac{d_1}{d_2 \cos \frac{\gamma_2}{2}}.$$

Колебания угловой скорости вращения ведомой звездочки  $\omega_2$  при постоянной угловой скорости вращения ведущей звездочки ( $\omega_1 = \text{const}$ ) характеризуется коэффициентом кинематической неравномерности вращения  $\delta$ :

$$\delta = 2 \frac{\omega_{2\max} - \omega_{2\min}}{\omega_{2\max} + \omega_{2\min}}. \quad (2.13)$$

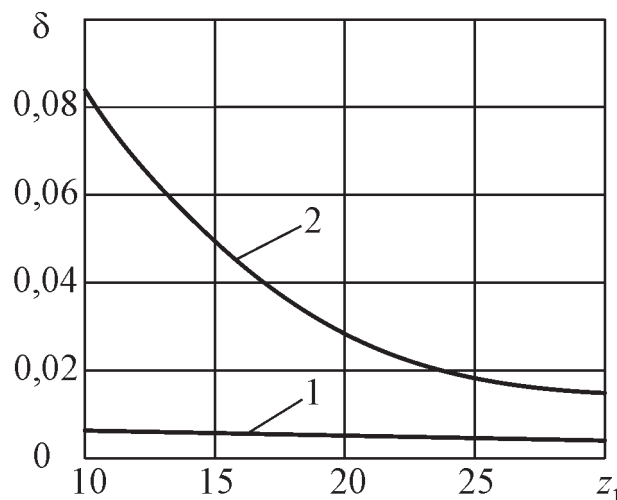
В связи с непостоянством угловой скорости вращения ведомой звездочки передаточное отношение цепной передачи также является переменной величиной. Мгновенное передаточное отношение передачи:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2 \cos \beta}{d_1 \cos \alpha}.$$

В процессе зацепления передаточное отношение изменяется в пределах:

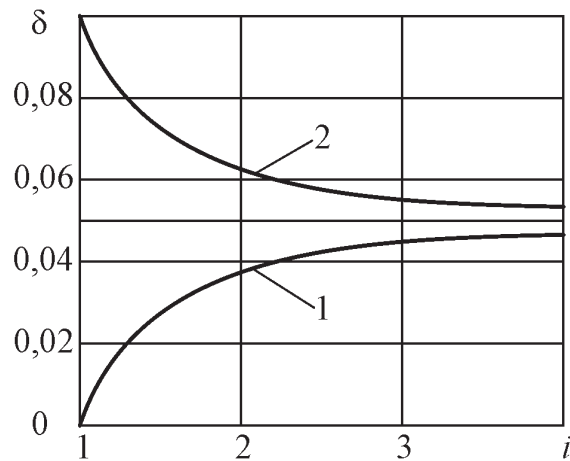
$$\text{от } i_{\min} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\max}} \quad \text{до} \quad i_{\max} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\min}} \quad (2.14)$$

На рис. 2.5 и 2.6 представлены зависимости коэффициента неравномерности вращения  $\delta$  от числа зубьев меньшей звездочки  $z_1$  и передаточного отношения  $i$ , вычисленные по формулам (2.13) и (2.14) [2].



**Рис. 2.5. Зависимость коэффициента неравномерности вращения  $\delta$  от числа зубьев меньшей звездочки  $z_1$ :**

1 — при синфазном движении; 2 — при асинфазном движении



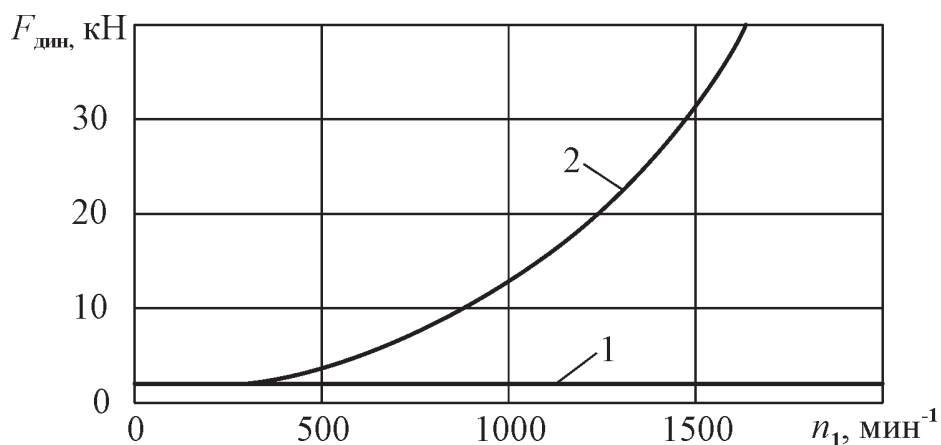
**Рис. 2.6. Зависимость коэффициента неравномерности вращения  $\delta$  от передаточного отношения  $i$ :**

1 – при синфазном движении; 2 – при асинфазном движении

Представленные графики наглядно убеждают в целесообразности проектирования цепной передачи с синфазным движением звездочек.

Переменная угловая скорость вращения ведомой звездочки  $\omega_2$  вызывает угловое ускорение  $\varepsilon_2 = d\omega_2/dt$ , которое обуславливает появление на звездочке переменного инерционного момента  $T_{и}$ , пропорционального моменту инерции  $I_2$  приведенной к валу звездочки массы ведомой системы, и величине ускорения  $\varepsilon_2$ :  $T_{и} = I_2 \varepsilon_2$ .

Инерционный момент  $T_{и}$  вызывает действие вдоль ведущей ветви цепи динамической силы  $F_{дин}$ , график которой представлен на рис. 2.7 для цепи ПР-31,75-89 [2].



**Рис. 2.7. Зависимость динамической силы  $F_{дин}$  от частоты вращения меньшей звездочки  $n_1$ :**

1 – при синфазном движении; 2 – при асинфазном движении

Анализ приведенных зависимостей и графиков показывает, что для повышения равномерности движения цепи, снижения динамических нагрузок в ней и повышения ее долговечности целесообразно:

- проектировать передачу с синфазным движением звездочек, желательно с небольшим значением передаточного отношения;
- выбирать по возможности большое число зубьев звездочек, что уменьшает угловые шаги  $\gamma_1$  и  $\gamma_2$ .

### 2.3. Энергетические соотношения в передаче

Связь между мощностями на ведущей и ведомой звездочках выражается зависимостью

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}, \quad (2.15)$$

где  $\eta$  – КПД передачи;

$P_1$  и  $P_2$  – мощности на ведущей и ведомой звездочках соответственно, Вт (кВт).

Мощности на ведущей и ведомой звездочках связаны с вращающими моментами на валах зависимостями, Вт:

$$P_1 = T_1 \omega_1 \text{ и } P_2 = T_2 \omega_2, \quad (2.16)$$

где  $T_1$  и  $T_2$  – вращающие моменты на валах ведущей и ведомой звездочек, Н·м;

$\omega_1$  и  $\omega_2$  – угловые скорости вращения ведущей и ведомой звездочек, рад/с.

Часто мощность выражают в кВт, тогда расчетные формулы принимают вид

$$P_1 = \frac{T_1 \omega_1}{1000} = \frac{T_1 n_1}{9550} \text{ и } P_2 = \frac{T_2 \omega_2}{1000} = \frac{T_2 n_2}{9550}. \quad (2.17)$$

В формуле (2.17):

$n_1$  и  $n_2$  – частоты вращения ведущей и ведомой звездочек, мин<sup>-1</sup>;

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} \text{ и } \omega_2 = \frac{\pi n_2}{30}. \quad (2.18)$$

Вращающие моменты на ведущей и ведомой звездочках связаны зависимостью

$$T_2 = T_1 i \eta. \quad (2.19)$$

### 2.4. Силы в ветвях цепи и на валы передачи

Окружная сила на звездочках, Н,

$$F_t = \frac{2000 T_1}{d_1} = \frac{1000 P_1}{V}, \quad (2.20)$$

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

$d_1$  – делительный диаметр ведущей звездочки, мм;

$V$  – средняя скорость цепи, м/с.

В ведущей ветви цепи в процессе стационарной работы передачи действует сила  $F_1$ , состоящая из окружной силы  $F_t$  и силы натяжения ведомой ветви  $F_2$ :

$$F_1 = F_t + F_2. \quad (2.21)$$

Сила натяжения ведомой ветви

$$F_2 = F_0 + F_{\text{ц}} + F_{\text{дин}}, \quad (2.22)$$

где  $F_0$  – натяжение цепи от силы тяжести, Н;

$F_{\text{ц}}$  – натяжение от центробежных сил, Н;

$F_{\text{дин}}$  – динамическая нагрузка от неравномерного хода цепи, Н.

Натяжение цепи от силы тяжести

$$F_0 = \xi m_1 g a, \quad (2.23)$$

где  $\xi$  – коэффициент, зависящий от угла наклона  $\psi$  линии, соединяющей центры звездочек, к горизонту (рис. 2.8):

$$\xi = 6,25 \text{ при угле } \psi \leq 40^\circ,$$

$$\xi = 3 \text{ при угле } \psi > 40^\circ,$$

$$\xi = 1 \text{ при угле } \psi = 90^\circ;$$

$m_1$  – погонная масса цепи, кг/м;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$a$  – межосевое расстояние, м.

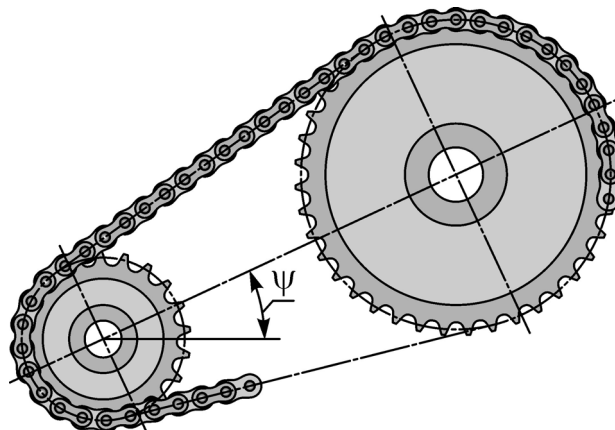


Рис. 2.8. К вопросу о наклоне линии центров звездочек к горизонту

Натяжение от силы тяжести при горизонтальном (и близком к нему) положении линии, соединяющей оси звездочек, можно определить как для гибкой нерастяжимой нити

$$F_0 = \frac{m_1 g a^2}{8f},$$

где  $f$  – стрела провисания цепи, м.

ГОСТ 13568-97 в указаниях по эксплуатации цепей устанавливает нормальное натяжение цепи, при котором для передачи с межосевым расстоянием 1000 мм стрела провисания ведомой ветви должна составлять  $40 \pm 10$  мм при приложении усилия  $160 \pm 10$  Н. При увеличении или уменьшении межосевого расстояния на каждые 100 мм стрела провисания соответственно увеличивается или уменьшается на  $4 \pm 1$  мм.

Для наклонных передач с углом наклона линии центров к горизонту  $\psi \geq 45^\circ$  следует принимать нижнюю границу указанных параметров передачи.

Стрелу провисания измеряют в двухзвездной цепной передаче посередине ведомой ветви, в многозвездной передаче – посередине цепи между ведущей и натяжной звездочками.

Предварительное натяжение ветвей цепи играет значительную роль при эксплуатации передачи. Излишнее натяжение цепи создает в шарнирах дополнительные нагрузки, которые по величине в несколько раз могут превосходить номинальные. Такие перегрузки способствуют проворачиванию валиков и втулок в отверстиях пластин, повышенному износу шарниров цепи и зубьев звездочек, значительному нагреву цепи, что ведет к снижению долговечности цепной передачи.

Недостаточное предварительное натяжение ветвей цепи служит причиной захлестывания холостой ветви, соскакивания цепи с зубьев звездочек и перескакивания звеньев через зубья звездочки.

Натяжение цепи от действия центробежных сил определяют по формуле

$$F_{\text{ц}} = m_1 V^2. \quad (2.24)$$

Динамическую составляющую нагрузки учитывают коэффициентом ударности  $K_y$

$$K_y = \frac{F_t + F_{\text{дин}}}{F_t} \quad (2.25)$$

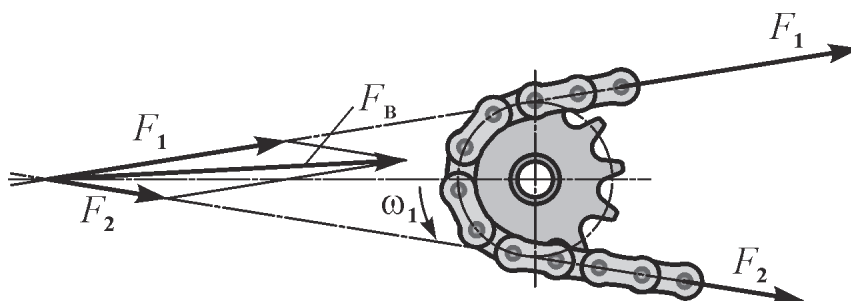
С учетом зависимостей (2.22) и (2.25) формулу (2.21), запишем в виде

$$F_1 = K_y F_t + F_0 + F_{\text{ц}}. \quad (2.26)$$

При небольших скоростях движения цепи ( $V < 5$  м/с) величиной натяжения цепи от центробежной силы пренебрегают.

Нагрузка на валы цепной передачи  $\bar{F}_B$  есть результирующая от сложения векторов – сил натяжения ветвей  $\bar{F}_1$  и  $\bar{F}_2$ , Н (рис. 2.9):

$$\bar{F}_B = \bar{F}_1 + \bar{F}_2.$$



**Рис. 2.9. Силы в цепной передаче**

С достаточной для практических расчетов точностью нагрузку на валы передачи определяют по зависимости

$$F_B = K_B K_y F_t, \quad (2.27)$$

где  $K_B$  – коэффициент, учитывающий массу цепи и зависящий от угла  $\psi$ :

$$K_B = 1,15 \dots 1,20 \text{ при угле } \psi < 90^\circ,$$

$$K_B = 1,05 \text{ при угле } \psi = 90^\circ.$$

### 3. РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

#### 3.1. Критерии работоспособности цепных передач

##### 3.1.1. Критерии работоспособности приводных цепей

Как показывает опыт эксплуатации и теоретический анализ, работоспособность цепных передач при правильном выборе конструкции звездочек, их материала, термообработки и технологии изготовления лимитируется несущей способностью цепи. Под несущей способностью понимают способность цепи выполнить работу с заданной передаваемой мощностью в течение требуемого срока службы.

Основные причины выхода из строя приводных цепей:

1. *Износ шарниров* – основная причина выхода из строя цепей открытых и закрытых цепных передач, работающих в условиях достаточной смазки при скоростях движения цепи  $V \leq 12$  м/с, а также цепей, работающих при нерегулярной смазке с низкими скоростями движения ( $V \leq 4$  м/с), особенно при наличии абразива.



Износостойкость цепи характеризуется степенью износа звеньев шарниров до установленной за определенный период времени нормы. По мере износа шаг цепи увеличивается и нарушается надежное ее сцепление с зубьями звездочек, что может привести в процессе эксплуатации к выходу цепи из зацепления с большей звездочкой.

Износ шарнира цепи при прочих равных условиях пропорционален давлению в шарнире  $p$ , поэтому для повышения долговечности шарнира целесообразно уменьшать величину давления  $p$ . Но в то же время с уменьшением давления в шарнире снижается окружная (тяговая) сила в ведущей ветви передачи, что приводит к снижению нагрузочной способности цепи. Поэтому при проектировании цепной передачи величину допустимого давления  $[p]$  в шарнире следует увязывать с требуемым сроком службы передачи. Для цепных передач общего применения срок службы обычно ограничивают величиной 8...15 тыс. часов.

2. *Усталостное разрушение элементов цепи* – может быть определяющим критерием работоспособности в цепных передачах, работающих при обильной смазке в условиях переменной внешней нагрузки, вызывающей циклические изменения сил натяжения в звеньях цепи.

В закрытых передачах при значительных динамических нагрузках чаще наблюдается усталостное разрушение пластин по проушинам и выкрашивание роликов. При высоких скоростях ( $V > 20$  м/с) чаще наблюдается раскалывание роликов, ослабление запрессовок в пластинах валиков и втулок даже при незначительной нагруженности передачи. Очень высокие скорости ( $V > 30$  м/с), как правило, вызывают заедание пары трения в шарнирах при весьма незначительной полезной нагрузке в цепи.

### 3.1.2. *Критерии работоспособности звездочек*

Основными критериями работоспособности звездочек цепных передач, как правило, являются износостойкость рабочей поверхности зубьев и их прочность при ударных и циклических нагрузках. При проектировании цепной передачи исходят из условия, чтобы звездочки были долговечнее цепей. Это условие обосновано тем, что замена изношенной цепи в большинстве случаев не представляет сложности, а также тем, что изношенные зубья звездочки резко снижают работоспособность цепи и передачи в целом.

## 3.2. Расчет роликовой и втулочной цепей

### 3.2.1. Упрощенный расчет роликовой и втулочной цепей по износостойкости шарниров

Описанная ниже упрощенная методика расчета цепных передач широко применяется при проектировании тихоходных открытых цепных передач с периодической смазкой.

Определяющим параметром в расчете цепи на износостойкость является давление в шарнире цепи  $p$  (рис. 3.1):

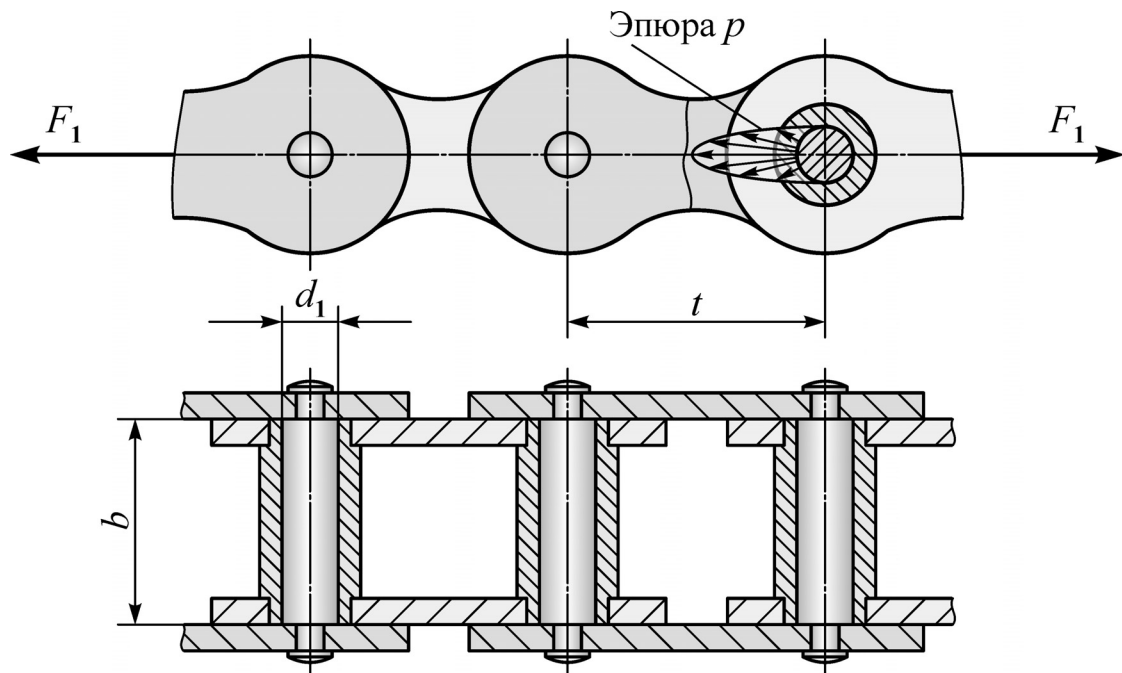


Рис. 3.1. Шарнир цепи типа ПВ

$$p = \frac{F_1}{A_{\text{оп}} m_p} = \frac{K_9 F_t}{A_{\text{оп}} m_p} \leq [p], \quad (3.1)$$

где  $F_1$  – натяжение ведущей ветви цепи, Н;

$F_t$  – окружная сила на звездочках, Н, вычисляемая по формуле (2.20);

$K_9$  – коэффициент эксплуатации;

$A_{\text{оп}}$  – площадь проекции шарнира на диаметральное сечение, мм<sup>2</sup>;

$m_p$  – коэффициент рядности цепи, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по рядам (табл. 3.1);

$[p]$  – допускаемое давление в шарнире по условию износостойкости, МПа.

Таблица 3.1

Коэффициент рядности цепи  $m_p$ 

Число рядов цепи	1	2	3	4
Коэффициент рядности $m_p$	1,0	1,7	2,5	3,0

Допускаемое давление в шарнире цепи  $[p]$  принимают в первом приближении по табл. 3.2 в зависимости от шага цепи и частоты вращения меньшей звездочки.

Таблица 3.2

Допускаемое давление в шарнире цепи по условию износостойкости,  $[p]$ , МПа

Шаг цепи $t$ , мм	Частота вращения меньшей звездочки, мин <sup>-1</sup>									
	< 50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2400
12,7– 15,875	35	31,5	28,7	26,2	24,2	22,4	21,0	18,5	16,6	15,0
19,05– 25,4		30,0	26,2	23,4	21,0	19,0	17,5	15,0	–	–
31,75– 38,1		28,7	24,2	21,0	18,5	16,6	15,0	–	–	–
44,45– 50,8		26,2	21,0	17,5	15,0	–	–	–	–	–

Интенсивность износа цепи возрастает с увеличением давления в шарнире, которое не должно превышать допускаемого значения.

Коэффициент эксплуатации  $K_э$  учитывает условия эксплуатации передачи и представляет собой произведение частных коэффициентов:

$$K_э = K_d K_a K_n K_{рег} K_{см} K_{реж}$$

где  $K_d$  – коэффициент, учитывающий динамичность внешней нагрузки, принимающий значения от 1 при спокойной нагрузке до 1,8 при сильных ударах;

$K_a$  – коэффициент, учитывающий влияние межосевого расстояния (длины цепи) на интенсивность износа, при  $a = (30...50)t$   
 $K_a = 1$ ;

$K_n$  – коэффициент, учитывающий влияние наклона линии центров звездочек передачи к горизонту. С увеличением этого угла ухудшаются условия работы передачи, чем больше наклон передачи к горизонту, тем меньше допустимый суммарный износ цепи; при наклоне линии центров звездочек к горизонту до  $45^\circ$   $K_n = 1$ ; при наклоне под углом  $\psi > 45^\circ$   $K_n = 0,15\sqrt{\psi}$ ;

$K_{\text{рег}}$  – коэффициент, учитывающий влияние регулировки цепи; для передач с регулировкой положения оси одной из звездочек  $K_{\text{рег}} = 1$ ; для передач с оттяжной звездочкой или нажимным роликом  $K_{\text{рег}} = 1,1$ ; для передач с нерегулируемым положением звездочек  $K_{\text{рег}} = 1,25$ ;

$K_{\text{см}}$  – коэффициент, учитывающий условия смазывания: при смазывании окунанием в масляную ванну  $K_{\text{см}} = 0,8$ , при периодическом смазывании  $K_{\text{см}} = 1,5$ ;

$K_{\text{реж}}$  – коэффициент, учитывающий число смен  $N_{\text{см}}$  работы передачи в сутки,  $K_{\text{реж}} = \sqrt[3]{N_{\text{см}}}$ .

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

Площадь проекции шарнира,  $\text{мм}^2$ ,  
 $A_{\text{оп}} = d_1 b$ ,

где  $d_1$  – диаметр валика шарнира,  $\text{мм}$ ;

$b$  – длина втулки,  $\text{мм}$ .

Для стандартных однорядных геометрически подобных цепей каждый из размеров  $d_1$  и  $b$  пропорционален шагу  $t$  и площадь проекции шарнира можно представить в виде

$$A_{\text{оп}} = 0,28 t^2. \quad (3.2)$$

Подставив в формулу (3.1) значения параметров  $F_t$  и  $A_{\text{оп}}$  с учетом формул (2.10), (2.20) и (3.2), выразим из нее шаг цепи,  $\text{мм}$ :

$$t \geq 600 \sqrt[3]{\frac{K_3 P_1}{z_1 n_1 m_p [p]}}. \quad (3.3)$$

По вычисленному значению шага выбирают стандартную цепь (см. табл. 1.1–1.6). Далее по формулам (2.1), (2.5–2.9) вычисляют делительные диаметры  $d_1$  и  $d_2$ , межосевое расстояние передачи  $a$ , число звеньев цепи  $W$  и длину цепи  $L$ . Уточняют скорость цепи по формуле (2.10) и вычисляют силы в ветвях цепи и на валы передачи (см. п. 2.4).

### 3.2.2. Расчет роликовой и втулочной цепей по износостойкости шарниров с реализацией синфазного движения звездочек

Методика расчета, описанная ниже, предложена А.А. Готовцевым и позволяет спроектировать цепную передачу с синфазным движением звездочек [2].

#### 3.2.2.1. Определение установочного (предварительного) межосевого расстояния $a_y$

Установочное значение межосевого расстояния  $a_y$  определяют в зависимости от передаваемой мощности  $P_1$ , кВт, и частоты вращения  $n_1$ , мин<sup>-1</sup>, на ведущей (меньшей) звездочке

$$a_y = 2000 \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}, \text{ мм.} \quad (3.4)$$

#### 3.2.2.2. Определение минимально допустимого диаметра окружности выступов меньшей звездочки $D_{e1}$

Для обеспечения долговечности цепи в пределах  $(5...6) \cdot 10^3$  ч при хорошей смазке и спокойной нагрузке диаметр окружности выступов меньшей звездочки  $D_{e1}$  должен быть не меньше значения, определенного по формуле

$$D_{e1} = 280 \sqrt[3]{\frac{P_1}{\sqrt[3]{n_1^2}}}, \text{ мм.} \quad (3.5)$$

#### 3.2.2.3. Корректировка установочного межосевого расстояния $a_y$

Установочное межосевое расстояние  $a_y$  корректируют по отношению к минимально допустимому значению межосевого расстояния передачи  $a_{\min}$ . Из соображения снижения интенсивности износа цепи должно соблюдаться условие

$$a_y \geq a_{\min}.$$

Для двухзвездного цепного контура при известных значениях  $D_{e1}$  и передаточного отношения передачи  $i$  минимально допустимое значение межосевого расстояния передачи  $a_{\min}$ , мм:

$$a_{\min} = 0,6 D_{e1} (1+i) \text{ при } 1 \leq i \leq 4;$$

$$a_{\min} = D_{e1} (1+i) \text{ при } 4 < i \leq 10.$$

Если расчетное значение  $a_y < a_{\min}$ , то принимают  $a_y = a_{\min}$ .

### 3.2.2.4. Выбор шага цепи $t$

При известном диаметре окружности выступов меньшей звездочки  $D_{e1}$  определяют геометрическую характеристику цепи  $F_1(t)$

$$F_1(t) = \frac{9160 K_3 P_1}{K_V K_{cl}} \sqrt[3]{\frac{D_{e1} t^2}{a_y \sqrt{n_1}}}, \quad (3.6)$$

где  $K_3$  – коэффициент эксплуатации, учитывающий условия эксплуатации передачи;

$K_V$  – коэффициент, учитывающий снижение несущей способности цепи из-за центробежных сил;

$K_{cl}$  – коэффициент срока службы передачи.

Для втулочной и роликовой цепей

$$K_3 = K_n K_t K_y, \quad (3.7)$$

где  $K_n$  – коэффициент, учитывающий влияние наклона линии центров звездочек передачи к горизонту (см. рис. 2.8) и п. 3.2.1:

$$K_n = 1 \text{ при } \psi < 45^\circ;$$

$$K_n = 0,15\sqrt{\psi} \text{ при } \psi \geq 45^\circ;$$

$K_t$  – коэффициент, учитывающий температуру окружающей среды;

$K_y$  – коэффициент ударности, учитывающий динамическую составляющую нагрузки (табл. 3.3).

**Таблица 3.3**

**Коэффициент ударности  $K_y$  для приводных втулочных, роликовых и зубчатых цепей**

Характер работы цепной передачи	$K_y$ – при движении цепи	
	асинфазном	синфазном
Плавная работа без толчков и ударов, равномерная нагрузка	1,0	1,0
Равномерный ход с отдельными мягкими толчками, легкие плавные колебания нагрузки	1,25	1,0
Легкие удары, небольшие толчки	1,4	1,1
Средние удары	1,6	1,25
Сильные удары	1,8	1,45
Очень сильные удары со знакопеременной нагрузкой	1,9	1,5

Температура окружающей среды влияет на износостойкость шарниров, что связано с изменением вязкости смазки и ее смазывающей способности. Принимают:

$$K_t = 2...3 \text{ при } t^\circ \leq -25^\circ \text{ C};$$

$$K_t = 1 \text{ при } -25^\circ < t^\circ \leq 150^\circ \text{ C};$$

$$K_t = 1,2...1,3 \text{ при } t^\circ > 150^\circ \text{ C}.$$

Коэффициент  $K_V$  при известных параметрах цепи и ее скорости для втулочных и роликовых цепей вычисляют по формуле

$$K_V = 1 - \frac{m_1 V^2}{A_{оп} [p]}. \quad (3.8)$$

На этапе проектирования передачи параметры цепи не известны, поэтому коэффициент  $K_V$  выбирают ориентировочно по табл. 3.4, задаваясь предварительно величиной допускаемого давления в шарнирах цепи  $[p] = 10...20$  МПа. Скорость при этом оценивают по приближенной зависимости

$$V \approx \frac{\pi D_{e1} n_1}{60 \cdot 10^3}, \text{ м/с.}$$

Таблица 3.4

Коэффициент  $K_V$  для приводных втулочных и роликовых цепей

Допускаемое давление в шарнирах цепи $[p]$ , МПа	$K_V$ при скорости движения цепи, м/с					
	5	6	8	10	13	16
5	0,92	0,89	0,80	0,70	0,49	0,23
10	0,96	0,95	0,90	0,85	0,75	0,61
20	0,98	0,97	0,95	0,93	0,87	0,81
30	0,99	0,98	0,97	0,95	0,92	0,87
40	1,00	0,99	0,98	0,96	0,94	0,90

Коэффициент срока службы передачи

$$K_{сл} = \frac{435000 K_{ц} K_m K_{сп}}{T_{ц}},$$

где  $K_{ц}$  – коэффициент, учитывающий тип цепи (табл. 3.5);

$K_m$  – коэффициент, учитывающий снижение нагрузочной способности цепи из-за неравномерного распределения нагрузки по рядам:

число рядов цепи ..... 1    2    3    4  
 коэффициент  $K_m$  ..... 1,00 0,90 0,85 0,80;

$K_{сн}$  – коэффициент, учитывающий способ смазки (табл. 3.6);

$T_{ц}$  – ресурс (расчетный срок службы) цепной передачи в часах.

Рекомендуется ограничивать ресурс величиной  $T_{ц} = (8...15) \cdot 10^3$  ч.

**Таблица 3.5**

**Коэффициент  $K_{ц}$ , учитывающий тип цепи**

Тип цепи по ГОСТ 13568-97	$K_{ц}$
ПВ, ПРИ	1,0
ПР, 2ПР, 3ПР, 4ПР	1,25

По величине геометрической характеристики цепи  $F_1(t)$  выбирают цепь (табл. 3.7), учитывая рекомендации, изложенные в п. 1.2, а затем определяют ее основные геометрические характеристики, разрушающую нагрузку и массу 1 м в соответствии с ГОСТ 13568-97 (см. табл. 1.1–1.6).

Приведенный выше способ выбора шага  $t$  не всегда является окончательным, так как при этом способе расчета не учтены динамические явления, которые могут возникнуть в зацеплении цепи со звездочкой. При высоких частотах вращения удельная кинематическая энергия соударения цепи о зуб звездочки может вызвать нежелательные явления: разрушение зуба, шарнира цепи; появление усталостных трещин на поверхности ролика, в отверстиях пластин при небольшом числе циклов нагружения; сильный шум при работе и др.

Для обеспечения нормальной работы передачи ограничивают частоту вращения звездочки в зависимости от шага цепи (табл. 3.8):

$$n_1 \leq n_{\max}.$$

При обильной смазке цепи, работающей с высокоточными звездочками, значение максимальной частоты вращения меньшей звездочки можно увеличить в 1,5...2,0 раза.

### 3.2.2.5. Проверка приемлемости передачи по габаритам

Для выбранной цепи при известном шаге  $t$  оценивают приемлемость передачи по габаритам. Установочное межосевое расстояние  $a_y$  не должно превышать максимально допустимого значения  $a_{\max}$ :

$$a_y \leq a_{\max} = 80t. \quad (3.9)$$



Таблица 3.6

Коэффициенты способа смазки  $K_{сп}$  и смазки  $K_c$ 

Способ смазки	$K_{сп}$	Коэффициент смазки $K_c$ при скорости цепи, м/с													
		0,25	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Нерегулярная ( $V \leq 5$ м/с)	0,5	1,00	0,70	0,50	0,35	0,30	0,25	0,23	–	–	–	–	–	–	–
Периодическая регулярная ( $V \leq 6$ м/с, период смазывания 8...16 ч)	1,4	2,80	2,00	1,40	1,00	0,80	0,70	0,65	0,57	–	–	–	–	–	–
Пластичная внутришарнирная ( $V \leq 6$ м/с, период смазывания 50...80 ч)	1,6	–	2,30	1,60	1,10	0,90	0,80	0,73	0,65	–	–	–	–	–	–
Капельная ( $V \leq 7$ м/с, 5...15 капель/мин)	1,8	–	–	1,80	1,25	1,00	0,90	0,80	0,73	0,68	–	–	–	–	–
Масляная ванна ( $V \leq 8$ м/с)	2,5	–	–	2,50	1,75	1,45	1,25	1,13	1,00	0,95	0,88	–	–	–	–
Циркуляционная ( $V \geq 7$ м/с)	3,1	–	–	–	–	1,70	1,55	1,40	1,25	1,17	1,10	1,04	1,00	0,95	0,90
Распыление под давлением ( $V \geq 10$ м/с)	4,0	–	–	–	–	–	–	–	1,65	1,50	1,40	1,33	1,27	1,20	1,15

Таблица 3.7

**Геометрическая характеристика  $F_1(t)$  приводных  
втулочных и роликовых цепей по ГОСТ 13568-97**

Типоразмер цепи	$F_1(t)$	Типоразмер цепи	$F_1(t)$
ПВ-9,525-11,5	58,2	2ПР-31,75-177	932
ПВ-9,525-13	87,1	2ПР-38,1-254	1445
2ПВ-9,525-20	118	2ПР-44,45-344,8	1780
ПР-8-4,6	15,5	2ПР-50,8-453,6	2486
ПР-9,525-9,1	40,8	3ПР-12,7-45,4	229
ПР-12,7-10-1	25,7	3ПР-15,875-68,1	320
ПР-12,7-9	30,7	3ПР-19,05-96	518
ПР-12,7-18,2-1	60,5	3ПР-25,4-171	924
ПР-12,7-18,2	76,8	3ПР-31,75-265,5	1398
ПР-15,875-23-1	86,9	3ПР-38,1-381	2168
ПР-15,875-23	112	3ПР-44,45-517,2	2671
ПР-19,05-31,8	173	3ПР-50,8-680,4	3729
ПР-25,4-60	308	4ПР-19,05-128	666
ПР-31,75-89	466	4ПР-25,4-228	1206
ПР-38,1-127	723	4ПР-31,75-355	1842
ПР-44,45-172,4	890	4ПР-38,1-508	2865
ПР-50,8-227	1243	4ПР-50,8-900	4952
ПР-63,5-354	2080	ПРИ-78,1-360	1950
2ПР-12,7-31,8	160	ПРИ-78,1-400	2059
2ПР-15,875-45,4	222	ПРИ-103,2-650	2389
2ПР-19,05-64	345	ПРИ-140-1200	9845
2ПР-25,4-114	616	—	—

Таблица 3.8

Наибольшая рекомендуемая частота вращения  $n_{\max}$  меньшей звездочки  
(при  $z_1 \geq 15$  для втулочных и роликовых цепей  
и  $z_1 \geq 17$  для зубчатых цепей)

Тип цепи	Шаг цепи $t$ , мм										
	8	9,525	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8	63,5
ПВ, ПР	3000	2500	1250	1000	900	700	500	400	300	250	180
ПЗ-1, ПЗ-2	–	–	3300	2650	2200	1650	1350	–	–	–	–

При  $a_y > a_{\max}$  необходимо провести корректировку геометрии передачи. Обычно в этом случае уменьшают  $a_y$  при выполнении условия

$$a_{\min} \leq a_y \leq a_{\max}.$$

В исключительных случаях при малых скоростях и необходимости передачи движения на значительные расстояния допускается максимальное межосевое расстояние ограничивать величиной

$$a_{\max} \leq 160t.$$

### 3.2.2.6. Определение числа зубьев меньшей звездочки $z_1$

При известном диаметре окружности выступов  $D_{e1}$  меньшей звездочки и шаге  $t$  цепи, выбранной по геометрическому параметру  $F_1(t)$ , минимальное число зубьев  $z_1$  меньшей звездочки определяют по формуле:

$$z_{1\min} \geq \frac{180^\circ}{\arctg \frac{t}{D_{e1} - Kt}},$$

где  $K$  – коэффициент высоты зуба, принимающий для втулочных и роликовых цепей значения  $K = 0,480-0,565$ ; на данном этапе ориентировочно можно принять  $K = 0,5$ .

Окончательно при назначении числа зубьев  $z_1$  необходимо учесть рекомендации, изложенные в п. 2.1.2.1.

### 3.2.2.7. Определение числа зубьев большей звездочки $z_2$

При заданном числе зубьев меньшей звездочки  $z_1$  и передаточном отношении передачи  $i$  число зубьев большей звездочки  $z_2$  определяется по формуле

$$z_2 = z_1 i \leq z_{2\max} .$$

При назначении числа зубьев  $z_2$  необходимо учесть рекомендации, изложенные в п. 2.1.2.2.

### 3.2.2.8. Уточнение передаточного отношения передачи $i$

Передаточное отношение передачи

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} .$$

Отклонение передаточного отношения всего привода не должно превышать 5% от заданного.

### 3.2.2.9. Вычисление делительных диаметров звездочек $d_1$ и $d_2$

При известном шаге цепи  $t$  и числах зубьев звездочек  $z_1$  и  $z_2$  по формулам (2.1) вычисляют делительные диаметры  $d_1$  и  $d_2$ , мм,

$$d_1 = \frac{t}{\sin \frac{\gamma_1}{2}} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} \quad \text{и} \quad d_2 = \frac{t}{\sin \frac{\gamma_2}{2}} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} .$$

### 3.2.2.10. Уточнение межосевого расстояния для реализации синфазного движения звездочек

Длину ведущей ветви  $l$  при известном установочном межосевом расстоянии  $a_y$  определим как длину катета  $O_1A$  прямоугольного треугольника  $O_1AO_2$  (см. рис. 2.4):

$$l = \sqrt{a_y^2 - \left( \frac{d_2 - d_1}{2} \right)^2} , \text{ мм.}$$

Число звеньев, укладываемых в ведущей ветви длиной  $l$ ,

$$l_t = \frac{l}{t} .$$

Полученное значение  $l_t$  для обеспечения синфазного движения звездочек округляют до целого числа, уточняют длину ведущей ветви  $l$  и установочное межосевое расстояние  $a_y$ :

$$l = t l_t; \quad a_y = \sqrt{l^2 + \left( \frac{d_2 - d_1}{2} \right)^2} .$$

Суммарная поправка  $\Delta W$  на число звеньев замкнутого контура цепи  $\Delta W_1$  и на межосевое расстояние передачи  $\Delta W_2$  вследствие разности чисел зубьев звездочек

$$\Delta W = \Delta W_1 + 2\Delta W_2 = \frac{z_2 - z_1}{\pi} \operatorname{arctg} \frac{2l}{d_2 - d_1}. \quad (3.10)$$

После вычисления суммарной поправки  $\Delta W$  принимают значение поправки  $\Delta W_1$ , равным округленной до целого по правилам математики величине  $\Delta W$ :

$$\Delta W_1 = \text{целое от числа } (\Delta W + 0,5).$$

Тогда

$$\Delta W_2 = \frac{\Delta W - \Delta W_1}{2}.$$

*Примеры:* 1. По формуле (3.10) получено  $\Delta W = 11,464$ . После округления этой величины до целого имеем  $\Delta W_1 = 11$  и  $\Delta W_2 = 0,232$ .

2. По формуле (3.10) получено  $\Delta W = 12,644$ . После округления этой величины до целого имеем  $\Delta W_1 = 13$  и  $\Delta W_2 = -0,178$ .

Окончательно межосевое расстояние назначают равным, мм,

$$a = a_y + t\Delta W_2.$$

Величину  $\Delta W_2$  подставляют в формулу с учетом знака.

### 3.2.2.11. Определение числа звеньев и длины замкнутого контура цепи

Число звеньев цепи

$$W = 2l_i + z_2 - \Delta W_1. \quad (3.11)$$

Отметим, что для нормального замыкания цепи необходимо иметь четное число звеньев. Из анализа формулы (3.11) следует, что для получения четного числа звеньев цепи при нечетном числе зубьев  $z_2$  значение поправки  $\Delta W_1$  должно быть также нечетным, при четном числе зубьев  $z_2$  значение поправки  $\Delta W_1$  должно быть четным. При невыполнении этого условия необходимо скорректировать параметры передачи, например, несколько изменить число звеньев  $l_i$  или число зубьев большей звездочки  $z_2$ , и пересчитать по п. 3.2.2.9 и 3.2.2.10 значения  $d_2$ ,  $\Delta W$  и  $a$ .

Длина замкнутого контура цепи вычисляется по формуле (2.8), мм:

$$L = W t.$$

### 3.2.2.12. Уточнение скорости движения цепи

Уточняют скорость цепи по формуле (2.10).

### 3.2.2.13. Вычисление сил в ветвях цепи и на валы передачи

Вычисляют силы в ветвях цепи и на валы передачи (см. п. 2.4).

### 3.2.2.14. Определение давления в шарнирах цепи

При расчете по этой методике неравномерное распределение нагрузки между рядами в многорядной цепи учитывается при расчете допускаемого давления в шарнире и формула (3.1) принимает вид

$$p = \frac{F_1}{A_{\text{оп}}} \leq [p], \quad (3.12)$$

где  $F_1$  – натяжение ведущей ветви цепи, Н, определяемое по формуле (2.26);

$A_{\text{оп}}$  – опорная поверхность шарнира, мм<sup>2</sup>;

$[p]$  – допускаемое давление в шарнире цепи, МПа.

Допускаемое давление в шарнире цепи  $[p]$  зависит от типа и рядности цепи, коэффициента смазки и расчетного базового давления в шарнире цепи:

$$[p] = p_6 K_{\text{ц}} K_m K_c, \quad (3.13)$$

где  $p_6$  – расчетное базовое давление в шарнире цепи, МПа;

$K_{\text{ц}}$  – коэффициент типа цепи;

$K_m$  – коэффициент рядности цепи, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между рядами в многорядной цепи;

$K_c$  – коэффициент смазки, учитывающий условия смазывания передачи (см. табл. 3.6).

Базовое расчетное давление  $p_6$  для обеспечения срока службы цепи  $(10...15) \cdot 10^3$  ч с увеличением скорости движения цепи должно снижаться. На основании обобщения отечественного и зарубежного опытов расчета цепных передач А.А. Готовцев рекомендует для передач, работающих при нормальных условиях ( $z_1 > 15$ ;  $a = (30...50)t$ ;  $i \leq 3$ ;  $k_c = 1$ ), базовое расчетное давление определять по зависимости [2]:

$$p_6 = \frac{25}{\sqrt[3]{V}} \leq 54 \text{ МПа}, \quad (3.14)$$

где  $V$  – скорость движения цепи, м/с.

При известном значении наружного диаметра меньшей звездочки  $D_{e1}$ , мм, и частоты ее вращения  $n_1$ , мин<sup>-1</sup>:

$$p_6 = \frac{670}{\sqrt[3]{D_{e1} n_1}} \leq 54 \text{ МПа}. \quad (3.15)$$

При выполнении условия (3.12) можно оценить срок службы цепи по износостойкости шарниров  $T_{\text{из}}$ :

$$T_{\text{из}} = 4350 K_{\text{ц}} K_m K_p \frac{\Delta_t K_c \sqrt{z_1}}{K_y p} \sqrt[3]{\frac{a_i i}{V}}, \text{ ч}, \quad (3.16)$$

где  $K_p$  – коэффициент, учитывающий характер движения цепи:

при синфазном движении  $K_p = 1,2$ ; при асинфазном –  $K_p = 1,0$ ;

$\Delta_t$  – допускаемое увеличение шага, % :

– по потере прочности изношенных деталей шарнира цепи или предельному износу цементированного слоя

$$\Delta_{\text{ш}} = \frac{4,8 \dots 6,4}{\lambda} \leq 3\%, \quad (3.17)$$

– по нарушению зацепления звеньев цепи с большей звездочкой

$$\Delta_{tz} = \frac{100}{z_2} \leq 3\%, \quad (3.18)$$

– общее условие

$$\Delta_t = \min(\Delta_{tz}, \Delta_{\text{ш}}), \quad (3.19)$$

$a_t$  – межосевое расстояние в шагах:

$$a_t = \frac{a}{t}. \quad (3.20)$$

В формуле (3.17)

$\lambda$  – геометрическая характеристика зацепления,

$$\lambda = \frac{t}{D_{\text{ц}}},$$

$D_{\text{ц}} = d_2$  – для втулочных цепей и  $D_{\text{ц}} = d_3$  – для роликовых цепей (см. рис. 1.2, 1.3).

### 3.2.2.15. Расчет цепи по усталостной выносливости элементов звена

При расчете по выносливости пластин или роликов цепи давление в шарнире цепи  $p$  сравнивают с величиной допускаемого давления по выносливости пластин  $[p]_{\text{пл}}$  или роликов  $[p]_p$ , которые определяют по приведенной выше формуле (3.13), но расчетное базовое давление для проверки выносливости пластин  $p_{\sigma_{\text{пл}}}$  и роликов  $p_{\sigma_p}$  определяют по следующим зависимостям:

$$p_{\sigma_{\text{пл}}} = 10Y_{\text{пл}} K_t C_{\text{пл}} \leq 54 \text{ Ма}, \quad (3.21)$$

$$p_{\sigma_p} = 10Y_p K_p C_p \leq 54 \text{ МПа}, \quad (3.22)$$

где  $Y_{\text{пл}}$ ,  $Y_p$  – параметры, зависящие от числа зубьев меньшей звездочки  $z_1$  и частоты ее вращения  $n_1$  (табл. 3.9 и 3.10);

$K_t$ ,  $K_p$  – коэффициенты, зависящие от шага цепи  $t$  (табл. 3.11);

$C_{пл}$ ,  $C_p$  – коэффициенты, зависящие от срока службы цепи  $T_{ц}$  (табл. 3.12).

**Таблица 3.9**

**Значения параметра  $Y_{пл}$**

Частота вращения меньшей звездочки $n_1$ , мин <sup>-1</sup>	Число зубьев меньшей звездочки $z_1$				
	9	15	21	27	35
20	2,7980	2,9197	3,0027	3,0662	3,1333
50	2,5271	2,6370	2,7120	2,7694	2,8300
100	2,3398	2,4416	2,5110	2,5641	2,6202
200	2,1664	2,2606	2,3249	2,3741	2,4260
400	2,0058	2,0930	2,1525	2,1981	2,2461
600	1,9174	2,0080	2,0577	2,1013	2,1472
800	1,8571	1,9379	1,9930	2,0352	2,0796
1000	1,8116	1,8904	1,9442	1,9853	2,0287
1500	1,7318	1,8071	1,8585	1,8979	1,9394
2000	1,6773	1,7503	1,8001	1,8382	1,8783
3000	1,6036	1,6732	1,7202	1,7572	1,7956

Допускаемые давления по выносливости пластин  $[p]_{пл}$  и роликов  $[p]_p$ :

$$[p]_{пл} = p_{\sigma_{пл}} K_{ц} K_m K_c, \quad (3.23)$$

$$[p]_p = p_{\sigma_p} K_{ц} K_m K_c. \quad (3.24)$$

При соблюдении условий  $p \leq [p]_{пл}$  и  $p \leq [p]_p$  оценивают срок службы цепи по выносливости:

а) пластин

$$T_{пл} = 13,5 \cdot 10^3 \left( \frac{10 Y_{пл} K_t K_{ц}}{p K_y} \right)^4, \text{ ч}; \quad (3.25)$$



б) роликов

$$T_p = 13,5 \cdot 10^3 \left( \frac{10 Y_p K_p K_{\text{ц}}}{p K_y} \right)^3, \text{ ч.} \quad (3.26)$$

Таблица 3.10

Значения параметра  $Y_p$

Частота вращения меньшей звездочки $n_1, \text{ мин}^{-1}$	Число зубьев меньшей звездочки $z_1$				
	9	15	21	27	35
200	62,6	80,8	95,6	108,4	123,4
300	25,7	29,3	34,5	39,3	44,8
400	11,0	14,3	16,9	19,1	21,8
500	6,33	8,18	9,67	11,0	12,5
600	4,0	5,18	6,13	6,95	7,92
700	2,73	3,53	4,17	4,73	5,38
800	1,06	2,52	2,99	3,39	3,86
1000	–	1,45	1,71	1,94	2,21
1500	–	0,59	0,62	0,70	0,80
2000	–	0,26	0,30	0,34	0,39
3000	–	0,09	0,11	0,13	0,14

Следует отметить, что оценка срока службы цепи по износостойкости ее шарниров, выносливости ее пластин и роликов, как показывают экспериментальные исследования, весьма приближенна, так как учесть большое число параметров, прямо или косвенно влияющих на износ шарниров и выносливость элементов цепи, не всегда возможно.

3.2.2.16. Проверка цепи по статической прочности

Коэффициент запаса прочности  $K$  определяют по формуле

$$K = \frac{F_p}{F_1} \geq [K], \quad (3.27)$$

где  $F_p$  – разрушающая нагрузка для данного типоразмера цепи (см. табл. 1.1–1.6), Н;

$F_1$  – натяжение ведущей ветви, Н (см. формулу (2.26));

Таблица 3.11

Значения коэффициентов  $K_t$  и  $K_p$

Шаг цепи $t$ , мм	$K_t$	$K_p$	Шаг цепи $t$ , мм	$K_t$	$K_p$
8	1,05	13,40	38,1	0,93	0,40
9,525	1,04	9,01	44,45	0,91	0,27
12,7	1,03	4,77	50,8	0,89	0,21
15,875	1,02	2,88	63,5	0,85	0,13
19,05	1,01	1,91	78,1	0,82	0,08
25,4	1,00	1,00	103,2	0,79	0,04
31,75	0,96	0,61	140	0,76	0,03

Таблица 3.12

Значения коэффициентов  $C_{пл}$  и  $C_p$

Срок службы цепи $T_{ц}$ , ч	$C_{пл}$	$C_p$	Срок службы цепи $T_{ц}$ , ч	$C_{пл}$	$C_p$
500	2,28	1,51	6000	1,22	1,11
1000	1,92	1,38	8000	1,14	1,07
2000	1,61	1,27	10000	1,08	1,04
3000	1,46	1,21	13500	1,00	1,00
4000	1,36	1,16	15000	0,97	0,99
5000	1,23	1,12	20000	0,91	0,95

$[K]$  – допустимая величина запаса прочности:

$$[K] = \frac{K_{\sigma}}{K_{ц} K_m}; \quad (3.28)$$

$K_6$  – базовый коэффициент запаса прочности;  
 $K_{ц}$ ,  $K_m$  – коэффициенты (см. п. 3.2.2.4).

Базовый коэффициент запаса прочности для роликовых однорядных цепей приведен в табл. 3.13 в зависимости от частоты вращения  $n_1$  меньшей звездочки. Для втулочных цепей и роликовых многорядных цепей условно можно выбирать базовый коэффициент из той же таблицы при равном шаге.

Если запас меньше допускаемого, необходимо увеличить шаг цепи и повторить расчет, начиная с п. 3.2.2.6.

### **3.3. Расчет передачи зубчатой цепью**

#### *3.3.1. Определение установочного (предварительного) межосевого расстояния $a_y$*

См. п. 3.2.2.1.

#### *3.3.2. Определение минимально допустимого диаметра окружности выступов меньшей звездочки $D_{e1}$*

См. п. 3.2.2.2.

#### *3.3.3. Корректировка установочного межосевого расстояния $a_y$*

См. п. 3.2.2.3.

#### *3.3.4. Определение коэффициента эксплуатации $K_9$*

Коэффициент эксплуатации  $K_9$  учитывает условия эксплуатации передачи, для зубчатых цепей его определяют по формуле

$$K_9 = K_t K_y.$$

Коэффициенты  $K_t$  и  $K_y$  – см. п. 3.2.2.4.

#### *3.3.5. Определение скорости движения цепи $V$*

Скорость оценивают по приближенной зависимости

$$V \approx \frac{\pi D_{e1} n_1}{60 \cdot 10^3}, \text{ м/с.}$$

Таблица 3.13

**Базовый коэффициент запаса прочности  $K_6$   
для однорядных роликовых цепей**

Типоразмер цепи	Базовый коэффициент запаса прочности $K_6$									
	Частота вращения меньшей звездочки $n_1$ , мин <sup>-1</sup>									
	20	50	100	300	500	700	900	1000	1500	3000
ПР-8-4,6	6,0	6,1	7,8	11,2	13,3	14,8	16,1	16,7	19,1	24,1
ПР-9,525-9,1	6,0	6,1	7,8	11,2	13,3	14,8	16,1	16,7	19,1	24,1
ПР-12,7-10-1	8,0	9,1	11,5	16,6	19,6	22,0	23,9	24,8	28,4	35,7
ПР-12,7-9	8,0	9,1	11,5	16,6	19,6	22,0	23,9	24,8	28,4	35,7
ПР-12,7-18,2-1	8,2	9,6	12,0	17,4	20,6	23,0	25,1	26,0	29,8	37,5
ПР-12,7-18,2	6,8	7,7	9,7	14,0	16,6	18,6	20,3	21,0	24,0	30,2
ПР-15,875-23-1	8,0	9,6	12,0	17,4	20,6	23,1	25,1	26,0	30,0	—
ПР-15,875-23	6,0	7,5	9,5	13,7	16,2	18,2	19,8	20,4	23,4	—
ПР-19,05-31,8	6,0	6,0	7,3	10,6	12,5	14,0	15,3	15,8	18,1	—
ПР-25,4-60	6,0	7,5	9,4	13,6	16,1	18,0	19,6	20,3	23,5	—
ПР-31,75-89	6,0	7,8	9,8	14,1	16,8	18,7	20,4	21,1	—	—
ПР-38,1-127	6,0	7,8	10,0	14,3	16,9	18,0	—	—	—	—
ПР-44,45-172,4	6,3	8,9	11,2	16,2	19,2	21,5	—	—	—	—
ПР-50,8-227	6,2	7,8	9,8	14,1	16,8	18,8	—	—	—	—
ПР-63,5-354	6,2	7,8	9,8	14,1	16,8	18,8	—	—	—	—
ПРИ-78,1-360	13,3	18,1	22,8	32,9	—	—	—	—	—	—
ПРИ-78,1-400	10,8	14,7	18,5	26,8	—	—	—	—	—	—
ПРИ-103,2-650	14,3	19,4	21,4	—	—	—	—	—	—	—
ПРИ-140-1200	13,0	17,6	22,1	—	—	—	—	—	—	—

### 3.3.6. Определение коэффициента $K_V$ , учитывающего скорость цепи

При работе цепной передачи центробежные силы снижают несущую способность цепи, что учитывается коэффициентом  $K_V$ , вычисляемым по формуле

$$K_V = 1 - 1,1 \cdot 10^{-3} V^2.$$

### 3.3.7. Выбор цепи

Как было указано выше, зубчатая цепь с одним и тем же шагом  $t$  может быть использована для передачи мощностей в широком диапазоне, так как при одном и том же шаге цепи стандартом предусмотрено несколько значений ее ширины  $b$ , определяющей несущую способность передачи.

В связи с ограниченной номенклатурой стандартных зубчатых цепей удобно их подбирать по обобщающему параметру, представляющему собой произведение ширины цепи на ее шаг. Обобщающий параметр  $b \cdot t$  вычисляется с учетом передаваемой мощности  $P_1$  (кВт), скорости цепи  $V$  (м/с) и условий эксплуатации по формуле

$$b \cdot t \geq \frac{250 K_3 P_1}{K_V \sqrt[3]{V^2}}, \text{ мм}^2. \quad (3.29)$$

По величине обобщающего параметра  $b \cdot t$  подбирают цепь с соответствующими значениями ширины  $b$  и шага  $t$  из табл. 3.14.

Анализ приведенных в табл. 3.14 значений обобщающего параметра показывает, что для одного и того же значения расчетного параметра  $b \cdot t$  можно подобрать цепь с различными значениями шага  $t$  и ширины  $b$ .

Шаг цепи  $t$  рекомендуется выбирать, из условия обеспечения плавности работы передачи и ее долговечности, по возможности наименьшим при соблюдении условия, что при выбранном шаге частота вращения меньшей звездочки не должна превышать предельно допустимого значения  $n_{1\max}$  (табл. 3.15).

Условие плавности работы передачи обеспечивается при числе зубьев меньшей звездочки  $z_1 \geq 17$  и соблюдении соотношения  $t \leq 0,185 D_{e1}$ .

Условие долговечности связывает межосевое расстояние передачи с шагом цепи зависимостью  $0,0125 a_y \leq t \leq 0,04 a_y$ .

Если выбранное значение шага  $t$  не удовлетворяет условиям плавности и долговечности, следует выбрать цепь с другим шагом, исходя из вышеперечисленных рекомендаций.

Остальные параметры цепи приведены в табл. 1.7 и 1.8.

Таблица 3.14

Обобщающий параметр  $b \cdot t$  для зубчатых цепей

$b$ , мм	$b \cdot t$ , мм <sup>2</sup>	$b$ , мм	$b \cdot t$ , мм <sup>2</sup>	$b$ , мм	$b \cdot t$ , мм <sup>2</sup>	$b$ , мм	$b \cdot t$ , мм <sup>2</sup>	$b$ , мм	$b \cdot t$ , мм <sup>2</sup>
$t = 12,7$ мм		$t = 15,875$ мм		$t = 19,05$ мм		$t = 25,4$ мм		$t = 31,75$ мм	
22,5	284	30,0	476	45,0	857	57,0	1450	75,0	2380
28,5	362	38,0	603	57,0	1090	75,0	1905	93,0	2950
34,5	438	46,0	730	69,0	1310	93,0	2360	111,0	3520
40,5	514	54,0	857	81,0	1540	111,0	2815	129,0	4095
46,5	591	62,0	981	93,0	1770	–	–	–	–
52,5	667	70,0	1110	–	–	–	–	–	–

Таблица 3.15

Предельно допустимая частота вращения  
меньшей звездочки  $n_{1\max}$  зубчатой цепи

Шаг цепи, $t$ , мм	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75
Предельно допустимая частота вращения меньшей звездочки $n_{1\max}$ , мин <sup>-1</sup>	3300	2650	2200	1650	1350

Выбор цепи по этой методике обеспечивает, как правило, ресурс передачи  $(8 \dots 10) \cdot 10^3$  ч.

3.3.8. Определение чисел зубьев звездочек  $z_1$  и  $z_2$ 

При известном минимально допустимом диаметре окружности выступов меньшей звездочки  $D_{e1}$  и выбранном шаге  $t$  число зубьев меньшей звездочки определяют по формуле

$$z_1 = \frac{180^\circ}{\operatorname{arctg} \frac{t}{D_{e1}}}.$$

Полученное значение  $z_1$  округляют до целого, желательно нечетного числа. Из условия плавности работы передачи следует принять число зубьев меньшей звездочки  $z_1 \geq 17$ .

Тогда число зубьев большей звездочки вычисляют по формуле (2.3)

$$z_2 = z_1 i \leq z_{2\max}$$

с округлением до целого, желательно нечетного числа ( $z_{2\max}$  – см. п. 2.1.2).

### 3.3.9. Уточнение передаточного отношения передачи $i$

Передаточное отношение передачи

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Отклонение передаточного отношения всего привода не должно превышать 5% от заданного.

### 3.3.10. Вычисление делительных диаметров звездочек $d_1$ и $d_2$

При известном шаге цепи  $t$  и числах зубьев звездочек  $z_1$  и  $z_2$  вычисляют делительные диаметры звездочек  $d_1$  и  $d_2$ , мм, по формулам:

а) для цепи типа ПЗ-1 (с односторонним зацеплением)

$$d_1 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} \quad \text{и} \quad d_2 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} \quad ;$$

б) для цепи типа ПЗ-2 (с двухсторонним зацеплением)

$$d_1 = K_h \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} \quad \text{и} \quad d_2 = K_h \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}},$$

где  $K_h$  – коэффициент высоты зуба:

$$K_h = 0,99 \text{ при } z \leq 40,$$

$$K_h = 0,995 \text{ при } z > 40.$$

### 3.3.11. Уточнение межосевого расстояния для реализации синфазного движения звездочек

См. п. 3.2.2.10.

### 3.3.12. *Определение числа звеньев и длины замкнутого контура цепи*

См. п. 3.2.2.11.

### 3.3.13. *Уточнение скорости движения цепи*

Уточняют скорость цепи по формуле (2.10).

### 3.3.14. *Вычисление сил в ветвях цепи и на валы передачи*

Вычисляют силы в ветвях цепи и на валы передачи (см. п. 2.4).

### 3.3.15. *Проверка цепи по статической прочности*

Коэффициент запаса прочности  $K$  определяют по формуле

$$K = \frac{F_p}{F_1} \geq [K],$$

где  $F_p$  – разрушающая нагрузка для данного типоразмера цепи (см. табл. 1.7–1.8), Н;

$F_1$  – натяжение ведущей ветви, Н (см. формулу (2.26));

$[K]$  – допустимая величина запаса прочности. Для зубчатых цепей принимают  $[K] = 5$ .

Если запас меньше допускаемого, необходимо выбрать цепь с большей величиной обобщающего параметра. При том же шаге выбранной цепи достаточно проверить ее только по статической прочности, в противном случае повторить расчет, начиная с п. 3.3.7.

## **3.4. Расчет цепных передач на ЭВМ**

### 3.4.1. *Назначение программы и исходные данные*

Программа рассчитывает основные параметры цепных передач разных типов с реализацией синфазного движения звездочек.

Охвачены передачи:

- втулочные одно- и двухрядные типа ПВ и 2ПВ по ГОСТ 13568-97;
- роликовые одно-, двух-, трех- и четырехрядные типа ПР, 2ПР, 3ПР и 4ПР по ГОСТ 13568-97;
- роликовые однорядные типа ПРИ по ГОСТ 13568-97;
- зубчатые с односторонним зацеплением типа ПЗ-1 и двухсторонним зацеплением типа ПЗ-2 по ГОСТ 13552-81.

*Программа выполняет:*

- расчет параметров цепной передачи;



- выбор стандартной цепи;
- выбор точности и предельных отклонений размеров звездочек.

*Исходные данные для расчета:*

- Вращающий момент на тихоходном валу цепной передачи (на большей звездочке), Нм;
- Частота вращения тихоходного вала цепной передачи (большей звездочки), мин<sup>-1</sup>;
- Передаточное отношение цепной передачи;
- Число зубьев меньшей звездочки;
- Ресурс (срок службы) цепной передачи, ч;
- Тип цепи;
- Количество рядов цепи;
- Число смен работы привода в сутки;
- Угол наклона линии центров цепной передачи к горизонту, градус;
- Характер приложения нагрузки;
- Способ натяжения цепи;
- Способ смазки;
- Температурные условия эксплуатации передачи.

#### 3.4.2. Инструкция по расчету цепных передач на ЭВМ

В зале ЭВМ кафедры (ауд. 125/3) записана программа расчета цепных передач на ЭВМ, а также инструкция по работе с ней. Программа прошла апробацию и зарегистрирована в Отраслевом фонде алгоритмов и программ Государственного координационного центра информационных технологий под № 4496 от 24.03.2005 г.

Найдите исполняемый файл *chain.exe*.

Для запуска программы дважды щелкните мышью на ее исполняемом файле *chain.exe* или на соответствующем ярлыке. Для последующей работы программы выполняйте последовательно команды главного меню, обращая внимание на подсказки, появляющиеся в главном окне программы.

С помощью команды главного меню «Справка» можно получить необходимую помощь по подготовке и вводу исходных данных.

Результаты расчета печатаются на локальном принтере компьютера по соответствующей команде меню.

## 4. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗВЕЗДОЧЕК ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

### 4.1. Профилирование зубьев звездочек

#### 4.1.1. Профилирование зубьев звездочек для втулочных и роликовых цепей

Профилирование зубьев звездочек для втулочных и роликовых цепей регламентировано ГОСТ 591-69 и ГОСТ 592-81.

ГОСТ 591-69 распространяется на звездочки втулочных и роликовых приводных цепей с геометрической характеристикой  $\lambda \leq 2$ .

ГОСТ 592-81 распространяется на звездочки тяговых пластинчатых цепей, а также втулочных и роликовых приводных цепей с геометрической характеристикой  $\lambda \leq 2,2$  (тип 1) и  $\lambda > 2,2$  (тип 2).

Геометрическая характеристика зацепления – это отношение шага цепи  $t$  к диаметру элемента зацепления  $D_{\text{ц}}$  (см. п. 3.2.2.14 и рис. 1.2, 1.3), определяющего значения параметров основного профиля зубьев звездочки (табл. 4.1):

$$\lambda = \frac{t}{D_{\text{ц}}}.$$

Из табл. 4.1 видно, что все цепи типов ПВ, ПР и цепь ПРИ-78,1-400 имеют геометрическую характеристику  $\lambda < 2$ , поэтому звездочки для этих цепей профилируются согласно ГОСТ 591-69.

Цепь ПРИ-140-1200 имеет геометрическую характеристику  $\lambda = 2,15$ , то есть профилируется согласно ГОСТ 592-81 по типу 1 ( $\lambda \leq 2,2$ ).

Цепи ПРИ-78,1-360 и ПРИ-103,2-650 профилируются согласно ГОСТ 592-81 по типу 2 ( $\lambda > 2,2$ ).

Формы основного профиля зубьев звездочек втулочных и роликовых цепей приведены в табл. 4.2.

Метод построения профиля зубьев приводной звездочки по ГОСТ 591-69 приведен на рис. 4.1, 4.2. Зубья могут быть нарезаны без смещения центров дуг впадин (рис. 4.1, а) или со смещением центров дуг впадин (рис. 4.1, б). В силовых передачах основное применение получили звездочки с профилем со смещением центров дуг впадин.

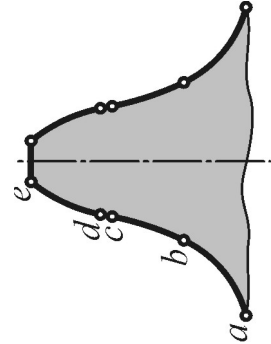
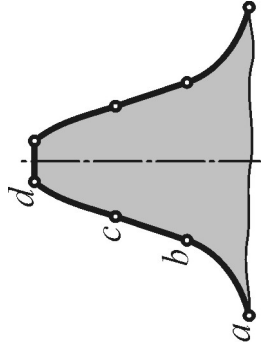
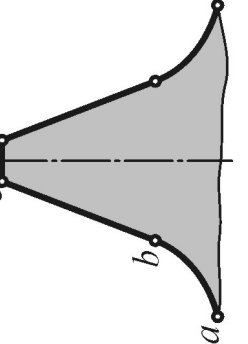
Таблица 4.1

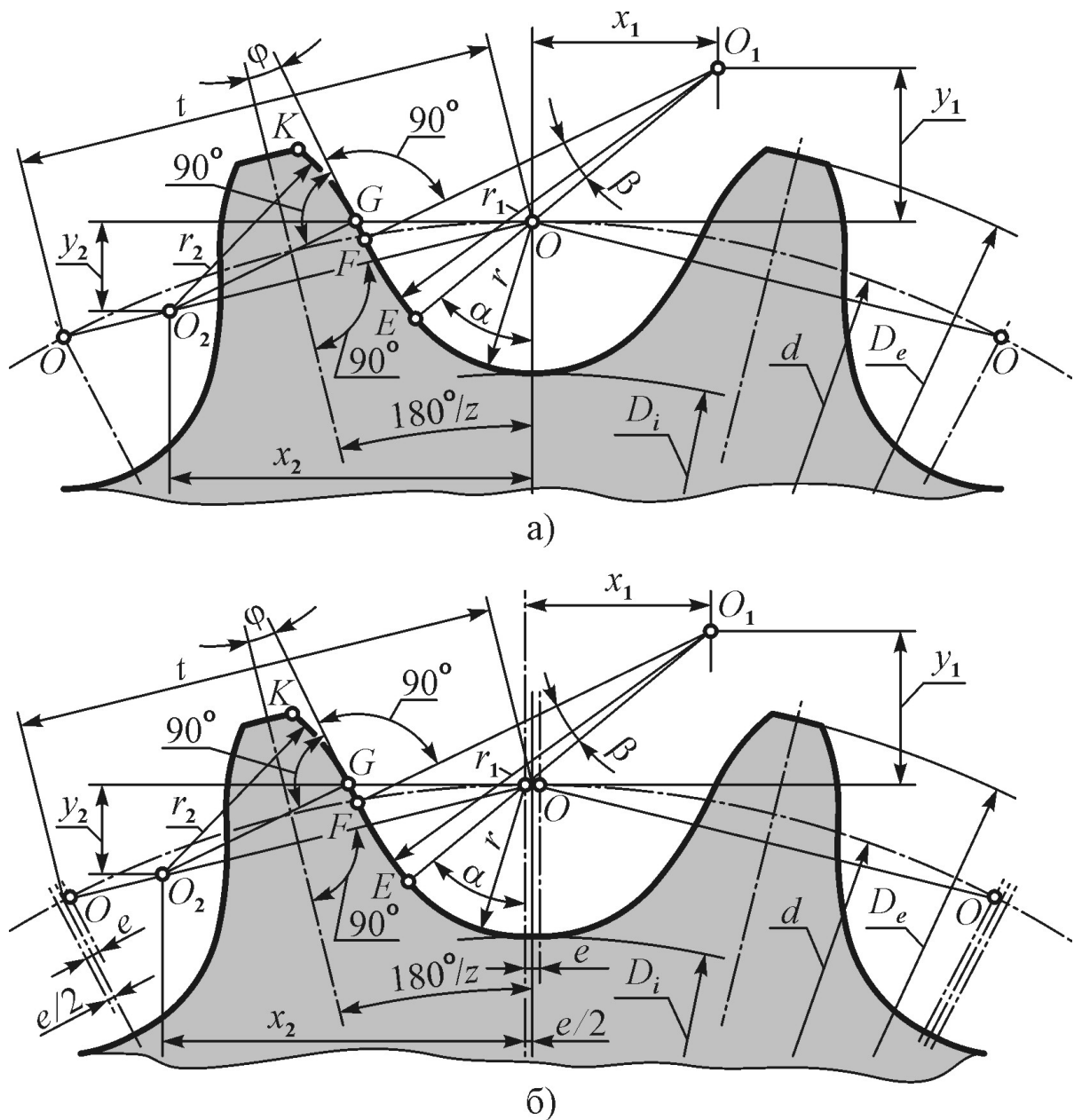
**Геометрическая характеристика  $\lambda$  приводных  
втулочных и роликовых цепей по ГОСТ 13 568-97**

Типоразмер цепи	Шаг цепи $t$ , мм	$D_{ц}$ , мм	$\lambda$	Типоразмер цепи	Шаг цепи $t$ , мм	$D_{ц}$ , мм	$\lambda$
ПВ-9,525-11,5	9,525	5,0	1,90	2ПР-31,75-177	31,75	19,05	1,67
ПВ-9,525-13	9,525	6,0	1,59	2ПР-38,1-254	38,1	22,23	1,71
2ПВ-9,525-20	9,525	6,0	1,59	2ПР-44,45-344,8	44,45	25,40	1,75
ПР-8-4,6	8,0	5,0	1,60	2ПР-50,8-453,6	50,8	28,58	1,78
ПР-9,525-9,1	9,525	6,35	1,50	3ПР-12,7-45,4	12,7	8,51	1,49
ПР-12,7-10-1	12,7	7,75	1,64	3ПР-15,875-68,1	15,875	10,16	1,56
ПР-12,7-9	12,7	7,75	1,64	3ПР-19,05-96	19,05	11,91	1,60
ПР-12,7-18,2-1	12,7	8,51	1,49	3ПР-25,4-171	25,4	15,88	1,60
ПР-12,7-18,2	12,7	8,51	1,49	3ПР-31,75-265,5	31,75	19,05	1,67
ПР-15,875-23-1	15,875	10,16	1,56	3ПР-38,1-381	38,1	22,23	1,71
ПР-15,875-23	15,875	10,16	1,56	3ПР-44,45-517,2	44,45	25,40	1,75
ПР-19,05-31,8	19,05	11,91	1,60	3ПР-50,8-680,4	50,8	28,58	1,78
ПР-25,4-60	25,4	15,88	1,60	4ПР-19,05-128	19,05	11,91	1,60
ПР-31,75-89	31,75	19,05	1,67	4ПР-25,4-228	25,4	15,88	1,60
ПР-38,1-127	38,1	22,23	1,71	4ПР-31,75-355	31,75	19,05	1,67
ПР-44,45-172,4	44,45	25,40	1,75	4ПР-38,1-508	38,1	22,23	1,71
ПР-50,8-227	50,8	28,58	1,78	4ПР-50,8-900	50,8	28,58	1,78
ПР-63,5-354	63,5	39,68	1,60	ПРИ-78,1-360	78,1	33,30	2,35
2ПР-12,7-31,8	12,7	8,51	1,49	ПРИ-78,1-400	78,1	40,00	1,95
2ПР-15,875-45,4	15,875	10,16	1,56	ПРИ-103,2-650	103,2	46,00	2,24
2ПР-19,05-64	19,05	11,91	1,60	ПРИ-140-1200	140	65,00	2,15
2ПР-25,4-114	25,4	15,88	1,60	—	—	—	—

Таблица 4.2

Формы основного профиля зубьев звездочек для втулочных и роликковых цепей

Профиль зубьев звездочки и область его применения в зависимости от $\lambda$	Профиль зуба	Элементы основного профиля	Типы цепей	Вид контакта шарнира новой цепи с зубом
<p>Вогнуто-выпуклый  <math>\lambda \leq 2</math>                      ГОСТ 591-69</p>		<p><i>ab</i> – впадина зуба  <i>bc</i> – вогнутая поверхность  <i>cd</i> – прямолинейная поверхность  <i>de</i> – выпуклая поверхность</p>	<p>ПВ, ПР, 2ПР, 3ПР, 4ПР, ПРИ-78,1-400</p>	<p>Выпукло-вогнутый</p>
<p>Прямолинейно-выпуклый  <math>2 &lt; \lambda \leq 2,2</math>                      ГОСТ 592-81 тип 1</p>		<p><i>ab</i> – впадина зуба  <i>bc</i> – прямолинейная поверхность  <i>cd</i> – выпуклая поверхность</p>	<p>ПРИ-140-1200</p>	<p>Выпукло-выпуклый</p>
<p>Прямолинейный  <math>\lambda &gt; 2,2</math>                      ГОСТ 592-81 тип 2</p>		<p><i>ab</i> – впадина зуба  <i>bc</i> – прямолинейная поверхность</p>	<p>ПРИ-78,1-360, ПРИ-103,2-650</p>	<p>Выпукло-плоский</p>



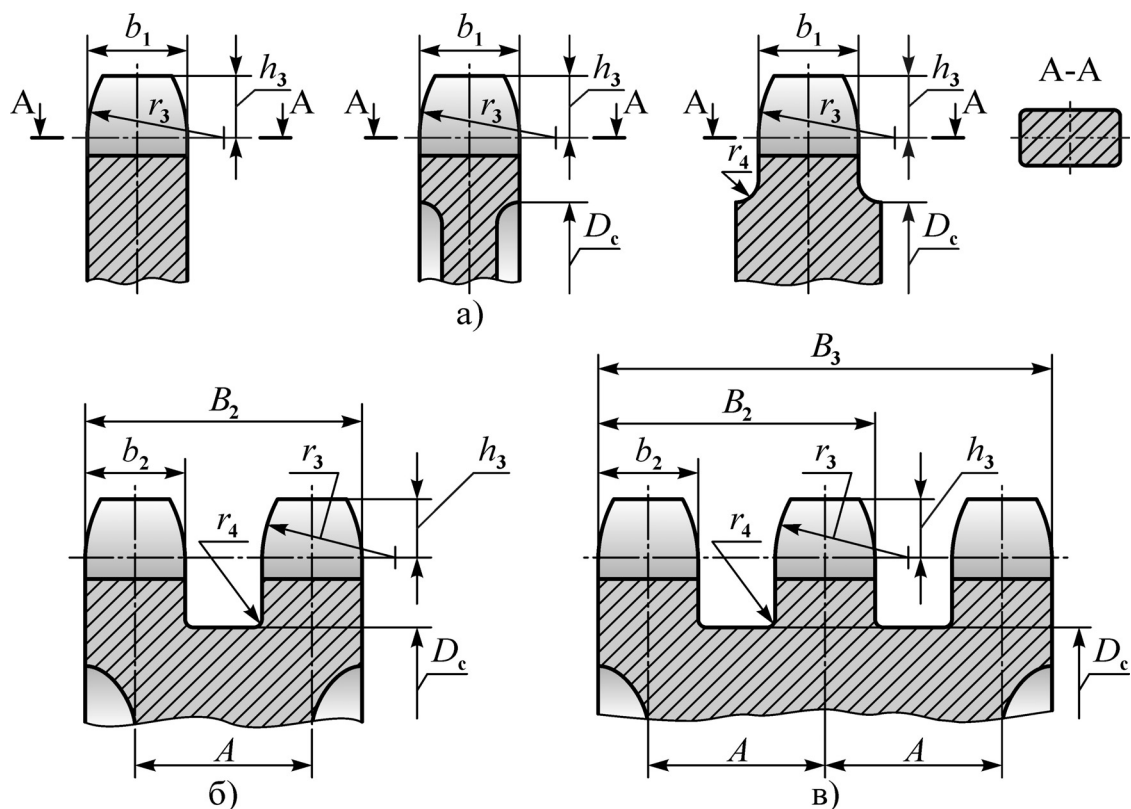
**Рис. 4.1. Профили зубьев звездочки по ГОСТ 591-69:**

а) без смещения центров дуг впадин;

б) со смещением центров дуг впадин

Звездочки с профилем без смещения центров дуг рекомендуется применять в особо точных кинематических реверсивных передачах.

Звездочки по ГОСТ 591-69 изготавливают с прямолинейным профилем зуба в плане (см. сечение зуба А – А на рис. 4.2). Основные зависимости для расчета и построения профиля зубьев звездочки для приводных роликовых и втулочных цепей с геометрической характеристикой  $\lambda \leq 2$  приведены в табл. 4.3–4.5.



**Рис. 4.2. Форма боковой поверхности зубьев звездочки по ГОСТ 591-69:**  
 а) однорядной; б) двухрядной; в) трехрядной

Метод построения профиля зубьев звездочки по ГОСТ 592-81 приведен на рис. 4.3, 4.4. На рис. 4.3, а показан профиль зуба типа 1 ( $\lambda \leq 2,2$ ), на рис. 4.3, б показан профиль зуба типа 2 ( $\lambda > 2,2$ ). Звездочки по этому стандарту допускается изготавливать как с прямолинейным профилем зуба в плане (см. сечение зуба А – А на рис. 4.2), так и с бочкообразным зубом (см. сечение зуба А – А на рис. 4.4) для предотвращения кромочного давления в зоне контакта «зуб звездочки – элемент зацепления цепи» при установке звездочек с угловым или осевым смещением.

Основные зависимости для расчета и построения профиля зубьев звездочек по ГОСТ 592-81 приведены в табл. 4.6, 4.7.

Поперечный профиль зубьев звездочек для втулочных и роликовых цепей скругляют по радиусу  $r_3$  (см. рис. 4.2) или выполняют с угловыми скосами под углом  $10...15^\circ$  (см. рис. 4.4), чтобы предотвратить насакивание внутренних пластин на вершины зубьев и обеспечить лучшее направление цепи при ее движении.

Для среднескоростных и быстроходных цепей (скорость цепи  $V > 3$  м/с) следует отдавать предпочтение закруглению зубчатого венца в поперечном сечении, а при небольших скоростях ограничиваются угловыми скосами. С ухудшением условий работы принимают большие значения угла скоса.

**Таблица 4.3**

**Основные зависимости для расчета и построения профиля  
зубьев звездочек по ГОСТ 591-69  
для приводных втулочных и роликовых цепей при  $\lambda \leq 2$**

Наименование параметра	Обозначение параметра		Расчетная формула
Шаг цепи, мм	$t$		Размеры выбираются по ГОСТ 13568-97 (см. табл. 1.1–1.6)
Диаметр элемента зацепления цепи, мм	втулочной	$D_{\text{ц}} = d_2$	
	роликовой	$D_{\text{ц}} = d_3$	
Геометрическая характеристика зацепления	$\lambda$		$\lambda = \frac{t}{D_{\text{ц}}}$ (см. табл. 4.1)
Число зубьев звездочки	$z$		–
Диаметр делительной окружности, мм	$d$		$d = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$
Диаметр окружности выступов, мм	$D_e$		$D_e = t \left( K + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} \right)$
Коэффициент высоты зуба	$K$		См. табл. 4.4
Диаметр окружности впадин, мм	$D_i$		$d - 2r$
Наибольшая хорда (для контроля звездочек с нечетным числом зубьев), мм	$L_x$		$L_x = d \cos \frac{90^\circ}{z} - 2r$ (рис. 4.1, а)
			$L_x = d \cos \frac{95^\circ}{z} - 2r$ (рис. 4.1, б)
Радиус впадин зубьев, мм	$r$		$r = 0,5025D_{\text{ц}} + 0,05$
Радиус сопряжения, мм	$r_1$		$r_1 = 0,8D_{\text{ц}} + r = 1,3025D_{\text{ц}} + 0,05$

Окончание табл. 4.3

Наименование параметра	Обозначение параметра	Расчетная формула
Радиус головки зуба, мм	$r_2$	$r_2 = D_{\text{ц}}(1,24 \cos \varphi + 0,8 \cos \beta - 1,3025) - 0,05$
Половина угла впадины, градус	$\alpha$	$\alpha = 55^\circ - \frac{60^\circ}{z}$
Угол сопряжения, градус	$\beta$	$\beta = 18^\circ - \frac{56^\circ}{z}$
Половина угла зуба, градус	$\varphi$	$\varphi = 17^\circ - \frac{64^\circ}{z} = 90^\circ - \frac{180^\circ}{z} - (\alpha + \beta)$
Прямой участок профиля, мм	$FG$	$FG = D_{\text{ц}}(1,24 \sin \varphi - 0,8 \sin \beta)$
Расстояние от центра дуги впадины до центра дуги головки зуба, мм	$OO_2$	$OO_2 = 1,24D_{\text{ц}}$
Смещение центра дуг впадин, мм	$e$	$e = 0,03t$
Координаты центра $O_1$ , мм	$X_1$ $Y_1$	$X_1 = 0,8D_{\text{ц}} \sin \alpha$ $Y_1 = 0,8D_{\text{ц}} \cos \alpha$
Координаты центра $O_2$ , мм	$X_2$ $Y_2$	$X_2 = 1,24D_{\text{ц}} \cos \frac{180^\circ}{z}$ $Y_2 = 1,24D_{\text{ц}} \sin \frac{180^\circ}{z}$

Таблица 4.4

Коэффициент высоты зуба  $K$

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



Таблица 4.5

**Зубья и венец звездочки по ГОСТ 591-69 в поперечном сечении  
для приводных втулочных и роликовых цепей при  $\lambda \leq 2$**

Наименование параметра		Обозначение параметра	Расчетная формула	
Шаг цепи, мм		$t$	Размеры выбираются по ГОСТ 13568-97 (см. табл. 1.1–1.6)	
Диаметр элемента зацепления цепи, мм		втулочной		$D_{ц} = d_2$
		роликовой		$D_{ц} = d_3$
Ширина пластины цепи, мм		$h$		
Расстояние между внутренними пластинами цепи, мм		$b_3$		
Расстояние между рядами цепи, мм		$A$		
Радиус закругления зуба (наименьший), мм		$r_3$	$r_3 = 1,7 D_{ц}$	
Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закруглений, мм		$h_3$	$h_3 = 0,8 D_{ц}$	
Диаметр обода (наибольший), мм		$D_c$	$D_c = t \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} - 1,3 h$	
Радиус закругления, мм	при шаге $t \leq 35$	$r_4$	$r_4 = 1,6$	
	при шаге $t > 35$		$r_4 = 2,5$	
Ширина зуба звездочки, мм	однорядной	$b_1$	$b_1 = 0,93 b_3 - 0,15$	
	двух- и трехрядной	$b_2$	$b_2 = 0,90 b_3 - 0,15$	
	многорядной	$b_n$	$b_n = 0,86 b_3 - 0,30$	
Ширина венца многорядной звездочки, мм		$B_n$	$B_n = (n - 1)A + b_n$	

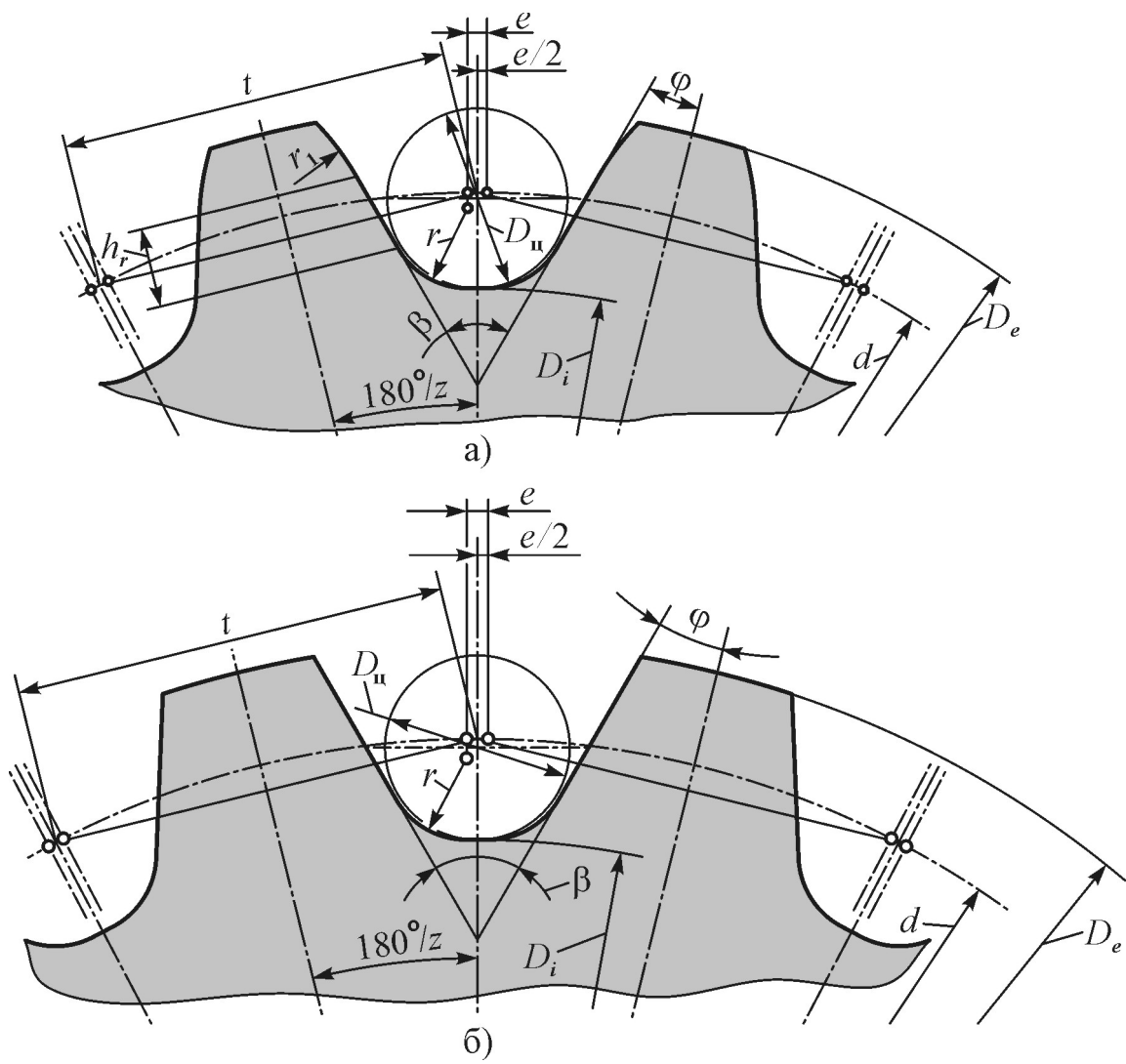


Рис. 4.3. Профили зубьев звездочек по ГОСТ 592-81:  
 а) тип 1 ( $\lambda \leq 2,2$ ); б) тип 2 ( $\lambda > 2,2$ )

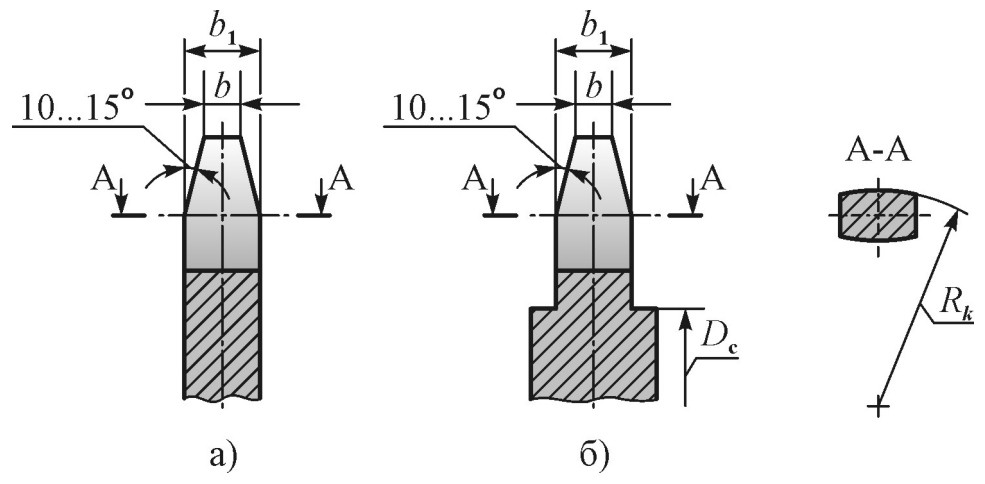


Рис. 4.4. Форма боковой поверхности зубьев звездочки по ГОСТ 592-81:  
 а) исполнение 1; б) исполнение 2

Таблица 4.6

Основные зависимости для расчета и построения профиля зубьев звездочек по ГОСТ 592-81 для приводных роликовых цепей при  $\lambda > 2$

Наименование параметра	Обозначение параметра	Расчетная формула
Шаг цепи, мм	$t$	Размеры выбираются по ГОСТ 13568-97 (см. табл. 1.1–1.6)
Диаметр элемента зацепления цепи, мм	$D_{\text{ц}} = d_3$	
Геометрическая характеристика зацепления	$\lambda$	$\lambda = \frac{t}{D_{\text{ц}}}$ (см. табл. 4.1)
Число зубьев звездочки	$z$	–
Диаметр делительной окружности, мм	$d$	$d = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$
Диаметр окружности выступов, мм	$D_e$	$D_e = t \left( 0,7 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} - \frac{0,31}{\lambda} \right)$
Диаметр окружности впадин, мм	$D_i$	$D_i = d - (D_{\text{ц}} + 0,175\sqrt{d})$
Смещение центров впадин, мм	$e$	$e_{\min} = 0,01t$ $e_{\max} = 0,05t$
Радиус впадин зубьев, мм	$r$	$r = 0,5(D_{\text{ц}} - 0,05t)$
Половина угла зуба, градус	$\varphi$	$\varphi = 13 \dots 20^\circ$
Угол впадины зуба, градус	$\beta$	$\beta = 68^\circ$ при $z = 9 \dots 11$
		$\beta = 60^\circ$ при $z = 12 \dots 15$
		$\beta = 52^\circ$ при $z = 16 \dots 22$
		$\beta = 48^\circ$ при $z = 23 \dots 45$
		$\beta = 42^\circ$ при $z > 45$

Окончание табл. 4.6

Наименование параметра	Обозначение параметра	Расчетная формула
Радиус закругления головки зуба при $\lambda \leq 2,2$	$r_1$	$r_1 = (t - 0,5D_{ц} - 0,5e) \cos \varphi$
Высота прямолинейного участка профиля зуба при $\lambda \leq 2,2$	$h_r$	$h_r = r_1 \sin \varphi$
Наибольшая хорда (для контроля звездочек с нечетным числом зубьев), мм	$L_x$	$L_x = d \cos \left( \frac{90^\circ}{z} + \arcsin \frac{e}{d} \right) - 2r$
Предельно допустимое увеличение шага цепи по зацеплению со звездочкой, мм	$\Delta_{tz}$	$\Delta_{tz} \leq 0,03t$

#### 4.1.2. Профилирование зубьев звездочек для зубчатых цепей

Профиль и форму поперечного сечения зубьев звездочек для зубчатых цепей типа ПЗ-1 с односторонним зацеплением и типа ПЗ-2 с двухсторонним зацеплением регламентирует ГОСТ 13576-81. Боковая поверхность зубьев звездочек для обоих типов цепей – прямолинейная (рис. 4.5, 4.6).

ГОСТ 13552-81 предусматривает для цепи типа ПЗ-1 с односторонним зацеплением размещение направляющей пластины посередине цепи (см. рис. 1.5), поэтому посередине зуба звездочки предусмотрена кольцевая канавка (проточка) для надежного осевого фиксирования цепи на звездочке.

Основные зависимости для расчета и построения профиля зубьев звездочек для приводных зубчатых цепей типа ПЗ-1 и ПЗ-2 приведены в табл. 4.8.

Таблица 4.7

**Зубья и венец звездочки по ГОСТ 592-81 в поперечном сечении  
для приводных втулочных и роликовых цепей при  $\lambda > 2$**

Наименование параметра		Обозначение параметра	Расчетная формула
Шаг цепи, мм		$t$	Размеры выбираются по ГОСТ 13568-97 (см. табл. 1.1–1.6)
Диаметр элемента зацепления цепи, мм:		$D_{ц} = d_3$	
Ширина пластины цепи, мм		$h$	
Расстояние между внутренними пластинами цепи, мм		$b_3$	
Расстояние между рядами цепи, мм		$A$	
Диаметр обода (наибольший), мм		$D_c$	$D_c = t \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} - 1,3h$
Радиус закругления, мм		$r_4$	$r_4 = 1,6$
Ширина зуба звездочки, мм	однорядной	$b_1$	$b_1 = 0,93b_3 - 0,15$
	двух- и трехрядной	$b_2$	$b_2 = 0,90b_3 - 0,15$
	многорядной	$b_n$	$b_n = 0,86b_3 - 0,30$
Ширина венца многорядной звездочки, мм		$B_n$	$B_n = (n-1)A + b_n$
Ширина вершины зуба, мм		$b$	$b = 0,75b_n$
Опорная длина впадины зуба, мм		$C$	$C = 0,26b_n$
Радиус выпуклости, мм		$R_k$	$R_k = \frac{28,65b_3}{\varphi_c}$
Расчетный угол условного смещения звездочки, градус		$\varphi_c$	$\varphi_c = 3...10^\circ$

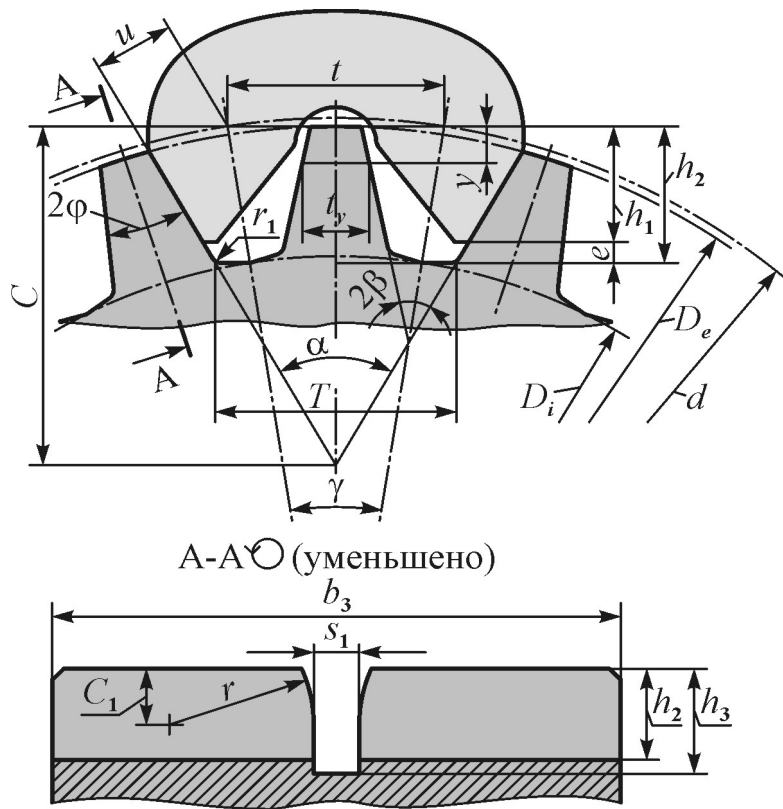


Рис. 4.5. Профиль зубьев звездочки для зубчатой цепи типа ПЗ-1

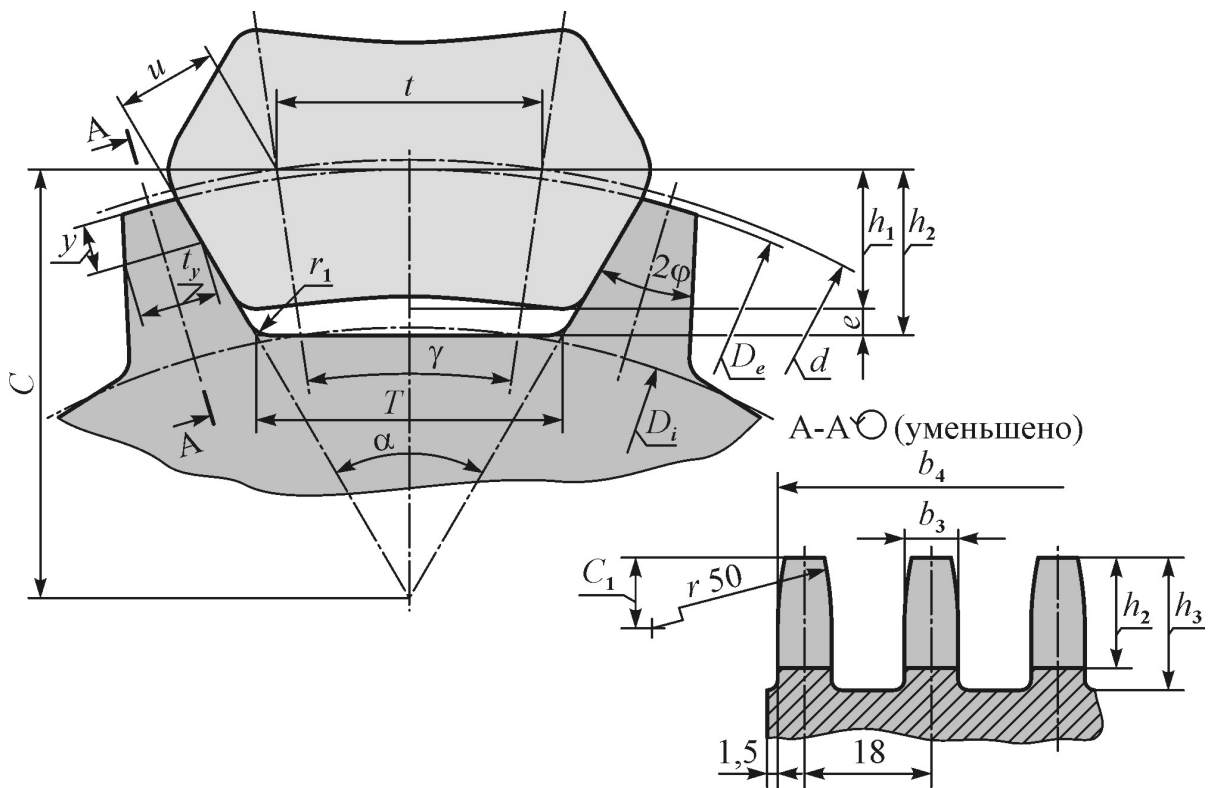


Рис. 4.6. Профиль зубьев звездочки для зубчатой цепи типа ПЗ-2

Таблица 4.8

**Основные зависимости для расчета и построения профиля зубьев  
звездочек по ГОСТ 13576-81 для приводных зубчатых цепей**

Наименование параметра	Обозначение параметра	Расчетная формула	
Шаг цепи, мм	$t$	Размеры выбираются по ГОСТ 13552-97 (см. табл. 1.7–1.8)	
Расстояние от центра шарнира до рабочей грани звена, мм	$u$		
Расстояние от оси пластины до вершины зуба звена, мм	$h_1$		
Ширина цепи, мм	$b$		
Толщина пластины, мм	$s$		
Угол наклона рабочих граней, градус	$\alpha$	60°	
Число зубьев звездочки	$z$	$z$ от 17 до 96	$z^*$ от 22 до 96
<i>Геометрический расчет звездочки для цепи:</i>		ПЗ-1	ПЗ-2
Диаметр делительной окружности, мм	$d$	$d = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$	$d = K_h \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$
Диаметр окружности выступов, мм	$D_e$	$D_e = \frac{t}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{z}}$	$D_e = K_h \frac{t}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{z}}$
Коэффициент высоты зуба	$K_h$	–	$K_h=0,99$ при $z \leq 40$ $K_h=0,995$ при $z > 40$
Диаметр окружности впадин, мм	$D_i$	$D_i = d - 2 \frac{b_2}{\cos \frac{180^\circ}{z}}$	
Высота зуба, мм	$h_2$	$h_2 = h_1 + e$	
Радиальный зазор, мм	$e$	$e = 0,1t$	
Угол поворота звена на звездочке, градус	$\gamma$	$\gamma = \frac{360^\circ}{z}$	

Окончание табл. 4.8

Наименование параметра	Обозначение параметра	Расчетная формула	
Угол впадины зуба, градус	$\beta$	$2\beta = \alpha - \gamma$	–
Половина угла заострения зуба, градус	$\varphi$	$\varphi = 30^\circ - \gamma$	
Ширина зуба звездочки, мм	$b_3$	$b_3 = b + 2s$	$b_3 = 2,55s$
Ширина венца, мм	$b_4$	$b_4 = b_3$	$b_4 = b + 1,58s$
Расстояние от вершины зуба до линии центров, мм	$C_1$	$C_1 \approx 0,4t$	
Радиус закругления торца зуба и направляющей проточки, мм	$r$	$r \approx t$	$r = 50$
Глубина проточки, мм	$h_3$	$h_3 = 0,75t$	
Ширина проточки, мм	$s_1$	$s_1 = 2s$	–
<i>Контрольные размеры</i>			
Толщина зуба на высоте «у»	$t_y$	$t_y = t - 2(u \cos \varphi - 0,1t \sin \varphi)$	
Измерительная высота зуба, мм	$y$	$y = u \sin \varphi + 0,1t \cos \varphi$	
Расстояние между кромками рабочих граней зубьев при $\alpha=60^\circ$	$T$	$T = t + \frac{2u - h_2}{0,866}$	

*Примечание.\** Приведено теоретическое число зубьев звездочки для расчета ее параметров. Фактическое число зубьев звездочки, при регламентированном стандартном зацеплении через шаг, равно половине теоретического.



## 4.2. Материалы звездочек и их термообработка

Требование обеспечения высокой износостойкости рабочих поверхностей зубьев и их прочности при ударных и циклических нагрузках вызывает необходимость тщательного анализа условий эксплуатации передачи и оптимального подбора материала звездочек, а также вида их термической обработки.

Этим требованиям отвечают термически обрабатываемые углеродистые и легированные стали.

Нагрузочная способность звездочек цепных передач обычно лимитируется контактной прочностью и износостойкостью зубьев. Допускаемые контактные напряжения на зубьях пропорциональны твердости материалов, а несущая способность звездочек пропорциональна квадрату твердости. Это указывает на целесообразность широкого применения для звездочек качественных конструкционных легированных сталей, закаливаемых до высокой твердости.

Наибольшую твердость зубьев  $H = 55...63$  HRC обеспечивают *химико-термические упрочнения*: поверхностное насыщение углеродом или азотом и последующая закалка.

*Цементация* – поверхностное насыщение зубьев углеродом с последующей закалкой и низким отпусканием. Углерод может находиться в твердой фазе (кокс) или в газовой среде. В условиях автоматизированного производства основное применение имеет газовая цементация.

При цементации применяют стали с содержанием углерода менее 0,3 %, чем обеспечивается высокая твердость поверхности зубьев после закалки при сохранении вязкой сердцевины ввиду низкой прокаливаемости малоуглеродистых сталей. Мягкая сердцевина с твердостью  $H = 230...240$  HB снижает чувствительность передачи к ударным нагрузкам.

Цементации подвергают малоуглеродистые конструкционные стали 15, 20 по ГОСТ 1050-88 и легированные стали 15X, 20X, в особо ответственных передачах – хромоникелиевые стали 12ХНЗА, 20ХНМ и безникелиевые стали 18ХГТ, 25ХГТ по ГОСТ 4543-71 и др.

Глубину цементованного слоя принимают не менее 1 мм на сторону, но не более 0,2 ширины зуба в поперечном сечении.

Недостатком цементации является коробление как зубьев, так и венца в целом, что требует дополнительной обработки или использования при цементации специальных приспособлений для зажима звездочки с целью предотвращения ее коробления.

*Азотирование* – поверхностное насыщение зубьев азотом. Оно обеспечивает малую толщину упрочненного слоя, равную 0,2...0,5 мм, что не позволяет применять этот вид упрочнения при работе передачи с ударными нагрузками или интенсивным износом. Этот вид термообработки применяют при необходимости обеспечения высокой задиростойкости пе-

редачи (высокоскоростные высоконагруженные передачи).

Материалы звездочек – легированные стали 38ХМЮА по ГОСТ 4543-71 и др.

*Нитроцементация* – насыщение поверхностных слоев зубьев углеродом и азотом в газовой среде с последующей закалкой и низким отпуском. Этот вид химико-термической обработки обеспечивает высокую прочность, износостойкость и сопротивление заеданию, в связи с чем получает все более широкое применение. Материалы звездочек при нитроцементации те же, что и при цементации.

Несколько меньшую твердость  $H = 48...56$  HRC обеспечивает *поверхностная закалка с нагревом токами высокой частоты (ТВЧ)*. Этот вид термообработки вследствие высокой технологичности широко применяется для средненагруженных передач. В связи с тем, что нагреваются лишь поверхностные слои, толщина закаленного слоя мала и деформации при закалке невелики. В качестве материала звездочек при этом виде термообработки применяют среднеуглеродистые легированные стали 40Х, 45Х, 40ХН по ГОСТ 4543-71 и др.

Недостатком закалки с нагревом ТВЧ для передач с малым шагом является прогрев мелких зубьев насквозь, что приводит к их короблению. В этих случаях рекомендуется применять сталь пониженной прокаливаемости марки 58 (55 пп) по ГОСТ 1050-88.

*При объемной закалке* до твердости  $H = 45...55$  HRC отсутствие вязкой сердцевины зуба приводит к хрупкому разрушению зубьев при динамических нагрузках. Поэтому для звездочек такой вид термообработки не рекомендуется.

*Улучшение* (закалку с высоким отпуском) применяют для звездочек мелкосерийного и индивидуального производства при отсутствии жестких требований к габаритам. Чистовое нарезание зубьев улучшаемых звездочек проводят после термической обработки, что исключает необходимость их шлифования при обеспечении достаточной точности. Твердость улучшенных звездочек ограничена технологическими условиями обеспечения достаточной стойкости инструмента: для звездочек небольших размеров принимают твердость  $H = 280...320$  НВ, для крупных звездочек –  $H = 200...240$  НВ.

В малоответственных передачах звездочки изготавливают из серого, ковкого, антифрикционного или высокопрочного чугуна. Иногда применяют отбеливание рабочих поверхностей чугунных зубьев глубиной не менее 2 мм, но не более 1/3 ширины зуба в поперечном сечении. Отбеливание осуществляют путем местного увеличения скорости охлаждения отливки установкой в форму металлических вставок – холодильников. Этим достигается повышенная твердость и износостойкость отбеленного поверхностного слоя зубьев звездочки.

Для изготовления звездочек малонагруженных передач используют

пластмассы термопластичные (полиэтилен, капрон первичный, полиамид, полиформальдегид стабилизированный и др.) и терморезистивные (текстолит, прессматериал, древеснослоистый пластик ДСП и др.).

Терморезистивные пластмассы при нагреве до определенной температуры в процессе получения заготовки переходят в твердое состояние и этот процесс является необратимым, поэтому звездочки из терморезистивных пластмасс можно получить только механической обработкой из заготовок (лист, круг и др.).

Термопластичные материалы при охлаждении переходят в вязкотекучее состояние и этот процесс для них обратим. Поэтому звездочки из термопластов получают более технологичными способами: литьем, обработкой давлением. Зачастую механическая обработка полученной таким образом звездочки отсутствует вообще или сводится к минимуму (удаление облоя, обрезка литниковой системы и т.п.).

Упругие натяжные звездочки зачастую изготавливают из резины с последующей вулканизацией в пресс-формах.

### 4.3. Конструкции звездочек

Звездочки по конструктивному оформлению аналогичны зубчатым колесам. Элементы конструкции звездочки представлены на рис. 4.7: зубчатый венец 1 соединен диском 2 со ступицей 3. В ступице выполнено отверстие для посадки звездочки на вал. Посадочный диаметр вала  $d$  на этом этапе определен из расчета вала на прочность.

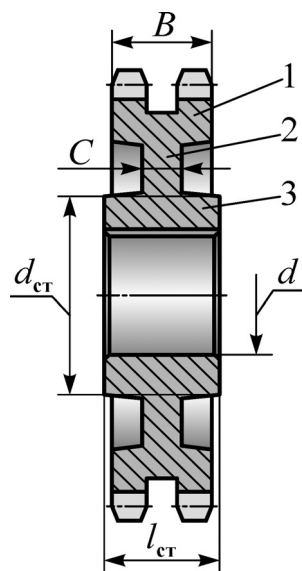


Рис. 4.7. Элементы конструкции звездочки

Длину ступицы назначают из условия устойчивой посадки звездочки на валу по эмпирическим зависимостям:

$l_{ст} = (0,8...1,2)d$  – для стальной ступицы;

$l_{ст} = (1,5...1,6)d$  – для чугунной ступицы.

Диаметр ступицы  $d_{ст}$  назначают из условия обеспечения достаточной жесткости и прочности конструкции по эмпирическим зависимостям:

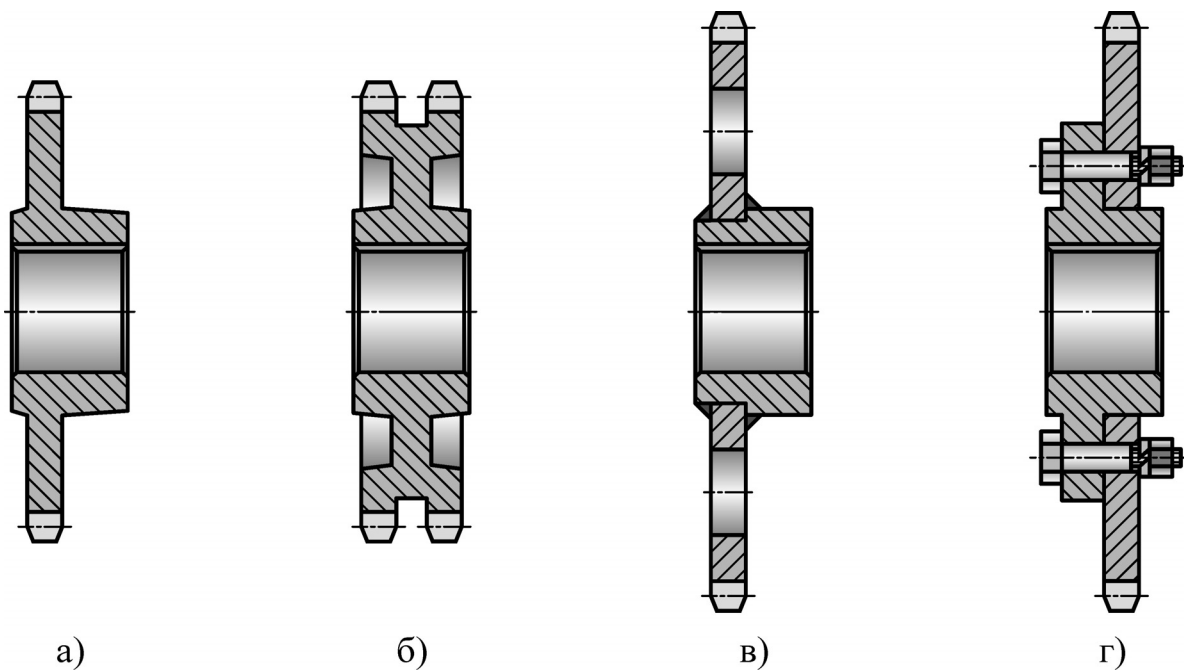
$d_{ст} = 1,5d + 10$  мм – для стальной ступицы;

$d_{ст} = 1,6d + 10$  мм – для чугунной ступицы.

Толщину диска звездочки однорядной цепи обычно принимают равной ширине зубчатого венца  $b_1$  (см. рис 4.2, а), в многорядных звездочках толщину диска принимают в долях от ширины зубчатого венца:

$$C = (0,3...0,4)B, \text{ мм.}$$

Конструкции звездочек цепных передач представлены на рис. 4.8. На рис. 4.8, а и 4.8, б приведены звездочки соответственно для одно- и двухрядной цепей.



**Рис. 4.8. Конструкции звездочек цепных передач**

В связи с тем, что зубья звездочек цепных передач имеют относительно небольшую ширину, звездочки нередко изготавливают из диска и ступицы, соединенных сваркой (рис. 4.8, в) или болтовым соединением (рис. 4.8, г).

Передача вращающего момента между валом и звездочкой обычно осуществляется шпоночным или шлицевым соединением.

Для облегчения звездочек больших диаметров в дисках предусматривают 4...6 отверстий (см. рис. 4.8, в) или диски заменяют спицами.

#### 4.4. Точность изготовления звездочек

Точность профиля зубьев звёздочки существенно влияет на ресурс работы передачи.

В зависимости от величины скорости цепи и характера работы передачи назначают точность изготовления зубчатого венца звездочки.

К сожалению, для обозначения точности звездочек нет единого термина. В различных стандартах на профилирование зубьев зубчатого венца звездочек их точность именуют: группа точности, степень точности, класс точности (табл. 4.9).

Таблица 4.9

Точность звездочек для приводных и тяговых пластинчатых цепей

Тип цепи	Профиль зуба	Точность изготовления	Области применения
Втулочная и роликовая	ГОСТ 591-69	Группа А	Скорость цепи $V > 8$ м/с, работа без реверса и сильных ударов; Скорость цепи $V > 6$ м/с, с реверсом или сильными ударами
		Группа В	Скорость цепи $V = 6...8$ м/с, работа без реверса и сильных ударов; Скорость цепи $V = 5...6$ м/с, с реверсом и сильными ударами
		Группа С	Скорость цепи $V < 6$ м/с, передачи общего назначения
	ГОСТ 592-81	Степень точности 1	Скорость цепи $V < 5$ м/с, передачи общего назначения
		Степень точности 2	Скорость цепи $V < 3$ м/с, передачи нестационарных машин
	Зубчатая	ГОСТ 13576-81	Класс точности 1
Класс точности 2			Скорость цепи $V < 5...8$ м/с

Предельные отклонения и допуски на размеры зуба звездочек для приводных роликовых и втулочных цепей с профилем зуба по ГОСТ 591-69 приведены в табл. 4.10 для групп точности А; В; С; для звездочек по ГОСТ 592-81 – в табл. 4.11 для степеней точности 1; 2. Для звездочек зубчатых цепей классов точности 1 и 2 с профилем зуба по ГОСТ 13576-81 значения предельных отклонений размеров, а также допусков радиальных и торцевых биений приведены в табл. 4.12.

Допуски радиального биения окружности впадин и торцевого биения зубчатого венца звездочек приводных зубчатых цепей приведены в табл. 4.13.

#### 4.5. Допуски отклонений формы и расположения поверхностей звездочек

##### 4.5.1. Звездочки для приводных втулочных и роликовых цепей

Указание допусков формы и расположения поверхностей на чертеже звездочки втулочных и роликовых приводных цепей приведено на рис. 4.9.

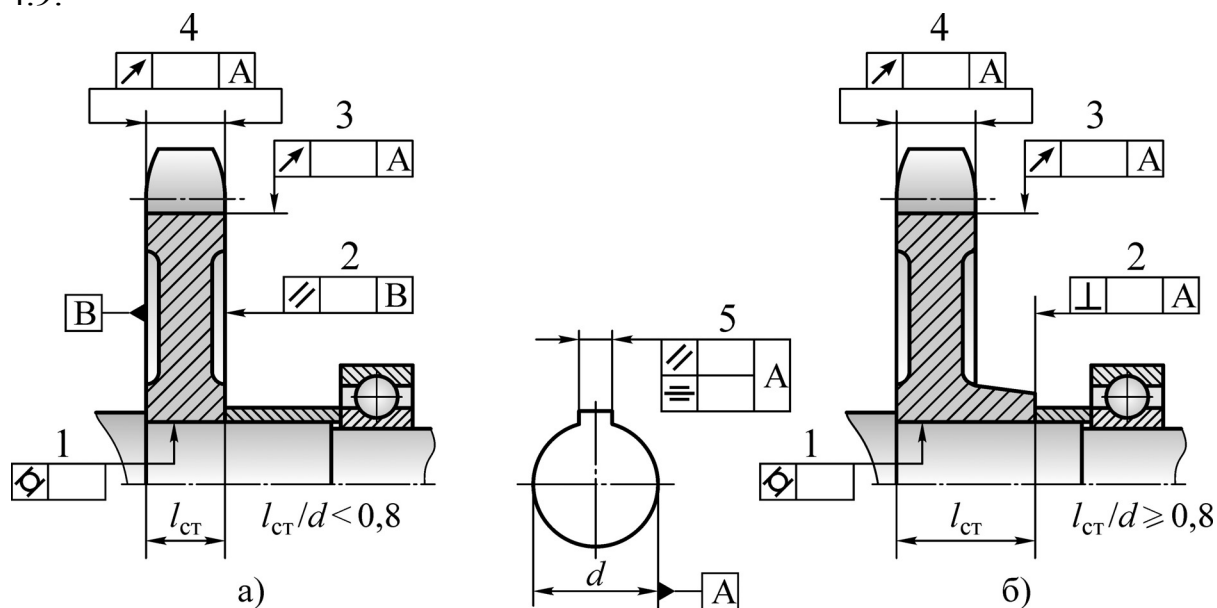


Рис. 4.9. Указание отклонений формы и расположения поверхностей на чертеже звездочки

Позиция 1. Допуск цилиндричности базового отверстия  $d$  назначают  $T_{\sigma} = 0,3t$ , где  $t$  – допуск размера отверстия. Полученный размер  $T_{\sigma}$  округляют до ближайшего меньшего значения из ряда: 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,2; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 30; 40; 50; 60; 80; 100; 120; 160; 200; 250; 300; 400; 500; 600; 800; 1000 мкм.

Таблица 4.10

**Предельные отклонения и допуски размеров зуба звездочек для приводных роликовых и втулочных цепей с профилем зуба по ГОСТ 591-69**

Наименование параметров	Шаг $t$ , мм	Группа А / В / С			
		Диаметр звездочки в мм			
		До 120	Св. 120 до 260	Св. 260 до 500	Св. 500 до 800 Св. 800 до 1250
		Предельные отклонения и допуски в мкм			
Разность шагов $t$ (одной звездочки) $\delta_{tz}$	До 20	25/60/160	32/80/200	40/100/250	50/120/320
	Св. 20 до 35	32/80/200	40/100/250	50/120/320	60/160/400
	Св. 35 до 55	40/100/250	50/120/320	60/160/400	80/200/500
	Св. 55	—	60/160/400	80/200/500	100/250/630 120/320/800
Диаметр $D_e$ окружности выступов	—	h11/h12/h14			
Диаметр $D_i$ окружности впадин и наибольшая хорда $L_x$	—	h10/h11/h12			
Ширина зуба $b_1, b_2, b_n$ и венца $B_2, B_3, B_n$	—	h11/h12/h14			
Радиальное биение ок- ружности впадин и тор- цевое биение зубчатого венца $\delta_z$	—	80/200/500	100/250/630	120/320/800	160/400/1000 200/500/1250
<p><i>Примечание.</i> Допуск радиального биения окружности впадин и торцевого биения зубчатого венца для однорядной звездочки, выполненной в виде сплошного диска (см. рис. 4.8, а) настоящим стандартом не нормируется.</p>					

Таблица 4.11

**Предельные отклонения основных размеров звездочек для  
приводных роликовых и пластинчатых тяговых цепей с профилем зуба  
по ГОСТ 592-81**

Наименование параметров	Предельные отклонения, мм, для степеней точности	
	1	2
Разность шагов $t$ (одной звездочки)	$\delta_{tz} = 0,01\sqrt{tz}$	$\delta_{tz} = 0,025\sqrt{tz}$
Диаметр $D_i$ окружности впадин	$\delta_{D_i} = -0,032\sqrt{tz}$	$\delta_{D_i} = -0,080\sqrt{tz}$
Радиальное биение окружности впадин и торцевое биение зубчатого венца $\delta_z$	$\delta_z = 0,001D_i + 0,1$ , но не более 1,2	$\delta_z = 0,005D_i$ , но не более 2,0

*Примечание.* При простановке на чертеже звездочки допусков торцевого биения зубчатого венца (поз. 4 на рис. 4.9) и радиального биения (поз. 3 на рис. 4.9) их следует исключить из таблицы параметров звездочки, помещаемой на чертеже.

*Позиция 2.* Для торца ступицы звездочки со стороны подшипника в зависимости от соотношения длины  $l_{ст}$  и диаметра отверстия  $d$  задают:

а) для узких ступиц при  $\frac{l_{ст}}{d} < 0,8$  – параллельность торцев ступицы (рис. 4.9, а). Допуск параллельности  $T_{//}$  задают на диаметре ступицы  $d_{ст}$  по табл. 4.14, степень точности допусков параллельности выбирают по табл. 4.15 в зависимости от группы подшипников, установленных на валу, где располагается звездочка.

б) При отношении  $\frac{l_{ст}}{d} \geq 0,8$  задают допуск перпендикулярности торца ступицы относительно оси базового отверстия  $d$  (рис 4.9, б). Допуск перпендикулярности назначают по табл. 4.14 в зависимости от диаметра ступицы, степень точности допуска выбирают по табл. 4.15.

*Примечание.* Если торцы ступицы не участвуют в базировании подшипника, то допуски по поз. 2 не назначают.



Таблица 4.12

**Предельные отклонения на размеры звездочки  
приводной зубчатой цепи**

Наименование параметров	Предельные отклонения для диаметра делительной окружности звездочки, мм				
	До 120	Св. 120 до 260	Св. 260 до 500	Св. 500 до 800	Св. 800 до 1250
Разность шагов $\delta_{tz}$ (одной звездочки), мкм: для $t$ до 19,05 мм для $t$ от 25,4 мм	25/60 32/80	32/80 40/100	40/100 50/120	50/120 60/160	60/160 80/200
Диаметр окружности выступов $D_e$	$h7/h8$				
Диаметр окружности впадин $D_i$	$h11/h12$				
Ширина зуба $b_i$	$h11/h12$				
Толщина зуба $t_y$	$h7/h8$				
Радиальное биение окружности впадин $\delta_z$	8-я/10-я степени точности по ГОСТ 24643-81				
Торцевое биение зубчатого венца $\delta_z$	9-я/11-я степени точности по ГОСТ 24643-81				

*Примечание.* В числителе приведены предельные отклонения для звездочек 1 класса, в знаменателе – 2 класса.

*Позиция 3.* Допуск радиального биения окружности впадин зубчатого венца звездочки назначают в зависимости от точности звездочки и величины ее диаметра (см. табл. 4.13).

Точность звездочки назначают по рекомендациям табл. 4.9, допуск радиального биения для звездочек с профилем зуба по ГОСТ 591-69 – по табл. 4.10, для звездочек с профилем зуба по ГОСТ 592-81 – по табл. 4.11.

Допуски округляют до ближайшего меньшего значения из стандартного ряда по ГОСТ 24643-81 (см. поз. 1).

Таблица 4.13

**Допуски радиального и торцевого биений звездочки  
приводной зубчатой цепи по ГОСТ 24 643-81**

Радиальное биение			Торцевое биение		
Интервал размеров, мм	Степень точности		Интервал размеров, мм	Степень точности	
	8	10		9	11
	Допуски, мкм			Допуски, мкм	
Св. 10 до 18	30	80	Св. 25 до 40	30	80
Св. 18 до 30	40	100	Св. 40 до 63	40	100
Св. 30 до 50	50	120	Св. 63 до 100	50	120
Св. 50 до 120	60	160	Св.100 до 160	60	160
Св. 120 до 250	80	200	Св.160 до 250	80	200
Св. 250 до 400	100	250	Св.250 до 400	100	250
Св. 400 до 630	120	300	Св.400 до 630	120	300
Св. 630 до 1000	160	400	Св.630 до 1000	160	400
Св. 1000 до 1600	200	500	Св.1000 до 1600	200	500

*Позиция 4.* Допуск торцевого биения зубчатого венца назначают для звездочек с профилем зуба по ГОСТ 591-69 по табл. 4.10, для звездочек с профилем зуба по ГОСТ 592-81 – по табл. 4.11.

Расчетные значения допусков также округляют до ближайшего меньшего значения из стандартного ряда по ГОСТ 24 643-81 (см. поз. 1).

*Позиция 5.* Для шпоночного паза задают допуски параллельности  $T_{//}$  и симметричности  $T_{\equiv}$ . Допуск параллельности  $T_{//} = 0,5t$ , а симметричности  $T_{\equiv} = 2t$ , где  $t$  – допуск ширины шпоночного паза. Полученные значения допусков округляют до ближайшего значения из ряда допусков (см. поз. 1).

Таблица 4.14

**Допуски параллельности, перпендикулярности, наклона,  
торцевого биения и полного торцевого биения по ГОСТ 24 643-81**

Интервалы номинальных размеров, мм	Степени точности								
	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	Допуски, мкм								
До 3	3	5	8	12	20	30	50	80	120
Св. 3 до 10	4	6	10	16	25	40	60	100	160
Св. 10 до 18	5	8	12	20	30	50	80	120	200
Св. 18 до 30	6	10	16	25	40	60	100	160	250
Св. 30 до 50	8	12	20	30	50	80	120	200	300
Св. 50 до 120	10	16	25	40	60	100	160	250	400
Св. 120 до 250	12	20	30	50	80	120	200	300	500
Св. 250 до 400	16	25	40	60	100	160	250	400	600
Св. 400 до 630	20	30	50	80	120	200	300	500	800

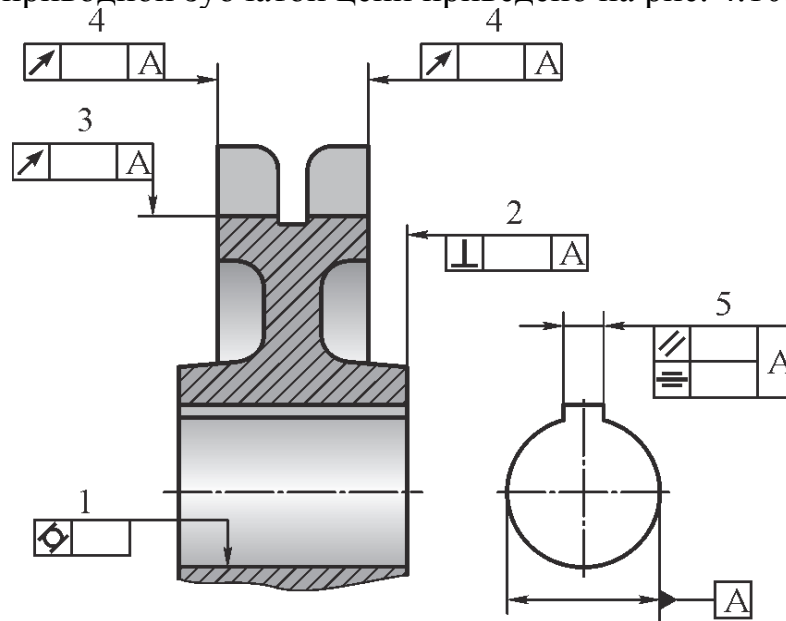
Таблица 4.15

**Выбор степени точности допусков**

Группа подшипника	Тип подшипника	Степени точности допуска параллельности	Степени точности допуска перпендикулярности
I	Шариковые радиальные и радиально-упорные	7	8
II	Радиальные с корот- кими цилиндрически- ми роликами	6	7
III	Роликовые конические	5	6

#### 4.5.2. Звездочка для приводной зубчатой цепи

Указание отклонений формы и расположения поверхностей на чертеже звездочки для приводной зубчатой цепи приведено на рис. 4.10.



**Рис. 4.10. Указание отклонений формы и расположения поверхностей на чертеже звездочки для приводной зубчатой цепи**

*Позиция 1.* Допуск цилиндричности базового отверстия (см. *позицию 1*, п. 4.5.1).

*Позиция 2.* Допуски параллельности или перпендикулярности торцев ступицы назначают аналогично рекомендациям *позиции 2*, п. 4.5.1.

*Позиция 3.* Допуски радиального биения окружности впадин назначают по табл. 4.13 в зависимости от класса точности, назначаемого по табл. 4.9.

*Позиция 4.* Допуск торцевого биения зубчатого венца назначают по табл. 4.13. Степень точности размера выбирают по табл. 4.12 в зависимости от диаметра делительной окружности и класса точности звездочки. Класс точности звездочки – по табл. 4.9.

*Позиция 5.* Допуски параллельности и симметричности шпоночного паза – см. пояснения поз. 5, п. 4.5.1.

### 4.6. Оформление чертежей звездочек

#### 4.6.1. Чертежи звездочек для приводных втулочных и роликовых цепей

Правила выполнения элементов зацепления на рабочих чертежах звездочек для приводных втулочных и роликовых цепей устанавливает ГОСТ 2.408-68.

4.6.1.1. На рабочем чертеже звездочки указывают размеры зубчатого венца согласно рис. 4.11 [3].

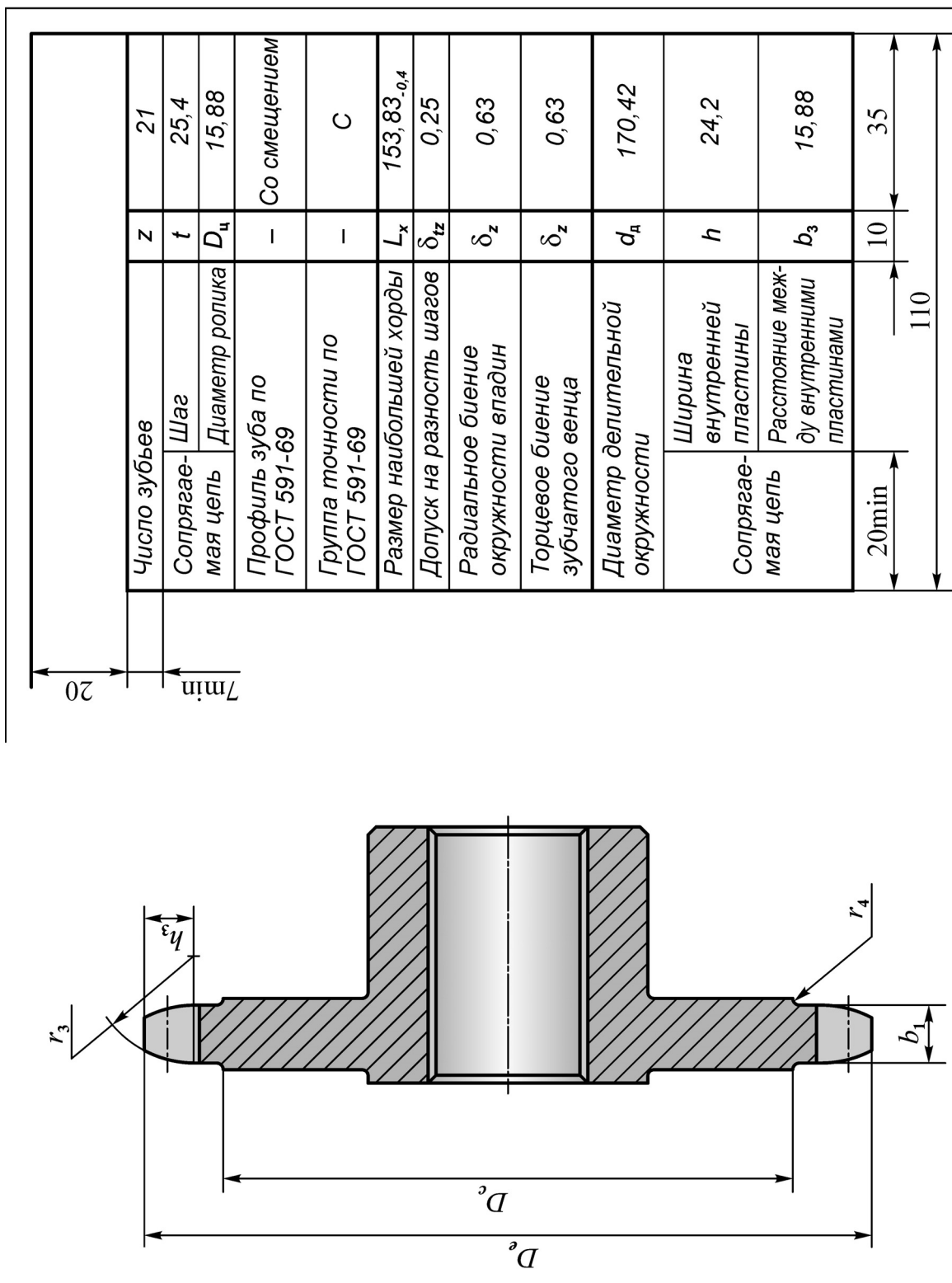


Рис. 4.11. Пример указания параметров зубчатого венца звездочки для приводной роликовой цепи

4.6.1.2. На рабочем чертеже звездочки в правом верхнем углу помещают таблицу параметров. Размеры граф таблицы, а также размеры, определяющие расположение таблицы на поле чертежа, приведены на рис. 4.11.

4.6.1.3. Таблица параметров зубчатого венца звездочки состоит из трех частей, которые отделяют друг от друга сплошными основными линиями:

*первая часть* содержит основные данные для изготовления: число зубьев  $z$ , сопрягаемая цепь: шаг  $t$ , диаметр элемента зацепления  $D_{ц}$  (втулки – для втулочной цепи или ролика – роликовой цепи), профиль зуба по ГОСТ 591-69 при  $\lambda < 2$  и по ГОСТ 592-81 при  $\lambda > 2$ ; группа точности по ГОСТ 591-69 при  $\lambda \leq 2$ , или степень точности по ГОСТ 592-81 при  $\lambda > 2$ ;

*вторая часть* – данные для контроля: диаметр окружности впадин  $D_i$  для звездочки с четным числом зубьев или размер наибольшей хорды  $L_x$  для звездочки с нечетным числом зубьев; допуски на разность шагов  $\delta_{tz}$ ; радиальное биение окружности впадин  $\delta_z$ ; торцевое биение зубчатого венца  $\delta_z$ ;

*третья часть* – справочные данные:

диаметр делительной окружности  $d_d$ ;

сопрягаемая цепь: ширина внутренней пластины  $h$ , расстояние между внутренними пластинами  $b_3$ .

Вопросы обозначения на рабочих чертежах шероховатости поверхностей и пример выполнения чертежа звездочки роликовой цепной передачи рассмотрены в работах [4, 5, 6].

#### 4.6.2. Чертежи звездочек для приводных зубчатых цепей

Правила выполнения *элементов зацепления* на рабочих чертежах звездочек для зубчатых цепей устанавливает ГОСТ 2.425-74.

4.6.2.1. На рабочем чертеже звездочки указывают размеры зубчатого венца согласно рис. 4.12 [3].

4.6.2.2. На рабочем чертеже звездочки в правом верхнем углу помещают таблицу параметров. Размеры граф таблицы, а также размеры, определяющие расположение таблицы на поле чертежа, приведены на рис. 4.12.

4.6.2.3. Таблица параметров зубчатого венца звездочки состоит из трех частей, которые отделяют друг от друга сплошными основными линиями:

*первая часть* – обозначение сопрягаемой цепи (например, Цепь ПЗ–1–19,05–74–45 ГОСТ 13552-81);

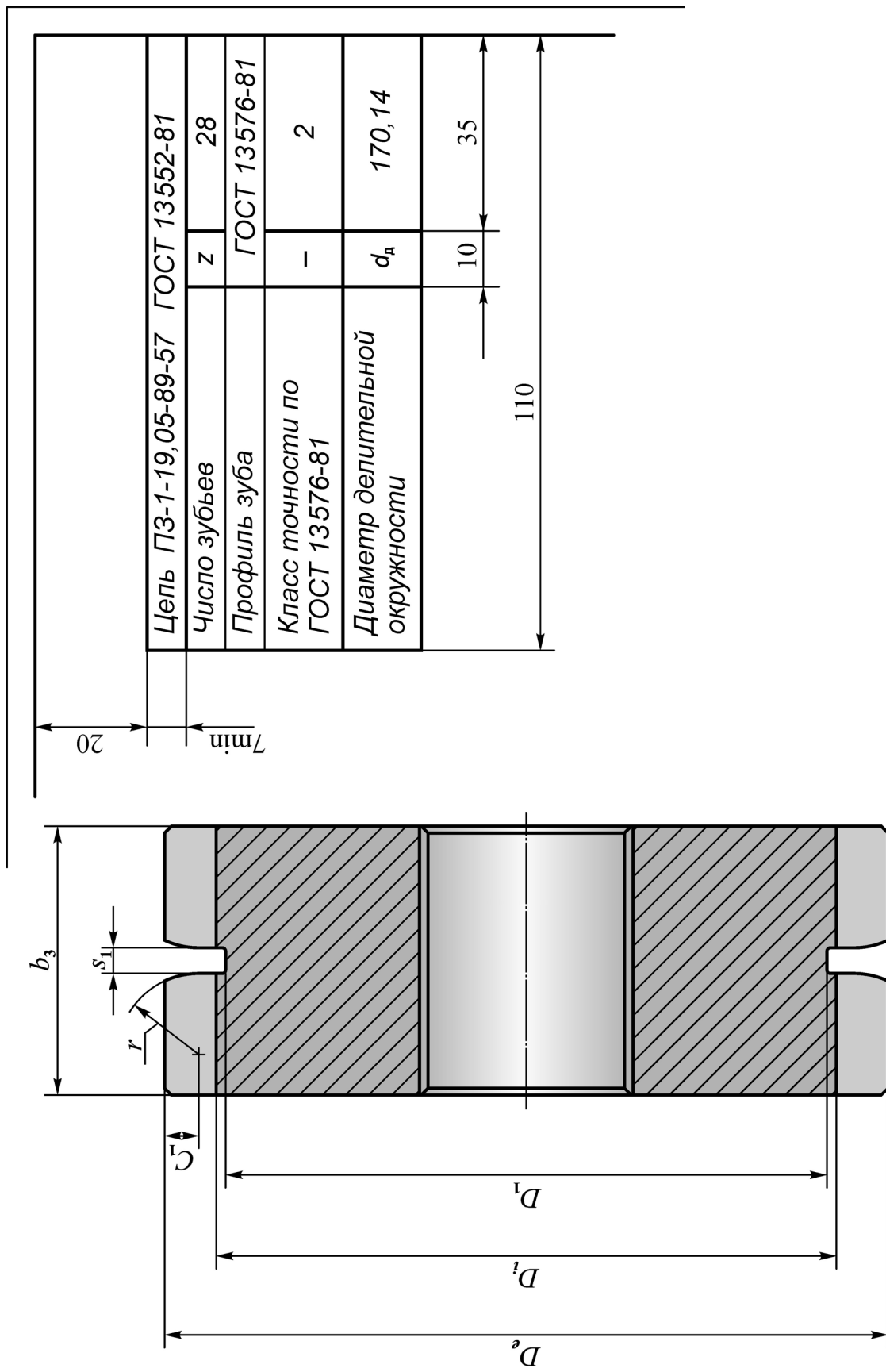


Рис. 4.12. Пример указания параметров венца звездчатого венца звездчатой зубчатой цепи

*вторая часть* – данные звездочки (число зубьев  $z$ ; профиль зуба по ГОСТ 13576-81; класс точности по ГОСТ 13576-81;

*третья часть* – диаметр делительной окружности  $d_d$ .

Вопросы обозначения на рабочих чертежах шероховатости поверхностей и пример выполнения чертежа звездочки передачи с зубчатой цепью рассмотрены в работах [4, 5].

## **5. МОНТАЖ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ**

### **5.1. Монтаж цепных передач**

Качественный монтаж во многом определяет долговечность и надежность работы цепной передачи.

Основными погрешностями монтажа являются:

1. *Осевое смещение венцов звездочек* (отклонение от плоскостности), приводящее к распрессовке пластин. Смещение венцов звездочек по ГОСТ 13568-97 допускается не более 2 мм для передач с межосевым расстоянием до 1000 мм, при большем межосевом расстоянии допуск увеличивается на 0,2 мм на каждые 100 мм межосевого расстояния свыше 1000 мм.

2. *Непараллельность валов звездочек* цепных передач, которая приводит к неравномерному по длине втулки износу, а также к соскакиванию цепи со звездочек. По стандарту допуск параллельности осей валов не должен превышать 0,2 мм на каждые 100 мм длины валов.

3. *Чрезмерное натяжение* (перетяжка) цепи вызывает дополнительные нагрузки в ветвях передачи, иногда превышающие номинальные в несколько раз, что приводит к проворачиванию валиков и втулок в проушинах пластин цепи, увеличению износа шарниров и зубьев звездочек, повышению температуры цепи, ухудшению условий смазки и снижению долговечности передачи в целом.

4. *Увеличенная стрела провисания ведомой ветви* может привести к захлестыванию ведомой ветви, перескакиванию звеньев цепи через зубья звездочек и соскакиванию цепи со звездочек.

5. *Неплотная посадка звездочек на валы*, вызывающая их смещение от одной плоскости и увеличение осевого биения.

Сборка привода должна гарантировать правильное зацепление звеньев цепи с зубьями звездочек.

### **5.2. Способы натяжения приводных цепей**

Для обеспечения нормальной эксплуатации цепной передачи

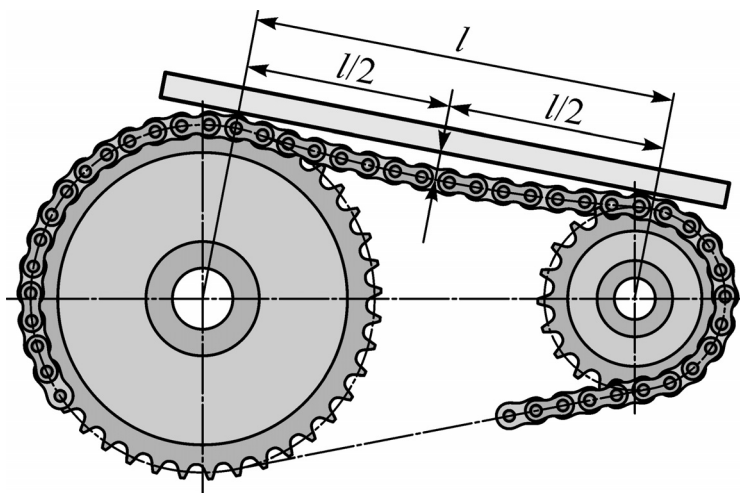


необходимо предусматривать в ее конструкции тот или иной способ регулирования натяжения цепи. Регулирование натяжения цепи проводят как при ее начальном монтаже, так и во время работы, так как по мере износа шарниров наблюдается удлинение цепи и ослабление ее первоначального натяжения.

Величина стрелы провисания устанавливается в соответствии с требованиями ГОСТ 13 568-97. Натяжение считается нормальным, если при горизонтальном расположении линии центров звездочек и межосевом расстоянии передачи 1000 мм стрела провисания ведомой ветви цепи составляет  $f = 40 \pm 10$  мм при приложении усилия натяжения  $F_n = 160 \pm 10$  Н. При увеличении или уменьшении межосевого расстояния на каждые 100 мм стрела провисания  $f$  соответственно увеличивается или уменьшается на  $4 \pm 1$  мм.

Для наклонных передач с углом наклона линии центров звездочек к горизонту  $\psi > 45^\circ$  принимают нижнюю границу указанных величин.

Контроль стрелы провисания ведомой ветви цепи передачи осуществляют с помощью линейки (рис. 5.1), натянутой проволоки (при значительных межосевых расстояниях), или специальными измерительными устройствами.



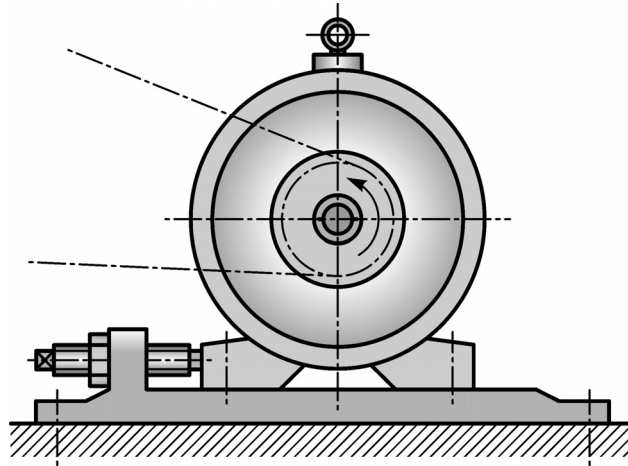
**Рис. 5.1. Схема контроля натяжения цепи**

В процессе монтажа и эксплуатации цепной передачи натяжение цепи осуществляют одним из следующих способов:

- перемещением звездочки;
- применением натяжной или оттяжной звездочки;
- применением натяжной ленты;
- введением в контур цепной передачи безопорной звездочки;
- использованием силы веса ведомой ветви цепи;
- удалением одного или двух звеньев из контура цепи.

### 5.2.1. Натяжение цепи перемещением звездочки

Перемещение одной из звездочек (обычно перемещают меньшую звездочку) с целью изменения межосевого расстояния передачи. Для этого узел, на валу которого располагается передвигная звездочка, устанавливают на салазки (рис. 5.2), качающуюся плиту и др.



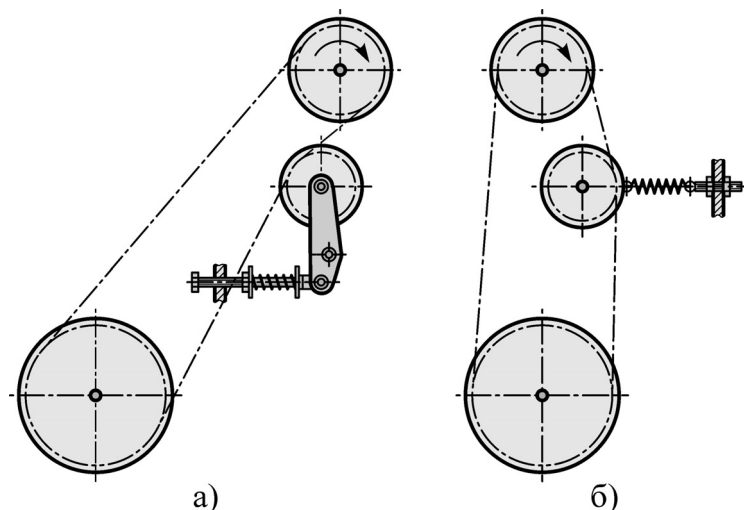
**Рис. 5.2. Натяжение цепи перемещением звездочки**

Конструкции салазок, качающихся плит приведены в [4]. Достоинства такого способа регулирования в его конструктивной простоте, возможности точного регулирования стрелы провисания цепи в процессе эксплуатации передачи, сохранении равномерности движения цепи, практически не изменяющегося в процессе регулировки синфазного движения звездочек.

Такой способ натяжения цепи широко применяется, например, в приводе велосипеда. Однако в силовых приводах промышленного назначения, где цепная передача обычно является тихоходной и устанавливается между редуктором и исполнительным механизмом, применить такой способ весьма затруднительно, так как ведущая звездочка установлена на валу редуктора, который связан, в свою очередь с электродвигателем, а ведомая – на валу исполнительного органа, который, например в конвейерах, связан лентой или тяговой цепью с неприводным барабаном или звездочками. Поэтому перемещение ведомой или ведущей звездочек при таком расположении передачи потребует сложного, дорогостоящего конструктивного решения.

### 5.2.2. Натяжение цепи применением натяжной или оттяжной звездочки

Натяжение цепи применением натяжной или оттяжной звездочки проводят в передачах с постоянным межосевым расстоянием (рис. 5.3).



**Рис. 5.3. Натяжение цепи натяжной или оттяжной звездочкой**

Натяжную звездочку (рис. 5.3, а) устанавливают с наружной стороны цепи (вне контура передачи).

Натяжная звездочка помимо регулирования натяжения цепи позволяет устранить вибрации при удлинении цепи, увеличить угол обхвата на меньшей звездочке, следовательно, увеличить число зубьев меньшей звездочки в зацеплении с цепью и уменьшить нагрузку на шарниры цепи, находящиеся в зацеплении с зубьями меньшей звездочки. Уменьшение нагрузки на шарниры цепи и зубья звездочки ведет к снижению контактных напряжений на рабочих поверхностях зубьев звездочки и к повышению ее долговечности.

Оттяжная звездочка (рис. 5.3, б) располагается внутри контура передачи, что зачастую уменьшает размеры передачи, или в многозвездных передачах при передаче движения на несколько валов. Она, как и натяжная, способствует снижению вибрации цепи.

Натяжную и оттяжную звездочки рекомендуют выбирать с числом зубьев не менее числа зубьев меньшей звездочки.

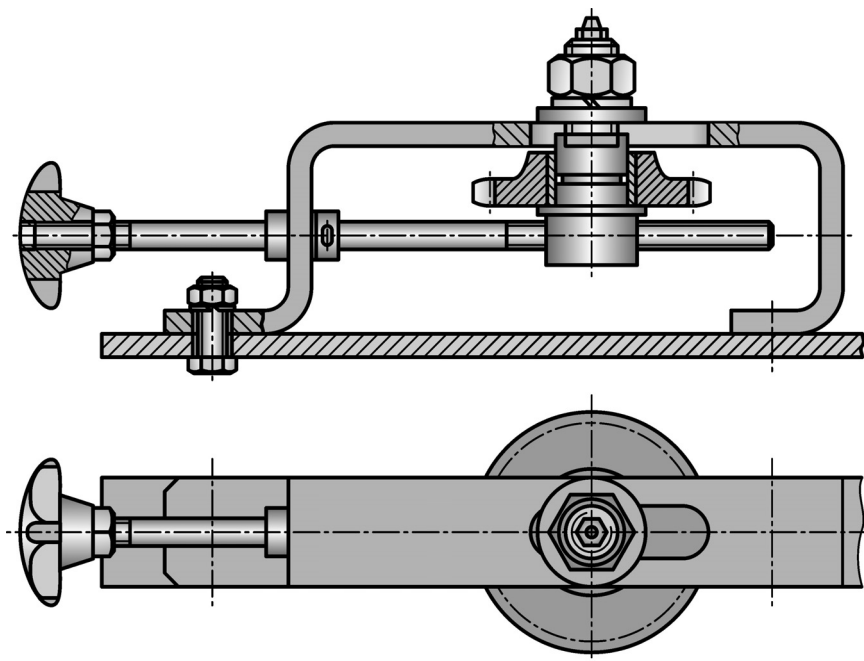
Вместо звездочек натяжными и оттяжными можно выполнить ролики (гладкие или с ребордами). Диаметр ролика в этом случае принимают равным

$$D_p \geq 0,25z_1 t.$$

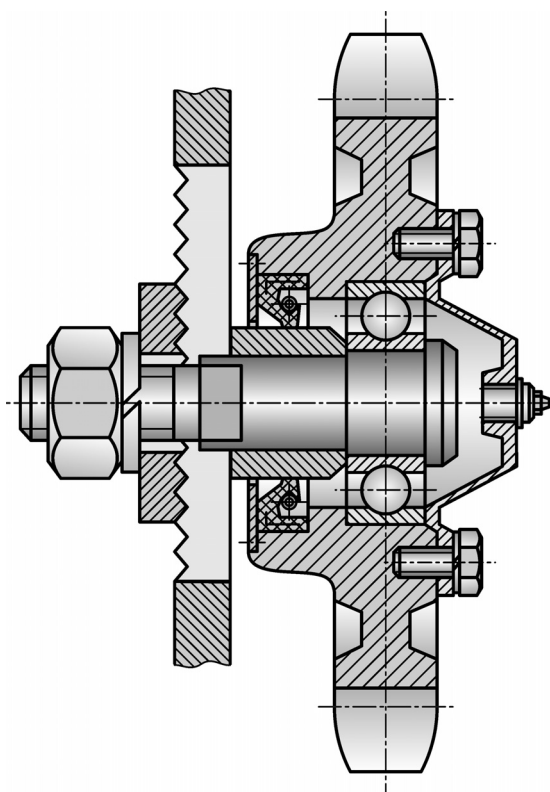
Регулирование натяжения цепи натяжными и оттяжными звездочками проводят периодически по мере вытяжки цепи или с помощью полуавтоматических приспособлений (грузовые, пружинные и др.).

На рис. 5.4–5.6 показаны конструкция натяжных (оттяжных) звездочек, при помощи которых обеспечивают периодическое регулирование натяжения цепи. Для этого звездочку устанавливают на оси на подшипниках качения или скольжения и перемещают ее вдоль прямого направляющего паза в стойке с помощью винта (рис. 5.4), перестановкой

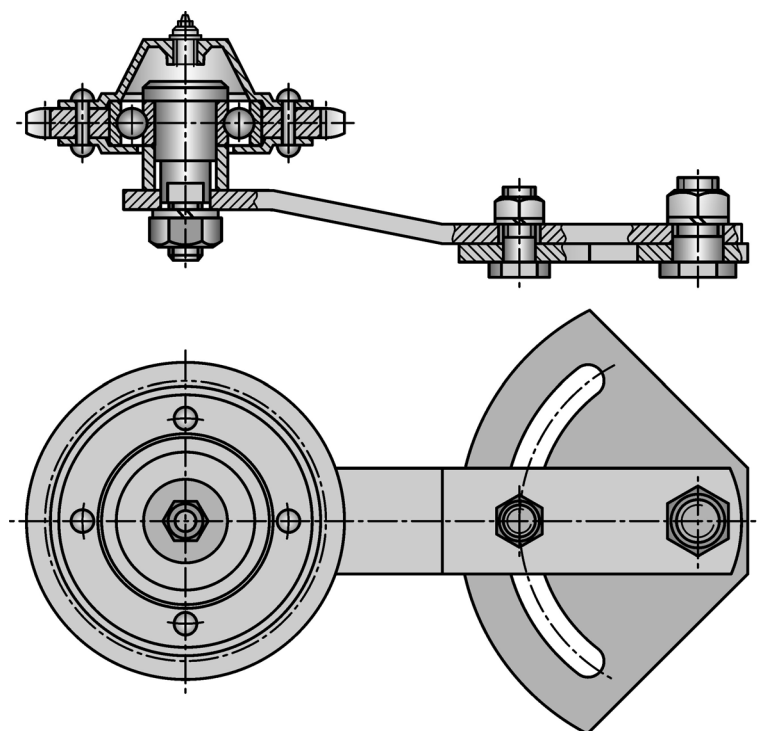
на определенный шаг (рис. 5.5) или перемещают звездочку по дуге некоторого радиуса, выполняя на стойке паз в виде дуги (рис. 5.6).



**Рис. 5.4. Натяжная (оттяжная) звездочка с перемещением вдоль паза**



**Рис. 5.5. Натяжная (оттяжная) звездочка с перестановкой на определенный шаг**



**Рис. 5.6. Натяжная (оттяжная) звездочка с перемещением по дуге окружности**

Подшипники качения защищают от пыли и грязи торцевыми крышками с уплотнениями. Смазка подшипников качения закладная при сборке с периодической ее заменой через пресс-масленку, подшипники скольжения также смазывают периодически через пресс-масленку.

На рис. 5.7 и 5.8 приведены конструкции натяжных (оттяжных) звездочек, в которых звездочки натягивают ветвь цепи под воздействием пружины растяжения или сжатия. Это регулирование натяжения цепи с помощью полуавтоматического приспособления является более совершенным, чем рассмотренное выше периодическое регулирование. Такое натяжение можно применить в быстроходных передачах: за счет более легкого воздействия натяжной звездочки на цепь ресурс цепи увеличивается на 20...50%. В конструкции такого натяжного устройства необходимо предусмотреть регулирование длины пружины, так как по мере износа шарниров цепи и ее удлинения для поддержания постоянного усилия натяжения необходим поворот рычага, на одном конце которого закреплена ось звездочки, а на другом – пружина, что вызовет изменение длины пружины, а значит и изменение усилия, создаваемого ею. Поэтому через определенные промежутки времени эксплуатации цепи длину пружины устанавливают в соответствии с ее расчетным значением (обычно перемещением торца пружины, не закрепленного на рычаге, с помощью винта и гайки, резьбовой пробки и др.).

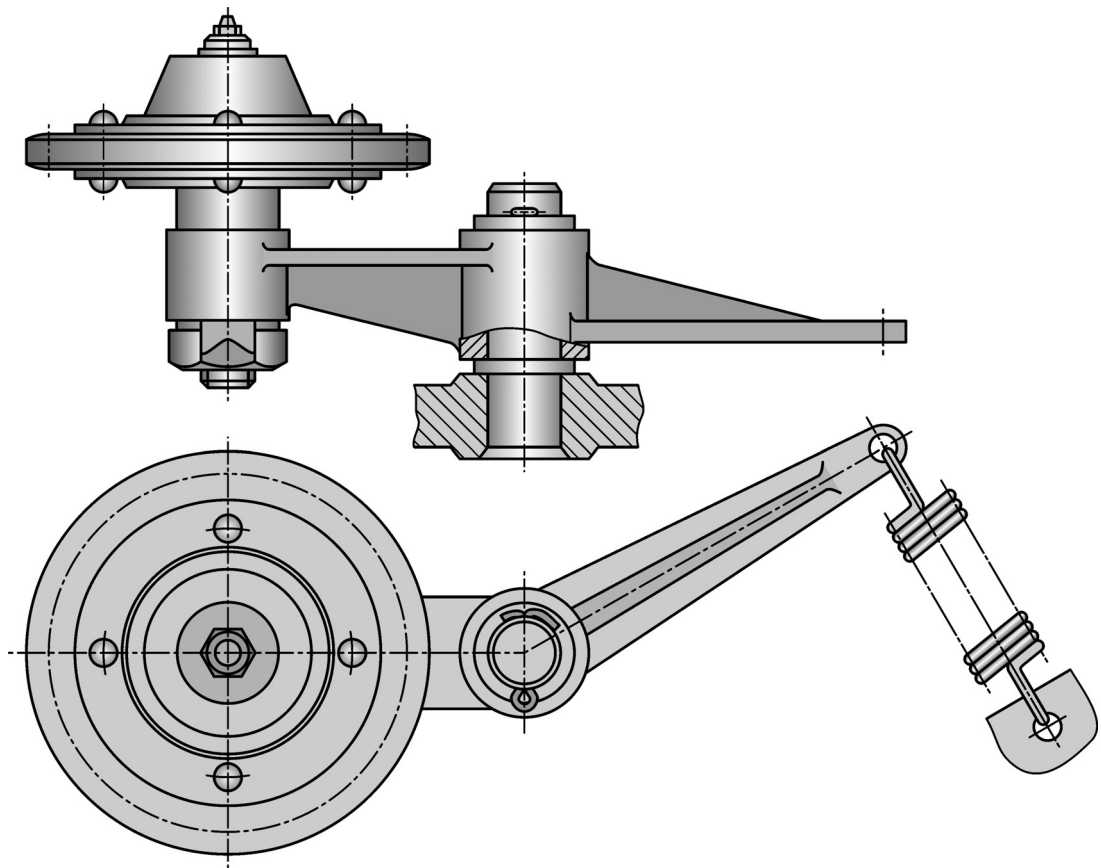


Рис. 5.7. Натяжная звездочка под воздействием пружины растяжения

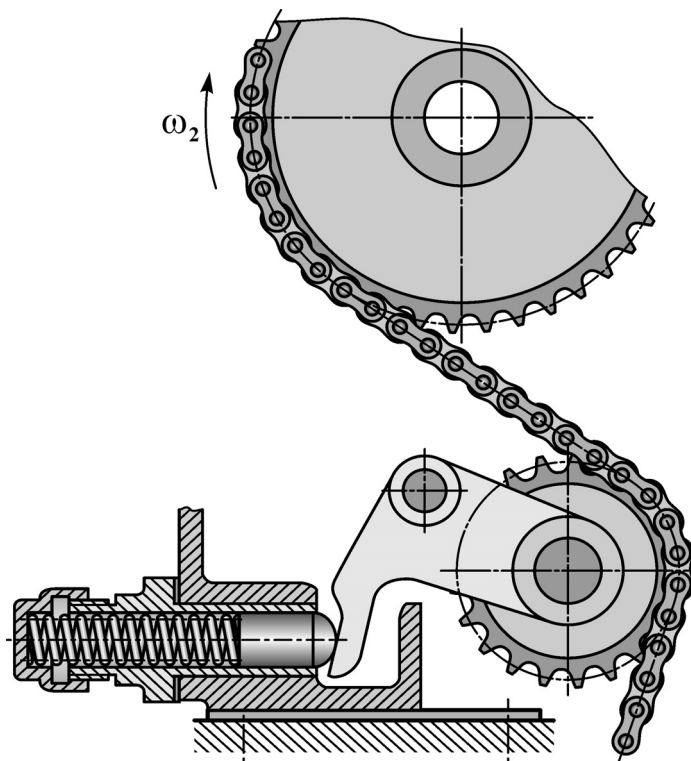


Рис. 5.8. Натяжная звездочка под воздействием пружины сжатия

В других конструкциях натяжных устройств прижатие звездочки к цепи осуществляют не пружиной, а весом закрепленного на рычаге груза. При необходимости регулирования натяжения цепи в конструкции предусматривают возможность перемещения груза вдоль рычага.

### 5.2.3. Натяжение цепи применением натяжной ленты

Применением натяжной ленты с винтовой или спиральной плоской пружиной (рис. 5.9) помимо регулирования натяжения цепи снижают ее вибрационную активность.

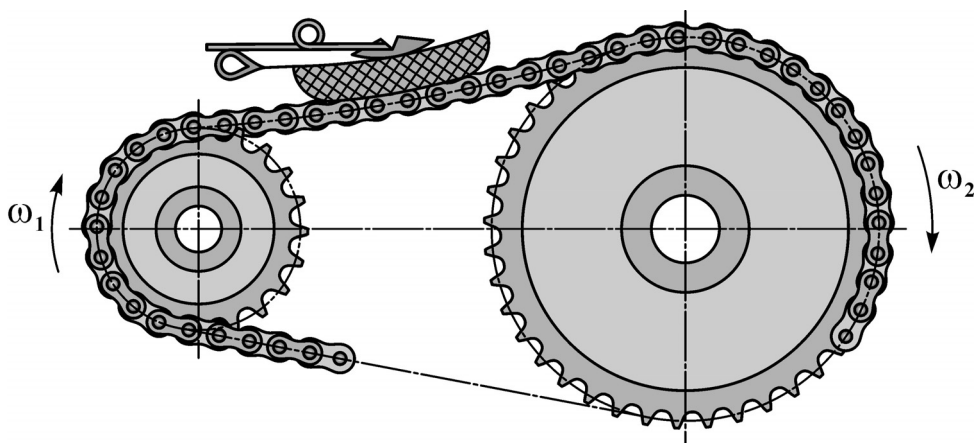


Рис. 5.9. Натяжение цепи лентой

Натяжную ленту выполняют стальной и футеруют ее рабочую поверхность обычно пластмассой (капрон, нейлон и др.) и применяют для цепей типа ПР с шагом  $t \leq 19,05$  мм [2]. Профиль рабочей поверхности ленты выполняют фасонным и ролики шарниров цепи катятся по нему с незначительными потерями на трение.

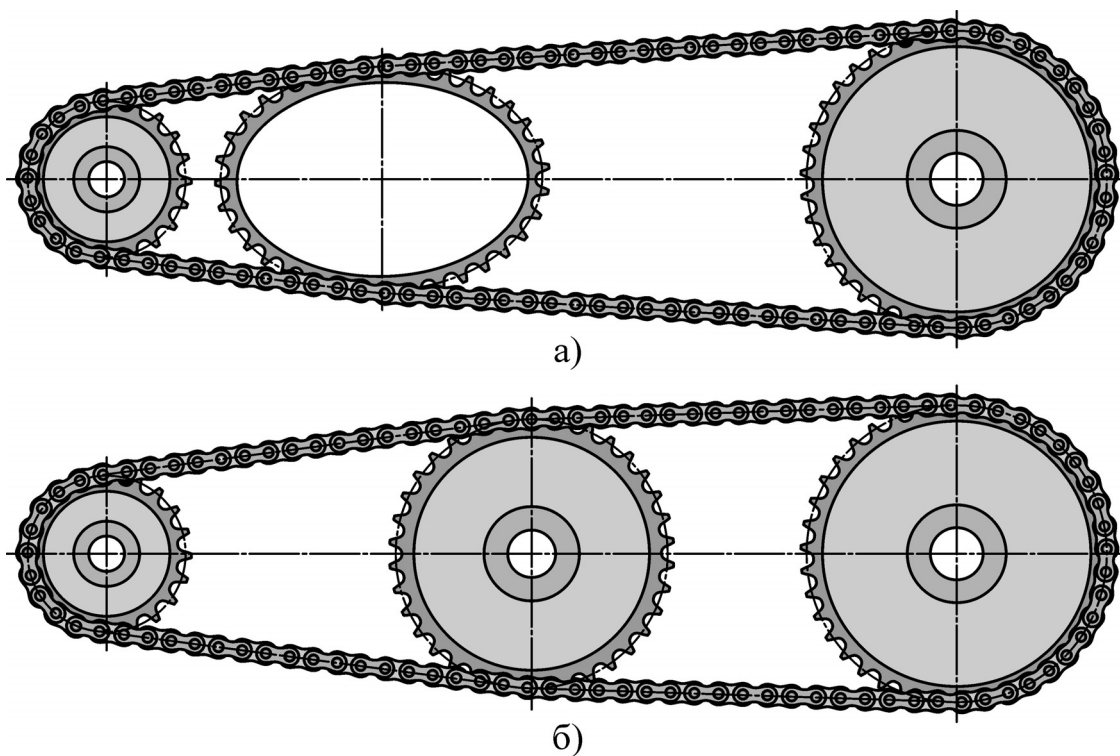
### 5.2.4. Натяжение цепи введением в контур передачи безопорной звездочки

При этом способе натяжения цепи в контур передачи между ведущей и ведомой ветвями цепи вводится безопорная звездочка, которая одновременно сцепляется с ведущей и ведомой ветвями цепи и может быть упругой деформируемой (рис. 5.10, а) или жесткой (рис. 5.10, б).

Введение в контур цепной передачи упругой звездочки помимо натяжения цепи способствует снижению ее виброактивности, уменьшению динамических нагрузок в системе, повышению износостойкости шарниров и долговечности цепной передачи.

Упругая звездочка установлена в контуре передачи с предварительной деформацией, стремится восстановить свою первоначальную круговую форму и натягивает обе ветви цепи. Так как средние скорости верхней и

нижней ветвей цепи одинаковы, то упругая звездочка вращается вокруг своей оси без поступательного перемещения вдоль линии центров звездочек. Упругие звездочки изготавливают из маслостойкой резины, пластмасс, пружинной стали марок 65Г, 60С2 и др.



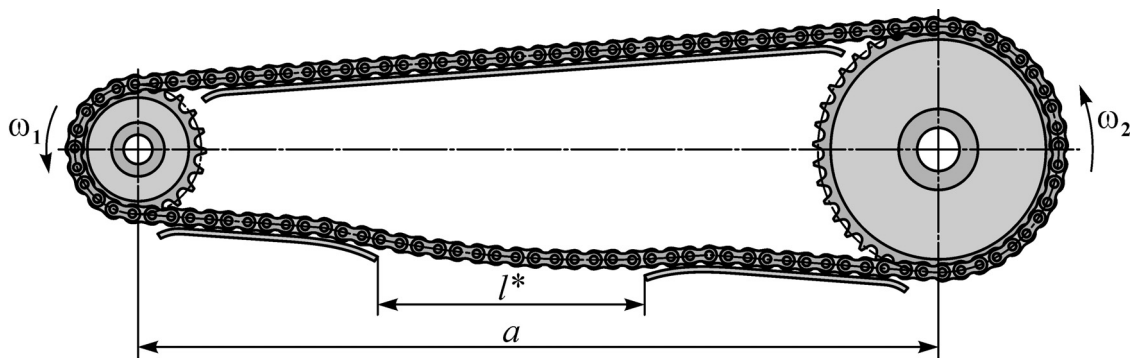
**Рис. 5.10. Натяжение цепи безопорной звездочкой:**  
а) звездочка упругая; б) звездочка жесткая

Жесткая безопорная звездочка не деформируется при установке ее между ветвями цепи. Такой способ натяжения цепи используют в передачах с передаточным отношением  $i \geq 2$ . Безопорную жесткую звездочку первоначально устанавливают ближе к большей звездочке, а затем, по мере износа шарниров и удлинения цепи, перемещают в направлении меньшей звездочки, поддерживая таким образом натяжение цепи во время эксплуатации.

#### 5.2.5. Натяжение цепи использованием силы веса ведомой ветви

Способ натяжения цепи использованием силы веса ведомой ветви используют в тихоходных цепных передачах со значительными межосевыми расстояниями ( $a \geq 80t$ ). Для уменьшения натяжения от собственного веса цепи используют опорные звездочки или ролики, располагая их вдоль ветвей цепи, либо направляющие пластины, на которые опираются ролики роликовых цепей (рис. 5.11).





**Рис. 5.11. Натяжение цепи использованием силы веса ведомой ветви**

Для саморегулирования натяжения цепи планки, на которые опирается нижняя ведомая ветвь, выполняют из двух частей, оставляя между ними расстояние  $l^* = (6...10)t$ . Часть цепи, провисая между планками, обеспечивает самонатяжение цепи в передаче.

#### 5.2.6. Натяжение цепи удалением одного или двух звеньев из контура цепи

Натяжение цепи осуществляется удалением из цепного контура одного или двух звеньев. Наиболее простой способ регулирования натяжения цепи. Такой способ рекомендуется применять в горизонтальных малонагруженных тихоходных и среднескоростных ( $V < 5$  м/с) цепных передачах. Лучше удалять четное количество звеньев, что исключает применения переходного звена.

### 5.3. Смазка цепных передач

#### 5.3.1. Назначение смазки

Смазка цепных передач снижает потери на трение, повышает КПД передачи, износостойкость и выносливость цепи, снижает температуру ее нагрева, смягчает удар звеньев о зубья звездочки, снижает вероятность проворачивания валиков и втулок в проушинах пластин, повышает долговечность зубьев звездочек.

#### 5.3.2. Типы смазок

Для смазывания цепей используют жидкие смазочные масла, пластичные и твердые смазки.

Жидкие смазочные масла получили наибольшее применение для смазывания цепей благодаря удобству нанесения и легкому проникновению в шарниры.

Наиболее широко из жидких масел для смазывания цепных передач используются промышленные масла по ГОСТ 20799 – 88.

Для цепных передач со средними параметрами ( $a \leq 50t$ ,  $i \leq 2$ ), работающих при температуре окружающей среды  $+20^\circ\text{C} \dots +30^\circ\text{C}$ , марку промышленного масла и его вязкость  $\nu_0$ ,  $\text{мм}^2/\text{с}$ , рекомендуется выбирать по данным табл. 5.1 в зависимости от давления  $p$  в шарнире и скорости цепи [2]. В табл. 5.1 исходная вязкость смазки приведена при  $40^\circ\text{C}$ .

Если параметры передачи отличны от указанных выше, необходимую кинематическую вязкость масла  $\nu_x$ ,  $\text{мм}^2/\text{с}$ , определяют с учетом поправок на условия работы передачи:

$$\nu_x = \nu_0 k_{\text{п}} k_t,$$

где  $k_{\text{п}}$  – поправочный коэффициент на условия работы передачи:

$$k_{\text{п}} = \frac{4,5}{\sqrt[3]{\frac{a}{t} i}};$$

$k_t$  – поправочный коэффициент на температуру окружающей среды:

при температуре окружающей среды  $t^\circ \leq 0^\circ\text{C}$

$$k_t = -\frac{0,8}{\sqrt[3]{t^\circ - 1}};$$

при температуре окружающей среды  $t > 30^\circ\text{C}$

$$k_t = 0,33 \sqrt[3]{t^\circ}.$$

По величине требуемой кинематической вязкости масла  $\nu_x$  из табл. 5.1 подбирают марку масла.

Пластичные смазки используют для периодического смазывания цепных передач. Основными преимуществами пластичных смазок по сравнению с другими являются: хорошее удерживание на открытой цепной передаче; меньшее изменение вязкости в зоне рабочих температур; лучшие противоизносные и противозадирные свойства; предохранение цепи от влаги, коррозии как при работе передачи, так и при длительной остановке; экономичность в эксплуатации за счет более продолжительного срока службы и меньшего расхода.

Наряду с достоинствами пластичные смазки имеют и существенные недостатки: практически отсутствует теплоотвод от смазываемых деталей; сложнее подача смазки к узлам трения; окисление на воздухе и потеря стабильности смазочных свойств.

Для смазывания цепных передач используют пластичные смазки, которые по типу мыльного загустителя подразделяют на кальциевые, натриевые и литиевые.

Таблица 5.1

Выбор вязкости и марки индустриального масла в зависимости от условий работы цепной передачи

Давление в шарнире цепи $p$ , МПа	Скорость цепи, м/с	Вязкость смазки, мм <sup>2</sup> /с	Марка масла	Давление в шарнире цепи $p$ , МПа	Скорость цепи, м/с	Вязкость смазки, мм <sup>2</sup> /с	Марка масла
Ручная и капельная система смазки				Непрерывная и картерная система смазки			
До 10	До 1	29...35	И-Г-А-32	До 10	До 5	29...35	И-Г-А-32
	1...5	41...51	И-Г-А-46		5...10	41...51	И-Г-А-46
	Свыше 5	61...75	И-Г-А-68		Свыше 10	41...51	И-Г-А-46
От 10 до 20	До 1	41...51	И-Г-А-46	От 10 до 20	До 5	41...51	И-Г-А-46
	1...5	61...75	И-Г-А-68		5...10	61...75	И-Г-А-68
	Свыше 5	61...75	И-Г-А-68		Свыше 10	61...75	И-Г-А-68
От 20 до 30	До 1	61...75	И-Г-А-68	От 20 до 30	До 5	61...75	И-Г-А-68
	1...5	61...75	И-Г-А-68		5...10	61...75	И-Г-А-68
	Свыше 5	90...110	И-Т-Д-100		Свыше 10	61...75	И-Г-А-68
Свыше 30	До 1	61...75	И-Г-А-68	Свыше 30	До 5	61...75	И-Г-А-68
	1...5	90...110	И-Т-Д-100		5...10	90...110	И-Т-Д-100
	Свыше 5	90...110	И-Т-Д-100		Свыше 10	90...110	И-Т-Д-100

*Кальциевые смазки* по объему производства в нашей стране занимают первое место. Для смазывания цепных передач используют синтетические солидолы: пресс-солидол С и солидол С ГОСТ 4366-76 и жировые солидолы: пресс-солидол УС-1 и солидол УС-2 (УС – универсальная среднеплавкая) по ГОСТ 1033-79. Солидолы – наиболее дешевые пластичные смазки, обладают хорошими противоизносными и противозадирными свойствами, не растворимы в воде, но имеют ограниченный рабочий температурный интервал  $-30^{\circ}\text{C} \dots +70^{\circ}\text{C}$ . В тяжелонагруженных цепных передачах применяют смазку графитную УСсА по ГОСТ 3333-80, отличающуюся высокими противозадирными свойствами, низкой стоимостью, но как и солидолы с невысокой рабочей температурой до  $+60^{\circ}\text{C}$ .

Комплексные кальциевые смазки типа Униол-1, Униол-2 по ГОСТ 23 510-79 являются более тугоплавкими, работают при температуре до  $+150^{\circ}\text{C}$ , по стоимости сравнимы с солидолами. Смазки типа ЦИАТИМ-221 ГОСТ 9433-80, ВНИИНП-207 ГОСТ 19 774-74 удовлетворительно работают при температуре узла трения до  $+180^{\circ}\text{C}$ , но их стоимость на порядок – два выше стоимости солидолов.

*Натриевые и натриево–кальциевые смазки* занимают второе место по объему производства после кальциевых смазок. Наиболее широко используют для смазывания цепных передач жировые консталины УТ-1, УТ-2 (УТ – универсальная тугоплавкая) по ГОСТ 1957-73. Эти смазки в 2...3 раза дороже солидолов, имеют примерно такие же противоизносные и противозадирные свойства, но более тугоплавкие (температура применения до  $+110^{\circ}\text{C}$ ). Недостатком их является растворимость в воде и ограниченность применения при низких температурах (не ниже  $-20^{\circ}\text{C}$ ).

*Литиевые смазки* – наиболее перспективные пластичные смазки, работоспособные в широком диапазоне температур, нагрузок и скоростей. Для смазывания цепных передач используют смазки ЦИАТИМ-201 и ЦИАТИМ-203 по ГОСТ 8773-73, Литол-24 ГОСТ 21150-87 и др. Смазки работают при температурах применения  $-50^{\circ}\text{C} \dots +130^{\circ}\text{C}$ , отличаются высокой стабильностью свойств во времени. Стоимость указанных смазок в 3...5 раз превышает стоимость солидолов.

Обобщенные данные по пластичным смазкам для цепных передач приведены в табл. 5.2.

Твердые смазки для смазывания цепных передач, как правило, используют в виде добавок к жидким и пластичным смазкам. Наиболее широко применяют при этом графит и дисульфид молибдена, которые в виде мелкодисперсного порошка добавляют в пластичную или жидкую смазку.

Эти смазки используют для цепных передач, работающих на открытом воздухе при переменных нагрузках, изменениях температуры окружающей среды от  $-30^{\circ}\text{C}$  до  $+30^{\circ}\text{C}$ , при затруднении повторной смазки и т.п.

Таблица 5.2

## Пластичные смазки для цепных передач

Смазка	Температура применения, °С	Относительная стоимость	Место по объему производства
Смазки на кальциевых мылах			
Пресс-солидол С	От –40 до +50	1,0	1
Солидол С	От –30 до +60	1,0	
Пресс-солидол Ж	От –40 до +50	1,5	
Солидол Ж	От –30 до +70	1,5	
Графитная УСсА	От –20 до +60	0,8	
Униол-1, Униол-2	От –30 до +150	1,5	
Смазки на натриевых и натриево-кальциевых мылах			
Консталин УТ-1	От –20 до +110	2,7	2
Консталин УТ-2	От –20 до +110	2,7	
1-13	От –20 до +110	3,2	
Смазки на литиевых мылах			
ЦИАТИМ-201	От –60 до +90	2,8	3
ЦИАТИМ-203	От –50 до +100	4,4	
Литол 24	От –40 до +130	4,9	

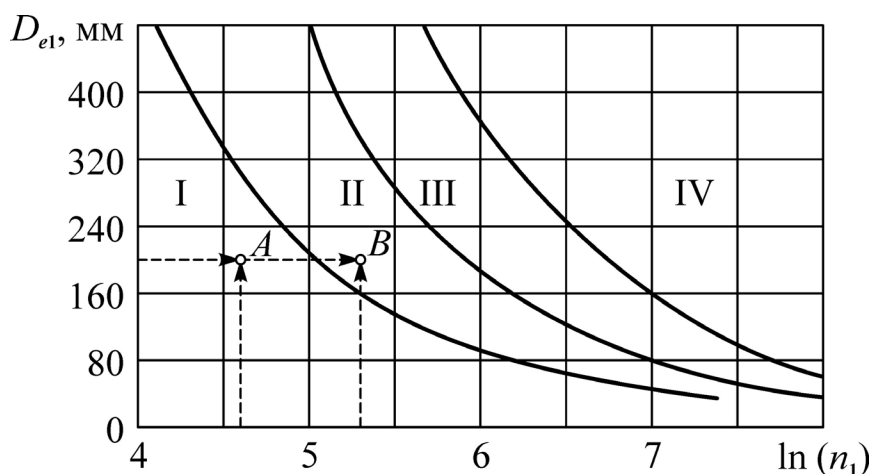
Не исключено использование твердых смазок в качестве самостоятельных при невозможности применения жидких или пластичных смазок (высокие температуры, высокие скорости, работа в вакууме и др.).

### 5.3.3. Способы смазки

Особое внимание при проектировании цепной передачи следует уделить как выбору марки смазочного материала, так и способу доставки его к шарнирам цепи.

По способу доставки смазки к шарнирам цепи ее подразделяют на *периодическую* – для передач, работающих при скоростях  $V < 2$  м/с и *непрерывную* – для передач, работающих при средних и высоких скоростях ( $V > 2$  м/с).

Способ смазки выбирают по графику, изображенному на рис. 5.12, в зависимости от диаметра и частоты вращения меньшей звездочки. На графике частота вращения звездочки  $n_1$  отложена в логарифмической шкале.



**Рис. 5.12. График по выбору способа смазки:**  
 I – периодическая смазка; II – капельная смазка;  
 III – смазка в масляной ванне и обильная капельная смазка;  
 IV – смазка под давлением (разбрызгиванием, распылением, циркуляционная)

*Примеры пользования графиком:*

1. Звездочка с диаметром окружности выступов  $D_{e1} = 200$  мм вращается с частотой  $n_1 = 100$  мин<sup>-1</sup>. Логарифм  $\ln(n_1) = \ln(100) = 4,6$ . На графике это точка *A*, находящаяся в I зоне – рекомендуется периодическая смазка.
2. Звездочка с диаметром окружности выступов  $D_{e1} = 200$  мм вращается с частотой  $n_1 = 200$  мин<sup>-1</sup>. Логарифм  $\ln(n_1) = \ln(200) = 5,3$ . На графике это точка *B*, находящаяся во II зоне – рекомендуется капельная смазка.

Анализируя данные графика, следует отметить, что выбор способа смазки определяется скоростью движения цепи  $V$ , которая пропорциональна диаметру звездочки и частоте ее вращения. Это позволяет упрощенно назначить способ смазки:

- тихоходные передачи при  $V < 2$  м/с – периодическая смазка;
- среднескоростные передачи при  $V = 2 \dots 6$  м/с – капельная смазка;
- быстроходные передачи при  $V = 6 \dots 10$  м/с – смазка в масляной ванне и обильная капельная смазка;
- быстроходные передачи при  $V > 10$  м/с – смазка под давлением.

Рекомендации по способам подачи смазки к цепи, периодичности смазывания, возможной замене одного способа смазки другим приведены в табл. 5.3.

Таблица 5.3

## Выбор способа подачи смазки к шарнирам цепи

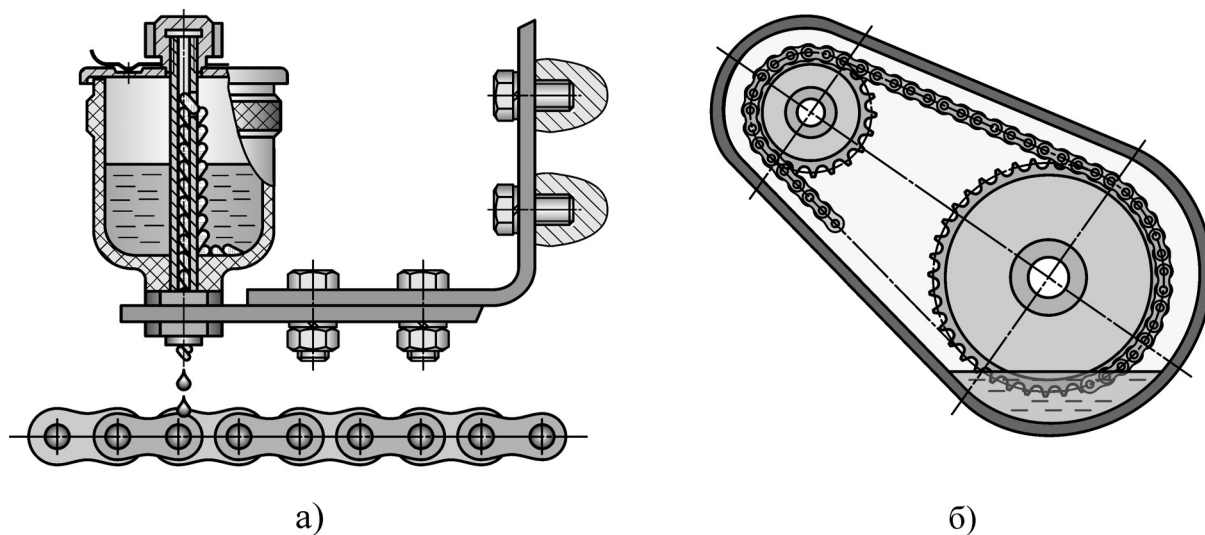
Скорость цепи $V$ , м/с	Диапазон шагов цепи $t$ , мм	Оптимальные способы смазки при $K_c = 1$ и допускаемая замена при $p \leq 0,5 p_V^*$
Периодическая смазка		
$\leq 2,0$	9,525...19,05	<p><i>Ручная.</i> Нанесение масла на цепь кистью через 8...10 ч работы.</p> <p><i>Замена</i> – периодическая смазка с увеличенным периодом между смазкой до 15...25 ч.</p>
$\leq 1,5$	19,05...31,75	
$\leq 1,0$	25,4...38,1	
$\leq 0,5$	44,45...50,8	
$\leq 1,0$	38,1...50,8	<p><i>Пластичная внутришарнирная.</i> Через каждые 60...80 ч работы погружение промытой в керосине цепи в смазку, нагретую до 80°С, для ее проникновения внутрь шарниров.</p> <p><i>Замена</i> – периодическая смазка масленкой через 6...8 ч работы.</p>
$\leq 4$	9,525...15,875	<p><i>Капельная.</i> Подача масла на цепь масленкой-капельницей или ручным насосом (лубрикатором).</p> <p><i>Замена</i> – Пластичная внутришарнирная смазка через 40...60 ч работы.</p>
$\leq 3$	19,05...31,75	
$\leq 1,6$	38,1...50,8	
Непрерывная смазка		
$\leq 8,0$	9,525...15,875	<p><i>Картерная в масляной ванне.</i> Глубина погружения цепи в масло в нижней точке ветви не более высоты пластины цепи.</p> <p><i>Замена</i> – капельная (поливанием).</p>
$\leq 6,0$	19,05...31,75	
$\leq 4,0$	38,1...50,8	
$\leq 12,0$	9,525...15,875	<p><i>Струйная (быстрокапельная).</i> Подача масла насосом на ненагруженную ветвь цепи, уровень масла в ванне ниже цепи.</p> <p><i>Замена</i> – масляная ванна с погружением цепи в масло на уровне линии расположения центров нижних шарниров цепи.</p>
$\leq 10,0$	19,05...31,75	
$\leq 7,0$	38,1...50,8	

Примечание.  $p_V^*$  – допускаемое базовое давление, определяемое по

$$\text{формуле } p_V^* = \frac{6,25 \sqrt{z_1}}{\sqrt[3]{V}} \leq 54 \text{ МПа.}$$

На рис. 5.13 приведены схемы основных способов смазки цепей жидкой смазкой.

Рекомендации по конструированию смазочных устройств приведены в работе [2], некоторые виды смазочных устройств – в [6].



**Рис. 5.13. Схемы способов смазки цепей жидкой смазкой:**  
а) капельная смазка; б) картерная в масляной ванне



## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Детали машин: Учебник для вузов/ Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, И.К. Ганулич и др.; Под ред. О.А. Ряховского. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. — 520 с.
2. Готовцев А.А., Котенок И.П., Проектирование цепных передач. — М.: Машиностроение, 1982. — 336 с.
3. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. — М.: Машиностроение, 2001. — Т.2. — 912 с.
4. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для техн. специальностей вузов. — 12-е изд., стереот. — М.: Издательский центр «Академия», 2009. — 495 с.
5. Разработка рабочих чертежей деталей передач / П.П. Сохрин, Е.В. Вайчулис, Е.П. Устиновский и др.: Компьютеризированное учебное пособие с программой расчета комплекса для контроля передач зацеплением; Под ред. Е.П. Устиновского. — Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2011. — 97 с.
6. Атлас конструкций узлов и деталей машин: Учеб. пособие / Б.А. Байков, А.В. Клыпин, И.К. Ганулич и др.; Под ред. О.А. Ряховского. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. — 384 с.
7. Устиновский Е.П. Проектирование передач зацеплением с применением ЭВМ: Компьютеризированное учебное пособие с программами расчета передач. — Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2005. — 193 с.

## ПРИЛОЖЕНИЕ

### ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

*Задание:* Рассчитать открытую тихоходную цепную передачу, установленную между редуктором и исполнительным механизмом.

*Исходные данные:*

1. Вращающий момент на валу исполнительного механизма  $T_2 = 1000$  Нм;
2. Частота вращения вала исполнительного механизма....  $n_2 = 60$  мин<sup>-1</sup>;
3. Передаточное отношение цепной передачи.....  $i = 2,4$ ;
4. Ресурс передачи.....  $t = 8 \cdot 10^3$  ч;
5. Работа привода в две смены.....  $N_{см} = 2$ ;
6. Расположение линии центров передачи..... горизонтальное;
7. Равномерный ход с легкими колебаниями нагрузки;
8. Натяжение цепи осуществляется периодически оттяжной звездочкой;
9. Смазка цепи..... периодическая регулярная;
10. Привод работает в помещении с расчетной температурой  $t = 20^\circ \text{C}$ .

*Расчет проведем в трех вариантах и дадим их сравнительную оценку:*

1. Передача роликовой однорядной цепью по упрощенной методике.
2. Передача роликовой однорядной цепью с реализацией синфазного движения звездочек.
3. Передача зубчатой цепью с реализацией синфазного движения звездочек.

**Вариант 1.** *Расчет передачи роликовой однорядной цепью на износостойкость шарниров по упрощенной методике*

#### 1.1. Вычисление мощности на валу исполнительного механизма

Мощность на валу исполнительного механизма (на большей звездочке передачи) вычислим по формуле (2.17):

$$P_2 = \frac{T_2 n_2}{9550} = \frac{1000 \cdot 60}{9550} = 6,28 \text{ кВт.}$$

#### 1.2. Вычисление мощности на быстроходном валу передачи

Мощность на быстроходном валу передачи (на меньшей звездочке передачи) вычислим по формуле (2.15):

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta},$$

где  $\eta$  – КПД цепной передачи.

Для открытой цепной передачи имеем  $\eta = 0,93$  [7, с. 9, табл. 1.1].

Тогда

$$P_1 = \frac{6,28}{0,93} = 6,75 \text{ кВт.}$$

### 1.3. Числа зубьев звездочек

При отсутствии конструктивных ограничений по габаритам цепной передачи для обеспечения плавности, высокой долговечности, ограничения шума в передаче рекомендуется число зубьев меньшей звездочки  $z_1$  определять по формуле (2.2):

$$z_{1\min} = 29 - 2i = 29 - 2 \cdot 2,4 = 24,2.$$

Принимаем число зубьев малой звездочки  $z_1 = 23$ , учитывая, что передача тихоходная, число зубьев взято из ряда простых чисел, нечетное, что в сочетании с четным числом звеньев цепи обеспечит хорошую прирабатываемость передачи.

Число зубьев большей звездочки  $z_2$  вычислим по формуле (2.3):

$$z_2 = z_1 i = 23 \cdot 2,4 = 55,2.$$

Округлив число зубьев до целого нечетного числа, принимаем  $z_2 = 55$ .

### 1.4. Уточнение передаточного отношения передачи

Передаточное отношение передачи

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{55}{23} = 2,39.$$

Отклонение передаточного отношения передачи от заданного в процентах

$$\Delta_i = \frac{2,4 - 2,39}{2,4} \cdot 100 = 0,42\%.$$

Отклонение передаточного отношения от заданного не превышает 5%, что вполне приемлемо.

### 1.5. Определение частоты вращения ведущего вала передачи (частоты вращения меньшей звездочки)

Частоту вращения ведущего вала передачи (меньшей звездочки) определим по формуле (2.11):

$$n_1 = n_2 \cdot i = 60 \cdot 2,39 = 143,4 \text{ мин}^{-1}.$$

### 1.6. Определение коэффициента рядности

Для однорядной цепи коэффициент рядности выбираем по табл. 3.1:  
 $m_p = 1$ .

### 1.7. Определение коэффициента эксплуатации

Коэффициент эксплуатации  $K_э$  вычисляем по формуле

$$K_э = K_d K_a K_n K_{рег} K_{см} K_{реж},$$

где  $K_d$  – коэффициент, учитывающий динамичность нагрузки, принимающий значения от 1 при спокойной нагрузке до 1,8 при сильных ударах; при равномерном ходе с легкими колебаниями нагрузки принимаем  $K_d = 1,2$ ;

$K_a$  – коэффициент, учитывающий влияние межосевого расстояния (длины цепи) на интенсивность износа, при  $a = (30 \dots 50)t$   $K_a = 1$ ;

$K_n$  – коэффициент, учитывающий влияние наклона линии центров звездочек передачи к горизонту, с увеличением этого угла ухудшаются условия работы передачи, чем больше наклон передачи к горизонту, тем меньше допустимый суммарный износ цепи; при наклоне линии центров звездочек к горизонту до  $45^\circ$   $K_n = 1$ ;

$K_{рег}$  – коэффициент, учитывающий влияние регулировки цепи; для передач с оттяжной звездочкой или нажимным роликом  $K_{рег} = 1,1$ ;

$K_{см}$  – коэффициент, учитывающий условия смазывания: при периодическом смазывании  $K_{см} = 1,5$ ;

$K_{реж}$  – коэффициент, учитывающий число смен  $N_{см}$  работы передачи в сутки,  $K_{реж} = \sqrt[3]{N_{см}}$ .

Согласно техническому заданию привод работает с легкими колебаниями нагрузки. Из работы [4, с. 107, табл. 7.4] имеем  $K_d = 1,2$ .

Ориентируясь на рекомендацию принимать  $a = (30 \dots 50)t$ , имеем  $K_a = 1$ .

Натяжение цепи осуществляется периодически оттяжной звездочкой:  $K_{рег} = 1,1$ .

Ориентируясь на периодическую регулярную смазку передачи, принимаем  $K_{см} = 1,5$ .

При работе в две смены коэффициент  $K_{реж}$  вычисляем по формуле

$$K_{реж} = \sqrt[3]{N_{см}} = \sqrt[3]{2} = 1,26.$$

Тогда  $K_э = K_д K_a K_n K_{рег} K_{см} K_{реж} = 1,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1,5 \cdot 1,26 = 2,5$ .

Коэффициент эксплуатации  $K_э < 3$ , условия работы передачи вполне удовлетворительные.

### 1.8. Определение допускаемого давления в шарнире по условию износостойкости

Ориентируясь на шаг  $t = 31,75$  мм и частоту вращения меньшей звездочки  $n_1 = 143,4$  мин<sup>-1</sup>, по табл. 3.2 принимаем  $[p] = 28,7$  МПа.

### 1.9. Определение шага цепи

Шаг цепи определим из расчета на износостойкость ее шарниров по формуле (3.3)

$$t \geq 600 \sqrt[3]{\frac{K_э P_1}{z_1 n_1 m_p [p]}} = 600 \sqrt[3]{\frac{2,5 \cdot 6,75}{23 \cdot 143,4 \cdot 1 \cdot 28,7}} = 33,8 \text{ мм.}$$

По вычисленному шагу подбираем по табл. 1.2 цепь ПР-38,1-127 с шагом  $t = 38,1$  мм и разрушающей нагрузкой  $F_p = 127$  кН.

### 1.10. Вычисление делительных диаметров звездочек

Делительные диаметры звездочек вычислим по формулам (2.1):

$$\text{диаметр меньшей звездочки } d_1 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{38,1}{\sin \frac{180^\circ}{23}} = 279,804 \text{ мм;}$$

$$\text{диаметр большей звездочки } d_2 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{38,1}{\sin \frac{180^\circ}{55}} = 667,381 \text{ мм.}$$

### 1.11. Вычисление предварительного значения межосевого расстояния

Оптимальное значение межосевого расстояния определим по формуле (2.5):

$$a = (30 \dots 50)t.$$

Принимаем  $a = 40t = 40 \cdot 38,1 = 1524$  мм.

### 1.12. Вычисление числа звеньев цепи

Число звеньев цепи вычислим по формуле (2.7):

$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a}{t} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a} = \frac{23+55}{2} + \frac{2 \cdot 1524}{38,1} + \left( \frac{55-23}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{38,1}{1524} = 119,6.$$

Округлив до целого четного числа, принимаем число звеньев цепи  $W = 120$ .

### 1.13. Длина цепи и ее масса

Длину цепи вычислим по формуле (2.8):  $L = Wt = 120 \cdot 38,1 = 4572$  мм.

Массу цепи вычислим по формуле

$$M = m_1 L,$$

где  $m_1$  – масса одного погонного метра цепи, кг/м. Для выбранной цепи

$$m_1 = 5,5 \text{ кг/м (см. табл. 1.2).}$$

Тогда  $M = 5,5 \cdot 4,572 = 25,15$  кг.

### 1.14. Уточнение межосевого расстояния при выбранном числе звеньев цепи

При выбранном числе звеньев цепи уточняем межосевое расстояние передачи по формуле (2.9):

$$a = \frac{t}{4} \left[ W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left( W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] =$$

$$= \frac{38,1}{4} \left[ 120 - \frac{23 + 55}{2} + \sqrt{\left( 120 - \frac{23 + 55}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{55 - 23}{2\pi} \right)^2} \right] = 1530,75 \text{ мм.}$$

Для обеспечения провисания во избежание повышенной нагрузки на цепь и валы от силы натяжения и радиального биения звездочек расчетное межосевое расстояние уменьшаем на величину:

$$\Delta a = (0,002 \dots 0,004)a = (0,002 \dots 0,004) \cdot 1530,75 = 3 \dots 6 \text{ мм.}$$

Окончательно принимаем  $a = 1525$  мм.

### 1.15. Скорость цепи

Скорость цепи вычисляем по формуле (2.10):

$$V = \frac{z_1 n_1 t}{60 \cdot 10^3} = \frac{23 \cdot 143,4 \cdot 38,1}{60 \cdot 10^3} = 2,09 \text{ м/с.}$$

### 1.16. Силы в ветвях цепи и на валы передачи

Окружную силу на звездочках вычислим по формуле (2.20):

$$F_t = \frac{1000 P_1}{V} = \frac{1000 \cdot 6,75}{2,09} = 3230 \text{ Н.}$$

Натяжение цепи от силы тяжести при горизонтальном положении линии, соединяющей оси звездочек, вычислим по формуле (2.23), приняв коэффициент  $\xi = 6,25$ ,

$$F_0 = 6,25 m_1 g a = 6,25 \cdot 5,5 \cdot 9,81 \cdot 1,525 = 514 \text{ Н.}$$

Натяжение цепи от действия центробежных сил определим по формуле (2.24):

$$F_{\text{ц}} = m_1 V^2 = 5,5 \cdot 2,09^2 = 24 \text{ Н.}$$

Силу натяжения ведущей ветви вычислим по формуле (2.26)

$$F_1 = K_y F_t + F_0 + F_{\text{ц}},$$

где  $K_y$  – коэффициент ударности, определяемый по табл. 3.3.

Согласно техническому заданию, привод имеет равномерный ход с легкими колебаниями нагрузки, при этом  $K_y = 1,25$ .

Тогда

$$F_1 = 1,25 \cdot 3230 + 514 + 24 = 4575 \text{ Н.}$$

Силу натяжения ведомой ветви определим по формуле (2.21):

$$F_2 = F_1 - F_t = 4575 - 3230 = 1345 \text{ Н.}$$

Нагрузку на валы цепной передачи определим по формуле (2.27):

$$F_{\text{в}} = K_{\text{в}} K_y F_t,$$

в которой при горизонтальном расположении линии центров передачи можно принять коэффициент, зависящий от угла наклона  $\psi$  линии центров к горизонту,  $K_{\text{в}} = 1,20$ .

Тогда

$$F_{\text{в}} = 1,2 \cdot 1,25 \cdot 3230 = 4845 \text{ Н.}$$

### 1.17 Проверка цепи по давлению в шарнире

Давление в шарнире вычислим по формуле (3.1)

$$p = \frac{F_1}{A_{\text{оп}} m_p} = \frac{F_1}{d_1 b_3 m_p} = \frac{4575}{11,1 \cdot 25,4 \cdot 1} = 16,2 \leq [p] = 28,7 \text{ МПа},$$

где размеры шарнира  $d_1$  и  $b_3$  для цепи ПР-38,1-127 взяты из табл. 1.2.

Давление в шарнире не превышает допускаемое, износостойкость цепи достаточно высока.

### 1.18. Проверка цепи по статической прочности

Коэффициент запаса прочности  $K$  определим по формуле (3.27)

$$K = \frac{F_p}{F_1} = \frac{127000}{4575} = 27,8 \geq [K] = 11,4.$$

Допустимую величину запаса прочности  $[K]$  вычислим по формуле (3.28):

$$[K] = \frac{K_6}{K_{\text{ц}} K_m} = \frac{14,3}{1,25 \cdot 1} = 11,4.$$

Базовый коэффициент запаса прочности  $K_6 = 14,3$  согласно табл. 3.13; коэффициент, учитывающий тип цепи, для цепи типа ПР согласно табл. 3.5  $K_{\text{ц}} = 1,25$ ; коэффициент рядности для однорядной цепи  $K_m = 1$ .

Запас прочности достаточно высок.

## **Вариант 2.** Расчет передачи роlikовой однорядной цепью на износостойкость шарниров с реализацией синфазного движения звездочек

### 2.1. Вычисление мощности на валу исполнительного механизма

Мощность на валу исполнительного механизма (на большей звездочке передачи) вычислим по формуле (2.17):

$$P_2 = \frac{T_2 n_2}{9550} = \frac{1000 \cdot 60}{9550} = 6,28 \text{ кВт}.$$

### 2.2. Вычисление мощности на быстроходном валу передачи

Мощность на быстроходном валу передачи (на меньшей звездочке передачи) вычислим по формуле (2.15):

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta},$$

где  $\eta$  – КПД цепной передачи.



Для открытой цепной передачи имеем  $\eta = 0,93$  [7, с. 9, табл. 1.1].

Тогда

$$P_1 = \frac{6,28}{0,93} = 6,75 \text{ кВт.}$$

### 2.3. Определение частоты вращения ведущего вала передачи (частоты вращения меньшей звездочки)

Частоту вращения ведущего вала передачи (меньшей звездочки) определим по формуле (2.11):

$$n_1 = n_2 \cdot i = 60 \cdot 2,4 = 144 \text{ мин}^{-1}.$$

### 2.4. Определение установочного (предварительного) межосевого расстояния $a_y$

Установочное значение межосевого расстояния  $a_y$  определим по формуле (3.4):

$$a_y = 2000 \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 2000 \sqrt[3]{\frac{6,75}{144}} = 721 \text{ мм.}$$

### 2.5. Определение минимально допустимого диаметра окружности выступов меньшей звездочки $D_{e1}$

Минимальное значение диаметра окружности выступов меньшей звездочки определим по формуле (3.5):

$$D_{e1} = 280 \sqrt[3]{\frac{P_1}{\sqrt[3]{n_1^2}}} = 280 \sqrt[3]{\frac{6,75}{\sqrt[3]{144^2}}} = 175,4 \text{ мм.}$$

### 2.6. Корректировка установочного межосевого расстояния $a_y$

Из соображения снижения интенсивности износа цепи должно соблюдаться условие

$$a_y \geq a_{\min}.$$

Для двухзвездного цепного контура при известных значениях  $D_{e1}$  и передаточного отношения передачи  $i$  минимально допустимое значение межосевого расстояния передачи  $a_{\min}$ :

$$\text{При } 1 \leq i \leq 4 \quad a_{\min} = 0,6 D_{e1} (1 + i) = 0,6 \cdot 175,4 \cdot (1 + 2,4) = 358 \text{ мм.}$$

Условие  $a_y \geq a_{\min}$  соблюдается. Расчетное значение установочного межосевого расстояния  $a_y$  сохраняем.

### 2.7. Выбор шага цепи $t$

При известном диаметре окружности выступов меньшей звездочки  $D_{e1}$  по формуле (3.6) определяем геометрическую характеристику цепи  $F_1(t)$ :

$$F_1(t) = \frac{9160 K_3 P_1}{K_V K_{\text{сл}}} \sqrt[3]{\frac{D_{e1} t^2}{a_y \sqrt{n_1}}},$$

где  $K_3$  – коэффициент эксплуатации, учитывающий условия эксплуатации передачи;

$K_V$  – коэффициент, учитывающий снижение несущей способности цепи из-за центробежных сил;

$K_{\text{сл}}$  – коэффициент срока службы передачи.

Для роликовой цепи коэффициент  $K_3$  вычислим по формуле (3.7)

$$K_3 = K_H K_t K_y,$$

где  $K_H$  – коэффициент, учитывающий влияние наклона линии центров звездочек передачи к горизонту;

$K_t$  – коэффициент, учитывающий температуру окружающей среды;

$K_y$  – коэффициент ударности, учитывающий динамическую составляющую нагрузки (см. табл. 3.3).

Для передачи с горизонтальным расположением линии центров звездочек  $K_H = 1$  (см. п. 3.2.1).

Привод работает в помещении с расчетной температурой  $t^\circ = 20^\circ \text{C}$ .

Так как рабочая температура находится в пределах  $-25^\circ < t^\circ \leq 150^\circ \text{C}$ , принимаем  $K_t = 1$  (см. п. 3.2.2.4).

Коэффициент ударности определим по табл. 3.3. Для синфазного движения звездочек при работе привода с легкими колебаниями нагрузки имеем  $K_y = 1$ .

Тогда  $K_3 = 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1$ .

На этапе проектирования передачи коэффициент  $K_V$  выбираем ориентировочно по табл. 3.4, задаваясь предварительно величиной допускаемого давления в шарнирах цепи  $[p] = 10 \dots 20 \text{ МПа}$ . Скорость при этом оцениваем по приближенной зависимости

$$V \approx \frac{\pi D_{e1} n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 175,4 \cdot 144}{60 \cdot 1000} = 1,32 \text{ м/с.}$$

Ориентируясь на величину допускаемого давления в шарнире  $[p] = 20$  МПа, имеем  $K_V = 0,98$ .

Коэффициент срока службы передачи

$$K_{сл} = \frac{435000 K_{ц} K_m K_{сп}}{T_{ц}},$$

где  $K_{ц}$  – коэффициент, учитывающий тип цепи;

$K_m$  – коэффициент, учитывающий снижение нагрузочной способности цепи из-за неравномерного распределения нагрузки по рядам:

число рядов цепи	.....	1	2	3	4
коэффициент $K_m$	.....	1,00	0,90	0,85	0,80;

$K_{сп}$  – коэффициент, учитывающий способ смазки (табл. 3.6);

$T_{ц}$  – ресурс (расчетный срок службы) цепной передачи в часах.

Согласно техническому заданию ресурс передачи  $T_{ц} = 8 \cdot 10^3$  ч.

По табл. 3.5 для цепи типа ПР имеем  $K_{ц} = 1,25$ , для однорядной цепи  $K_m = 1$ , при периодической регулярной смаке  $K_{сп} = 1,4$ . При этом коэффициент срока службы передачи

$$K_{сл} = \frac{435000 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1,4}{8 \cdot 10^3} = 95,2.$$

Геометрическая характеристика цепи

$$F_1(t) = \frac{9160 \cdot 1 \cdot 6,75}{0,98 \cdot 95,2} \sqrt[3]{\frac{175,4 \cdot 2,4^2}{721 \cdot \sqrt{144}}} = 324.$$

По величине геометрической характеристики цепи  $F_1(t)$  выбираем цепь по табл. 3.7, учитывая рекомендации, изложенные в п. 1.2, а затем определяем ее основные геометрические характеристики, разрушающую нагрузку и массу 1 м в соответствии с ГОСТ 13568-97 (см. табл. 1.2).

Выбираем цепь ПР-31,75-89 с шагом  $t = 31,75$  мм, разрушающей нагрузкой  $F_p = 89$  кН и погонной массой  $m_1 = 3,8$  кг/м, имеющую геометрическую характеристику  $F_1(t) = 466$ .

Согласно табл. 3.8 при шаге цепи  $t = 31,75$  мм предельная частота вращения меньшей звездочки цепи типа ПР составляет  $n_{max} = 500 \text{ мин}^{-1}$ .

Условие нормальной работы передачи по ограничению частоты вращения меньшей звездочки обеспечено:

$$n_1 = 144 < n_{max} = 500.$$

## 2.8. Проверка приемлемости передачи по габаритам

Для выбранной цепи при известном шаге  $t$  оцениваем приемлемость передачи по габаритам:

$$a_{\min} \leq a_y \leq a_{\max}$$

Установочное межосевое расстояние  $a_y = 721$  мм.

Минимально допустимое значение межосевого расстояния передачи оценено выше и составляет  $a_{\min} = 358$  мм.

Максимально допустимое значение межосевого расстояния передачи согласно формуле (3.9):

$$a_{\max} = 80t = 80 \cdot 31,75 = 2540 \text{ мм.}$$

Передача приемлема по габаритам.

## 2.9. Определение числа зубьев меньшей звездочки $z_1$

При известном диаметре окружности выступов  $D_{e1}$  меньшей звездочки и шаге  $t$  цепи, выбранной по геометрическому параметру  $F_1(t)$ , минимальное число зубьев  $z_1$  меньшей звездочки определяем по формуле:

$$z_{1\min} \geq \frac{180^\circ}{\operatorname{arctg} \frac{t}{D_{e1} - Kt}} = \frac{180^\circ}{\operatorname{arctg} \frac{31,75}{175,4 - 0,555 \cdot 31,75}} = 16,$$

где  $K$  – коэффициент высоты зуба, выбираемый по табл. 4.4: при известном значении геометрической характеристики зацепления  $\lambda = 1,67$  для цепи ПР-31,75-89 (см. табл. 4.1)  $K = 0,555$ .

С учетом рекомендаций, изложенных в п. 2.1.2.1, для обеспечения долговечной и надежной работы передачи принимаем  $z_1 = 19$  (нечетное число из ряда простых чисел).

## 2.10. Определение числа зубьев большей звездочки $z_2$

При заданном числе зубьев меньшей звездочки  $z_1$  и передаточном отношении передачи  $i$  число зубьев большей звездочки  $z_2$  определим по формуле (2.3):

$$z_2 = z_1 i = 19 \cdot 2,4 = 45,6 .$$

Округлив полученное значение  $z_2$  до целого нечетного числа, принимаем  $z_2 = 45$ , что удовлетворяет условию для роликовых цепей:

$$z_2 \leq z_{2\max} = 120 .$$

### 2.11. Уточнение передаточного отношения передачи $i$

Передаточное отношение передачи

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{45}{19} = 2,37.$$

Отклонение передаточного отношения передачи от заданного в процентах

$$\Delta_i = \frac{2,4 - 2,37}{2,4} \cdot 100 = 1,25\%.$$

Отклонение передаточного отношения от заданного не превышает 5%, что вполне приемлемо.

### 2.12. Уточнение частоты вращения ведущего вала передачи (частоты вращения меньшей звездочки)

Частоту вращения ведущего вала передачи (меньшей звездочки) определим по формуле

$$n_1 = n_2 \cdot i = 60 \cdot 2,37 = 142,2 \text{ мин}^{-1}.$$

### 2.13. Вычисление делительных диаметров звездочек $d_1$ и $d_2$

Делительные диаметры звездочек вычислим по формулам (2.1):

$$\text{диаметр меньшей звездочки } d_1 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{31,75}{\sin \frac{180^\circ}{19}} = 192,898 \text{ мм};$$

$$\text{диаметр большей звездочки } d_2 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{31,75}{\sin \frac{180^\circ}{45}} = 455,155 \text{ мм}.$$

### 2.14. Уточнение межосевого расстояния для реализации синфазного движения звездочек

Длину ведущей ветви  $l$  при известном установочном межосевом расстоянии  $a_y$  определим по формуле:

$$l = \sqrt{a_y^2 - \left( \frac{d_2 - d_1}{2} \right)^2} = \sqrt{721^2 - \left( \frac{455,155 - 192,898}{2} \right)^2} = 708,975 \text{ мм}.$$

Число звеньев, укладываемых в ведущей ветви длиной  $l$ ,

$$l_t = \frac{l}{t} = \frac{708,975}{31,75} = 22,33.$$

Полученное значение  $l_t$  для обеспечения синфазного движения звездочек округляем до целого числа. Принимаем  $l_t = 22$ .

Уточняем длину ведущей ветви  $l$  и установочное межосевое расстояние  $a_y$ :

$$l = t l_t = 31,75 \cdot 22 = 698,5 \text{ мм};$$

$$a_y = \sqrt{l^2 + \left(\frac{d_2 - d_1}{2}\right)^2} = \sqrt{698,5^2 + \left(\frac{455,155 - 192,898}{2}\right)^2} = 710,702 \text{ мм}.$$

Суммарную поправку  $\Delta W$  на число звеньев замкнутого контура цепи  $\Delta W_1$  и на межосевое расстояние передачи  $\Delta W_2$  вследствие разности чисел зубьев звездочек определим по формуле (3.10):

$$\Delta W = \Delta W_1 + 2\Delta W_2 = \frac{z_2 - z_1}{\pi} \arctg\left(\frac{2l}{d_2 - d_1}\right) =$$

$$= \frac{45 - 19}{3,1416} \arctg\left(\frac{2 \cdot 698,5}{455,155 - 192,898}\right) = 11,464.$$

После вычисления суммарной поправки  $\Delta W$  принимаем значение поправки  $\Delta W_1$ , равным округленной до целого по правилам математики величине  $\Delta W$ :

$$\Delta W_1 = \text{целое от числа } (\Delta W + 0,5), \text{ т.е. } \Delta W_1 = 11.$$

Тогда

$$\Delta W_2 = \frac{\Delta W - \Delta W_1}{2} = \frac{11,464 - 11}{2} = 0,232.$$

Расчетное межосевое расстояние

$$a = a_y + t \Delta W_2 = 710,702 + 31,75 \cdot 0,232 = 718,068 \text{ мм}.$$

Величину  $\Delta W_2$  подставляем в формулу с учетом знака.

Для обеспечения провисания во избежание повышенной нагрузки на цепь и валы от силы натяжения и радиального биения звездочек расчетное межосевое расстояние уменьшаем на величину

$$\Delta a = (0,002 \dots 0,004)a = (0,002 \dots 0,004) \cdot 718,068 = 1,44 \dots 2,88 \text{ мм}.$$

Окончательно принимаем  $a = 716$  мм.

## 2.15. Число звеньев, длина замкнутого контура и масса цепи

Число звеньев цепи определим по формуле (3.11):

$$W = 2l_t + z_2 - \Delta W_1 = 2 \cdot 22 + 45 - 11 = 78.$$

Длину замкнутого контура цепи вычислим по формуле (2.8):

$$L = W t = 78 \cdot 31,75 = 2476,5 \text{ мм.}$$

Масса цепи

$$M = m_1 L = 3,8 \cdot 2,4765 = 9,41 \text{ кг.}$$

### 2.16. Уточнение скорости движения цепи

Уточняем скорость цепи по формуле (2.10)

$$V = \frac{z_1 n_1 t}{60 \cdot 10^3} = \frac{19 \cdot 142,2 \cdot 31,75}{60 \cdot 10^3} = 1,43 \text{ м/с.}$$

### 2.17. Силы в ветвях цепи и на валы передачи

Окружную силу на звездочках вычислим по формуле (2.20):

$$F_t = \frac{1000 P_1}{V} = \frac{1000 \cdot 6,75}{1,43} = 4720 \text{ Н.}$$

Натяжение цепи от силы тяжести при горизонтальном положении линии, соединяющей оси звездочек, вычислим по формуле (2.23), приняв коэффициент  $\xi = 6,25$ :

$$F_0 = 6,25 m_1 g a = 6,25 \cdot 3,8 \cdot 9,81 \cdot 0,716 = 167 \text{ Н.}$$

Натяжение цепи от действия центробежных сил определим по формуле (2.24)

$$F_{\text{ц}} = m_1 V^2 = 3,8 \cdot 1,43^2 = 8 \text{ Н.}$$

Силу натяжения ведущей ветви вычислим по формуле (2.26):

$$F_1 = K_y F_t + F_0 + F_{\text{ц}},$$

где  $K_y$  – коэффициент ударности, определяемый по табл. 3.3.

Согласно техническому заданию, привод имеет равномерный ход с легкими колебаниями нагрузки, по табл. 3.3 при синфазном движении находим  $K_y = 1$ .

Тогда

$$F_1 = 1 \cdot 4720 + 167 + 8 = 4895 \text{ Н.}$$

Силу натяжения ведомой ветви определим по формуле (2.21):

$$F_2 = F_1 - F_t = 4895 - 4720 = 175 \text{ Н.}$$

Нагрузку на валы цепной передачи определим по формуле (2.27):

$$F_{\text{в}} = K_{\text{в}} K_y F_t,$$

в которой при горизонтальном расположении линии центров передачи можно принять коэффициент, зависящий от угла наклона  $\psi$  линии центров к горизонту,  $K_{\text{в}} = 1,20$ .

Тогда  $F_{\text{в}} = 1,2 \cdot 1 \cdot 4720 = 5664 \text{ Н.}$

## 2.18. Давление в шарнирах цепи

Давление в шарнире вычислим по формуле (3.12)

$$p = \frac{F_1}{A_{\text{оп}}} = \frac{F_1}{d_1 b_3} = \frac{4895}{9,53 \cdot 19,05} = 27,0 \leq [p] = 38,8 \text{ МПа},$$

где  $A_{\text{оп}}$  – опорная поверхность шарнира, мм<sup>2</sup>;

$[p]$  – допускаемое давление в шарнире цепи, МПа.

Размеры шарнира  $d_1$  и  $b_3$  для цепи ПР-31,75-89 взяты из табл. 1.2.

Допускаемое давление в шарнире цепи  $[p]$  зависит от типа и рядности цепи, коэффициента смазки и расчетного базового давления в шарнире цепи и определяется по формуле (3.13):

$$[p] = p_6 K_{\text{ц}} K_m K_c,$$

где  $p_6$  – расчетное базовое давление в шарнире цепи, МПа;

$K_{\text{ц}}$  – коэффициент типа цепи;

$K_m$  – коэффициент рядности цепи, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между рядами в многорядной цепи;

$K_c$  – коэффициент смазки, учитывающий условия смазывания передачи.

Базовое расчетное давление  $p_6$  определим по одной из формул (3.14) или (3.15):

$$p_6 = \frac{25}{\sqrt[3]{V}} = \frac{25}{\sqrt[3]{1,43}} = 22,2 \leq 54 \text{ МПа},$$

где  $V$  – скорость движения цепи, м/с.

Для приводной роликовой однорядной цепи при периодической регулярной смазке имеем (см. п. 3.2.2.4 и табл. 3.5, 3.6)  $K_{\text{ц}} = 1,25$ ,  $K_m = 1$ ,  $K_c = 1,4$ .

Тогда

$$[p] = p_6 K_{\text{ц}} K_m K_c = 22,2 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1,4 = 38,8 \text{ МПа}.$$

Давление в шарнире не превышает допускаемое, износостойкость цепи достаточно высока.

Оценим срок службы цепи по износостойкости шарниров  $T_{\text{из}}$  по формуле (3.16):

$$\begin{aligned} T_{\text{из}} &= 4350 K_{\text{ц}} K_m K_p \frac{\Delta_t K_c \sqrt{z_1}}{K_y p} \sqrt[3]{\frac{a_t i}{V}} = \\ &= 4350 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot \frac{2,2 \cdot 1,4 \cdot \sqrt{19}}{1 \cdot 27} \cdot \sqrt[3]{\frac{22,6 \cdot 2,37}{1,43}} = 10854 \approx 11 \cdot 10^3 \text{ ч}; \end{aligned}$$



где  $K_p$  – коэффициент, учитывающий характер движения цепи: при синфазном движении  $K_p = 1,2$  (см. п. 3.2.2.14);

$\Delta_t$  – допускаемое увеличение шага, % :

– по потере прочности изношенных деталей шарнира цепи или предельному износу цементированного слоя (см. формулу (3.17)):

$$\Delta_{\text{ц}} = \frac{4,8 \dots 6,4}{\lambda} = \frac{4,8 \dots 6,4}{1,6} = 3 \dots 4 \leq 3\%,$$

– по нарушению зацепления звеньев цепи с большей звездочкой (см. формулу (3.18)):

$$\Delta_{tz} = \frac{100}{z_2} = \frac{100}{45} = 2,2 \leq 3\%,$$

– общее условие – по формуле (3.19):

$$\Delta_t = \min(\Delta_{tz}, \Delta_{\text{ц}}) = 2,2,$$

$a_t$  – межосевое расстояние в шагах (см. формулу (3.20)):

$$a_t = \frac{a}{t} = \frac{718,068}{31,75} = 22,6.$$

Согласно табл. 4.1 геометрическая характеристика зацепления  $\lambda = 1,6$ .

Расчетный ресурс цепи  $8 \cdot 10^3$  ч гарантирован.

### 2.19. Расчет цепи по усталостной выносливости элементов звена

При расчете по выносливости пластин или роликов цепи давление в шарнире цепи  $p$  сравнивают с величиной допускаемого давления по выносливости пластин  $[p]_{\text{пл}}$  или роликов  $[p]_p$ , которые определяют по формуле (3.13), но расчетное базовое давление для проверки выносливости пластин  $p_{\sigma_{\text{пл}}}$  и роликов  $p_{\sigma_p}$  определяют по зависимостям (3.21) и (3.22):

$$p_{\sigma_{\text{пл}}} = 10Y_{\text{пл}}K_tC_{\text{пл}} = 10 \cdot 2,5 \cdot 0,96 \cdot 1,14 = 27,4 \leq 54 \text{ МПа},$$

$$p_{\sigma_p} = 10Y_pK_pC_p = 10 \cdot 95,6 \cdot 0,61 \cdot 1,07 = 624 \leq 54 \text{ МПа},$$

где  $Y_{\text{пл}}$ ,  $Y_p$  – параметры, зависящие от числа зубьев меньшей звездочки  $z_1$  и частоты ее вращения  $n_1$  (см. табл. 3.9 и 3.10);

$K_t$ ,  $K_p$  – коэффициенты, зависящие от шага цепи  $t$  (см. табл. 3.11);

$C_{\text{пл}}$ ,  $C_p$  – коэффициенты, зависящие от срока службы цепи  $T_{\text{ц}}$  (см. табл. 3.12).

По условию  $p_{\sigma_p} \leq 54$  МПа, поэтому принимаем  $p_{\sigma_p} = 54$  МПа.

Допускаемые давления по выносливости пластин  $[p]_{\text{пл}}$  и роликов  $[p]_p$  определим по формулам (3.23) и (3.24):

$$[p]_{\text{пл}} = p_{\sigma_{\text{пл}}} K_{\text{ц}} K_m K_c = 27,4 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1,4 = 48 \text{ МПа},$$

$$[p]_p = p_{\sigma_p} K_{\text{ц}} K_m K_c = 54 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1,4 = 94,5 \text{ МПа}.$$

Расчетное давление в шарнире  $p = 27 \text{ МПа}$ .

Усталостная выносливость элементов звена обеспечена:

$$p \leq [p]_{\text{пл}} \text{ и } p \leq [p]_p.$$

При соблюдении условий  $p \leq [p]_{\text{пл}}$  и  $p \leq [p]_p$  оцениваем срок службы цепи по выносливости по формулам (3.25) и (3.26):

а) пластин

$$T_{\text{пл}} = 13,5 \cdot 10^3 \left( \frac{10Y_{\text{пл}} K_t K_{\text{ц}}}{p K_y} \right)^4 = 13,5 \cdot 10^3 \left( \frac{10 \cdot 2,5 \cdot 0,96 \cdot 1,25}{27 \cdot 1} \right)^4 \approx 20 \cdot 10^3 \text{ ч};$$

б) роликов

$$T_p = 13,5 \cdot 10^3 \left( \frac{10Y_p K_p K_{\text{ц}}}{p K_y} \right)^3 = 13,5 \cdot 10^3 \left( \frac{10 \cdot 95,6 \cdot 0,61 \cdot 1,25}{27 \cdot 1} \right)^3 = 266 \cdot 10^6 \text{ ч}.$$

Усталостная выносливость элементов звена обеспечена.

## 2.20. Проверка цепи по статической прочности

Коэффициент запаса прочности  $K$  определим по формуле (3.27)

$$K = \frac{F_p}{F_1} = \frac{89000}{4895} = 18,2 \geq [K] = 11,3.$$

Допустимую величину запаса прочности  $[K]$  вычислим по формуле (3.28):

$$[K] = \frac{K_{\sigma}}{K_{\text{ц}} K_m} = \frac{14,1}{1,25 \cdot 1} = 11,3.$$

Базовый коэффициент запаса прочности  $K_{\sigma} = 14,1$  согласно табл. 3.13; коэффициент, учитывающий тип цепи, для цепи типа ПР согласно табл. 3.5  $K_{\text{ц}} = 1,25$ ; коэффициент рядности для однорядной цепи  $K_m = 1$ .

Запас прочности достаточно высокий.

## 2.21. Параметры зубчатых венцов звездочек

Параметры зубчатых венцов звездочек, проставляемые на рабочих чертежах звездочек для приводных роликовых цепей (см. п. 4.6.1 и рис. 4.11), вычислены на ЭВМ и представлены на рис. П1. Наибольшая хорда  $L_x$  и предельные отклонения основных размеров звездочек  $\delta_{tz}$  и  $\delta_z$  вычислены по зависимостям, представленным соответственно в табл. 4.3 и в табл. 4.10.

Параметры зубчатого венца  
ведущей звездочки

Число зубьев	$Z$	19
Сопрягае- мая цепь	Шаг	31,750
	Диаметр ролика	19,050
Профиль зуба по ГОСТ 591-69	–	Со смещением 0,95
Группа точности по ГОСТ 591-69	–	C
Размер наибольшей хорды	$L_x$	172,919 <sub>-0,400</sub>
Допуск на разность шагов	$\delta_{tz}$	0,250
Радиальное биение окружности впадин	$\delta_z$	0,630
Торцевое биение зубчатого венца	$\delta_z$	0,630
Диаметр делительной окружности	$d_d$	192,898
Сопрягае- мая цепь	Ширина внутренней пластины	30,200
	Расстояние между внутренними пластинами	19,050

Параметры зубчатого венца  
ведомой звездочки

Число зубьев	$Z$	45
Сопрягае- мая цепь	Шаг	31,750
	Диаметр ролика	19,050
Профиль зуба по ГОСТ 591-69	–	Со смещением 0,95
Группа точности по ГОСТ 591-69	–	C
Размер наибольшей хорды	$L_x$	435,601 <sub>-0,630</sub>
Допуск на разность шагов	$\delta_{tz}$	0,32
Радиальное биение окружности впадин	$\delta_z$	0,800
Торцевое биение зубчатого венца	$\delta_z$	0,800
Диаметр делительной окружности	$d_d$	455,155
Сопрягае- мая цепь	Ширина внутренней пластины	30,200
	Расстояние между внутренними пластинами	19,050

Рис. П1. Параметры зубчатых венцов звездочек цепной передачи с роликовой цепью

**Вариант 3.** *Расчет передачи зубчатой цепью на износостойкость шарниров с реализацией синфазного движения звездочек*

*3.1. Вычисление мощности на валу исполнительного механизма*

Мощность на валу исполнительного механизма (на большей звездочке передачи) вычисляем по формуле (2.17):

$$P_2 = \frac{T_2 n_2}{9550} = \frac{1000 \cdot 60}{9550} = 6,28 \text{ кВт.}$$

*3.2. Вычисление мощности на быстроходном валу передачи*

Мощность на быстроходном валу передачи (на меньшей звездочке передачи) вычисляем по формуле (2.15):

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta},$$

где  $\eta$  – КПД цепной передачи.

Для открытой цепной передачи имеем  $\eta = 0,93$  [7, с. 9, табл. 1.1].

Тогда

$$P_1 = \frac{6,28}{0,93} = 6,75 \text{ кВт.}$$

*3.3. Определение частоты вращения ведущего вала передачи (частоты вращения меньшей звездочки)*

Частоту вращения ведущего вала передачи (меньшей звездочки) определим по формуле (2.11):

$$n_1 = n_2 \cdot i = 60 \cdot 2,4 = 144 \text{ мин}^{-1}.$$

*3.4. Определение установочного (предварительного) межосевого расстояния  $a_y$*

Установочное значение межосевого расстояния  $a_y$  определим по формуле (3.4):

$$a_y = 2000 \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 2000 \sqrt[3]{\frac{6,75}{144}} = 721 \text{ мм.}$$

*3.5. Определение минимально допустимого диаметра окружности выступов меньшей звездочки  $D_{e1}$*

Минимальное значение диаметра окружности выступов меньшей звездочки определим по формуле (3.5):

$$D_{e1} = 280 \sqrt[3]{\frac{P_1}{\sqrt[3]{n_1^2}}} = 280 \sqrt[3]{\frac{6,75}{\sqrt[3]{144^2}}} = 175,4 \text{ мм.}$$

### 3.6. *Корректировка установочного межосевого расстояния $a_y$*

Из соображения снижения интенсивности износа цепи должно соблюдаться условие

$$a_y \geq a_{\min}.$$

Для двухзвездного цепного контура при известных значениях  $D_{e1}$  и передаточного отношения передачи  $i$  минимально допустимое значение межосевого расстояния передачи  $a_{\min}$ :

$$\text{При } 1 \leq i \leq 4 \quad a_{\min} = 0,6 D_{ei} (1 + i) = 0,6 \cdot 175,4 \cdot (1 + 2,4) = 358 \text{ мм.}$$

Условие  $a_y \geq a_{\min}$  соблюдается. Расчетное значение установочного межосевого расстояния  $a_y$  сохраняем.

### 3.7. *Определение коэффициента эксплуатации $K_3$*

Коэффициент эксплуатации  $K_3$  учитывает условия эксплуатации передачи, для зубчатых цепей его определяют по формуле

$$K_3 = K_t K_y.$$

где  $K_t$  – коэффициент, учитывающий температуру окружающей среды;

$K_y$  – коэффициент ударности, учитывающий динамическую составляющую нагрузки (см. табл. 3.3).

Привод работает в помещении с расчетной температурой  $t^0 = 20^0 \text{ С}$ .

Так как рабочая температура находится в пределах  $-25^0 < t^0 \leq 150^0 \text{ С}$ , принимаем  $K_t = 1$  (см. п. 3.2.2.4).

Коэффициент ударности определим по табл. 3.3. Для синфазного движения звездочек при работе привода с легкими колебаниями нагрузки имеем  $K_y = 1$ .

$$\text{Тогда } K_3 = 1 \cdot 1 = 1.$$

### 3.8. *Ориентировочное определение скорости цепи $V$*

Скорость цепи оценим по приближенной зависимости

$$V \approx \frac{\pi D_{e1} n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{\pi \cdot 175,4 \cdot 144}{60 \cdot 1000} = 1,32 \text{ м/с.}$$

### 3.9. Определение коэффициента $K_V$ , учитывающего скорость цепи

При работе цепной передачи центробежные силы снижают несущую способность цепи, что учитывается коэффициентом  $K_V$ , вычисляемым по формуле (см. п. 3.3.6)

$$K_V = 1 - 1,1 \cdot 10^{-3} V^2 = 1 - 1,1 \cdot 10^{-3} \cdot 1,32^2 = 0,998.$$

### 3.10. Выбор цепи

Зубчатая цепь с одним и тем же шагом  $t$  может быть использована для передачи мощностей в широком диапазоне, так как при одном и том же шаге цепи стандартом предусмотрено несколько значений ее ширины  $b$ , определяющей несущую способность передачи.

В связи с ограниченной номенклатурой стандартных зубчатых цепей удобно их подбирать по обобщающему параметру, представляющему собой произведение ширины цепи на ее шаг. Обобщающий параметр  $b \cdot t$  вычислим с учетом передаваемой мощности  $P_1$  (кВт), скорости цепи  $V$  (м/с) и условий эксплуатации по формуле (3.29)

$$b \cdot t \geq \frac{250 K_V P_1}{K_V \sqrt[3]{V^2}} = \frac{250 \cdot 1 \cdot 6,75}{0,998 \cdot \sqrt[3]{1,32^2}} = 1405 \text{ мм}^2.$$

По величине обобщающего параметра  $b \cdot t$  подбираем цепь с соответствующими значениями ширины  $b$  и шага  $t$  из табл. 3.14.

Расчетной величине обобщающего параметра соответствуют две цепи:

– цепь ПЗ-1-19,05-124-81 с параметрами  $t = 19,05$  мм,  $b = 81$  мм, обобщающий параметр  $b \cdot t = 1540$  мм<sup>2</sup>, разрушающая нагрузка  $F_p = 124$  кН и погонная масса  $m_1 = 7,0$  кг/м (см. табл. 1.7);

– цепь ПЗ-2-25,4-101-57 с параметрами  $t = 25,4$  мм,  $b = 57$  мм, обобщающий параметр  $b \cdot t = 1450$  мм<sup>2</sup>, разрушающая нагрузка  $F_p = 101$  кН и погонная масса  $m_1 = 8,4$  кг/м (см. табл. 1.8).

Шаг цепи  $t$  рекомендуется выбирать, из условия обеспечения плавности работы передачи и ее долговечности, по возможности наименьшим при соблюдении условия, что при выбранном шаге частота вращения меньшей звездочки не должна превышать предельно допустимого значения  $n_{1\max}$  (см. табл. 3.15).

Условие плавности работы передачи обеспечивается при числе зубьев

меньшей звездочки  $z_1 \geq 17$  для цепи ПЗ-1 и  $z_1 \geq 22$  для цепи ПЗ-2 и соблюдении соотношения  $t \leq 0,185D_{e1}$ . Указанное соотношение соблюдается для обеих цепей.

Условие долговечности связывает межосевое расстояние передачи с шагом цепи зависимостью  $0,0125a_y \leq t \leq 0,04a_y$ . Это условие также соблюдается для обеих цепей.

Для обеспечения плавности работы передачи и ее долговечности принимаем цепь ПЗ-1-19,05-124-81.

### 3.11. Определение чисел зубьев звездочек $z_1$ и $z_2$

При известном минимально допустимом диаметре окружности выступов меньшей звездочки  $D_{e1}$  и выбранном шаге  $t$  число зубьев меньшей звездочки определим по формуле:

$$z_1 = \frac{180^\circ}{\operatorname{arctg} \frac{t}{D_{e1}}} = \frac{180^\circ}{\operatorname{arctg} \frac{19,05}{175,4}} = 29.$$

Полученное значение  $z_1$  округляем до целого, желательно нечетного числа. Тогда число зубьев большей звездочки вычисляем по формуле (2.3) с округлением до целого, желательно нечетного числа ( $z_{2\max}$  – см. п. 2.1.2.2):

$$z_2 = z_1 i = 29 \cdot 2,4 = 69,6 \leq z_{2\max} = 140.$$

Принимаем  $z_2 = 69$ .

### 3.12. Уточнение передаточного отношения передачи $i$

Передаточное отношение передачи

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{69}{29} = 2,38.$$

Отклонение передаточного отношения всего привода не должно превышать 5% от заданного.

Отклонение передаточного отношения передачи от заданного в процентах

$$\Delta_i = \frac{2,4 - 2,38}{2,4} \cdot 100 = 0,83\%.$$

Отклонение передаточного отношения от заданного не превышает 5%, что вполне приемлемо.

### 3.13. Уточнение частоты вращения ведущего вала передачи (частоты вращения меньшей звездочки)

Частоту вращения ведущего вала передачи (меньшей звездочки) определим по формуле (2.11):

$$n_1 = n_2 \cdot i = 60 \cdot 2,38 = 142,8 \text{ мин}^{-1}.$$

### 3.14. Вычисление делительных диаметров звездочек $d_1$ и $d_2$

При известном шаге цепи  $t$  и числах зубьев звездочек  $z_1$  и  $z_2$  вычисляем делительные диаметры звездочек  $d_1$  и  $d_2$  для цепи ПЗ-1 (с односторонним зацеплением) по формулам (2.1):

$$d_1 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{19,05}{\sin \frac{180^\circ}{29}} = 176,195 \text{ мм};$$
$$d_2 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{19,05}{\sin \frac{180^\circ}{69}} = 418,547 \text{ мм}.$$

### 3.15. Вычисление диаметров окружностей выступов звездочек $D_{e1}$ и $D_{e2}$

При известном шаге цепи  $t$  и числах зубьев звездочек  $z_1$  и  $z_2$  вычисляем диаметры окружностей выступов звездочек  $D_{e1}$  и  $D_{e2}$  по формулам из табл. 4.8:

а) для цепи типа ПЗ-1 (с односторонним зацеплением)

$$D_{e1} = \frac{t}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{19,05}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{29}} = 175,162 \text{ мм};$$
$$D_{e2} = \frac{t}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{19,05}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{69}} = 418,113 \text{ мм}.$$

### 3.16. Уточнение межосевого расстояния для реализации синфазного движения звездочек

Длину ведущей ветви  $l$  при известном установочном межосевом



расстоянии  $a_y$  определим по формуле:

$$l = \sqrt{a_y^2 - \left(\frac{d_2 - d_1}{2}\right)^2} = \sqrt{721^2 - \left(\frac{418,547 - 176,195}{2}\right)^2} = 710,744 \text{ мм.}$$

Число звеньев, укладываемых в ведущей ветви длиной  $l$ ,

$$l_t = \frac{l}{t} = \frac{710,744}{19,05} = 37,3.$$

Полученное значение  $l_t$  для обеспечения синфазного движения звездочек необходимо округлить до целого числа. Принимаем  $l_t = 37$ .

Уточняем длину ведущей ветви  $l$  и установочное межосевое расстояние  $a_y$ :

$$l = tl_t = 19,05 \cdot 37 = 704,85;$$

$$a_y = \sqrt{l^2 + \left(\frac{d_2 - d_1}{2}\right)^2} = \sqrt{704,85^2 + \left(\frac{418,547 - 176,195}{2}\right)^2} = 715,190 \text{ мм.}$$

Суммарную поправку  $\Delta W$  на число звеньев замкнутого контура цепи  $\Delta W_1$  и на межосевое расстояние передачи  $\Delta W_2$  вследствие разности чисел зубьев звездочек определим по формуле (3.10):

$$\begin{aligned} \Delta W &= \Delta W_1 + 2\Delta W_2 = \frac{z_2 - z_1}{\pi} \operatorname{arctg}\left(\frac{2l}{d_2 - d_1}\right) = \\ &= \frac{69 - 29}{3,1416} \operatorname{arctg}\left(\frac{2 \cdot 704,85}{418,547 - 176,195}\right) = 17,832. \end{aligned}$$

Приняв после вычисления суммарной поправки  $\Delta W$  значение поправки  $\Delta W_1$ , равным округленной до целого по правилам математики величине  $\Delta W$ , имеем

$$\Delta W_1 = \text{целое от числа } (\Delta W + 0,5), \quad \Delta W_1 = 18.$$

Тогда число звеньев цепи, вычисленное по формуле (3.11):

$$W = 2l_t + z_2 - \Delta W_1 = 2 \cdot 37 + 69 - 18 = 125.$$

Как было указано в п. 3.2.2.11, при нечетном числе звеньев цепи потребуется для замыкания цепи переходное звено, что усложняет конструкцию и снижает надежность передачи. Поэтому целесообразнее добиться четного числа звеньев цепи изменением либо числа звеньев  $l_t$  ведущей ветви на несколько единиц, либо округлением числа зубьев  $z_2$  ведомой звездочки в большую сторону.

Расчеты показывают, что добиться четного числа звеньев цепи при синфазном движении звездочек можно изменением числа звеньев  $l_t$  ведущей ветви не менее чем на пять единиц, что приведет к значительному отклонению межосевого расстояния  $a$  от установочного значения  $a_y$ .

Принимаем число зубьев большей звездочки  $z_2 = 71$  и согласно п. 3.12-3.15 уточняем передаточное отношение передачи  $i$ , его отклонение  $\Delta_i$  от заданного значения, частоту вращения ведущего вала  $n_1$ , делительный диаметр большей звездочки  $d_2$  и диаметр окружности выступов  $D_{e2}$ :

$$i = 2,45; \Delta_i = 2,1\%; n_1 = 147 \text{ мин}^{-1}; d_2 = 430,671 \text{ мм}; D_{e2} = 430,249 \text{ мм}.$$

Длину ведущей ветви  $l$  при исходном установочном межосевом расстоянии  $a_y$  и измененном диаметре  $d_2$  определим по формуле:

$$l = \sqrt{a_y^2 - \left(\frac{d_2 - d_1}{2}\right)^2} = \sqrt{721^2 - \left(\frac{430,671 - 176,195}{2}\right)^2} = 709,684 \text{ мм}.$$

Число звеньев, укладываемых в ведущей ветви длиной  $l$ ,

$$l_t = \frac{l}{t} = \frac{709,684}{19,05} = 37,25.$$

Полученное значение  $l_t$  для обеспечения синфазного движения звездочек необходимо округлить до целого числа. Принимаем  $l_t = 37$ .

Уточняем длину ведущей ветви  $l$  и установочное межосевое расстояние  $a_y$ :

$$l = tl_t = 19,05 \cdot 37 = 704,85;$$

$$a_y = \sqrt{l^2 + \left(\frac{d_2 - d_1}{2}\right)^2} = \sqrt{704,85^2 + \left(\frac{430,671 - 176,195}{2}\right)^2} = 716,242 \text{ мм}.$$

Суммарную поправку  $\Delta W$  на число звеньев замкнутого контура цепи  $\Delta W_1$  и на межосевое расстояние передачи  $\Delta W_2$  вследствие разности чисел зубьев звездочек определим по формуле (3.10):

$$\begin{aligned} \Delta W &= \Delta W_1 + 2\Delta W_2 = \frac{z_2 - z_1}{\pi} \arctg\left(\frac{2l}{d_2 - d_1}\right) = \\ &= \frac{71 - 29}{3,1416} \arctg\left(\frac{2 \cdot 704,85}{430,671 - 176,195}\right) = 18,619. \end{aligned}$$

Приняв после вычисления суммарной поправки  $\Delta W$  значение поправки  $\Delta W_1$ , равным округленной до целого по правилам математики величине  $\Delta W$ , имеем

$$\Delta W_1 = \text{целое от числа } (\Delta W + 0,5), \Delta W_1 = 19.$$

Тогда

$$\Delta W_2 = \frac{\Delta W - \Delta W_1}{2} = \frac{18,619 - 19}{2} = -0,1905.$$

Расчетное межосевое расстояние

$$a = a_y + t\Delta W_2 = 716,242 - 19,05 \cdot 0,1905 = 712,613 \text{ мм.}$$

Величину  $\Delta W_2$  подставляем в формулу с учетом знака.

Для обеспечения провисания во избежание повышенной нагрузки на цепь и валы от силы натяжения и радиального биения звездочек расчетное межосевое расстояние уменьшаем на величину

$$\Delta a = (0,002 \dots 0,004)a = (0,002 \dots 0,004) \cdot 712,613 = 1,43 \dots 2,86 \text{ мм.}$$

Окончательно принимаем  $a = 710,000$  мм.

### 3.17. Число звеньев, длина замкнутого контура и масса цепи

Число звеньев цепи определим по формуле (3.11):

$$W = 2l_t + z_2 - \Delta W_1 = 2 \cdot 37 + 71 - 19 = 126.$$

Длину замкнутого контура цепи вычислим по формуле (2.8):

$$L = Wt = 126 \cdot 19,05 = 2400,3 \text{ мм.}$$

Масса цепи

$$M = m_1 L = 7,0 \cdot 2,4003 = 16,8 \text{ кг.}$$

### 3.18. Уточнение скорости движения цепи

Уточняем скорость цепи по формуле (2.10)

$$V = \frac{z_1 n_1 t}{60 \cdot 10^3} = \frac{29 \cdot 147 \cdot 19,05}{60 \cdot 10^3} = 1,35 \text{ м/с.}$$

### 3.19. Силы в ветвях цепи и на валы передачи

Окружную силу на звездочках вычислим по формуле (2.20):

$$F_1 = \frac{1000P_1}{V} = \frac{1000 \cdot 6,75}{1,35} = 5000 \text{ Н.}$$

Натяжение цепи от силы тяжести при горизонтальном положении линии, соединяющей оси звездочек, вычислим по формуле (2.23), приняв коэффициент  $\xi = 6,25$ :

$$F_0 = 6,25m_1ga = 6,25 \cdot 7,0 \cdot 9,81 \cdot 0,7126 = 306 \text{ Н.}$$

Натяжение цепи от действия центробежных сил определим по формуле (2.24):

$$F_{ц} = m_1 V^2 = 7,0 \cdot 1,35^2 = 13 \text{ Н.}$$

Силу натяжения ведущей ветви вычислим по формуле (2.26):

$$F_1 = K_y F_t + F_0 + F_{ц},$$

где  $K_y$  – коэффициент ударности, определяемый по табл. 3.3.

Согласно техническому заданию, привод имеет равномерный ход с

легкими колебаниями нагрузки, по табл. 3.3 при синфазном движении находим  $K_y = 1$ .

Тогда

$$F_1 = 1 \cdot 5000 + 306 + 13 = 5319 \text{ Н.}$$

Силу натяжения ведомой ветви определим по формуле (2.21):

$$F_2 = F_1 - F_t = 5319 - 5000 = 319 \text{ Н.}$$

Нагрузку на валы цепной передачи определим по формуле (2.27):

$$F_b = K_b K_y F_t,$$

в которой при горизонтальном расположении линии центров передачи можно принять коэффициент, зависящий от угла наклона  $\psi$  линии центров к горизонту,  $K_b = 1,2$ .

Тогда  $F_b = 1,2 \cdot 1 \cdot 5000 = 6000 \text{ Н.}$

### 3.20. Проверка цепи по статической прочности

Коэффициент запаса прочности  $K$  определим по формуле

$$K = \frac{F_p}{F_1} = \frac{124000}{5319} = 23,3 \geq [K],$$

где  $F_p$  – разрушающая нагрузка для данного типоразмера цепи, Н (см. табл. 1.7);

$F_1$  – натяжение ведущей ветви, Н (см. формулу (2.26));

$[K]$  – допустимая величина запаса прочности. Для зубчатых цепей принимают  $[K] = 5$ .

Запас прочности цепи достаточно высок.

### 3.21. Параметры зубчатых венцов звездочек

Параметры зубчатых венцов звездочек, проставляемые на рабочих чертежах звездочек для приводных зубчатых цепей (см. п. 4.6.2 и рис. 4.12), представлены на рис. П2. Класс точности определен по табл. 4.9 в соответствии со скоростью цепи ( $V < 5 \text{ м/с}$ ).

Предельные отклонения основных размеров звездочек цепной передачи с зубчатой цепью см. в табл. 4.12.

### Параметры зубчатого венца ведущей звездочки

Цепь ПЗ-1-19,05-124-81 ГОСТ 13552-81		
Число зубьев	$z$	29
Профиль зуба	ГОСТ 13576-81	
Класс точности по ГОСТ 13576-81	–	2
Диаметр делительной окружности	$d_d$	176,195

### Параметры зубчатого венца ведомой звездочки

Цепь ПЗ-1-19,05-124-81 ГОСТ 13552-81		
Число зубьев	$z$	71
Профиль зуба	ГОСТ 13576-81	
Класс точности по ГОСТ 13576-81	–	2
Диаметр делительной окружности	$d_d$	430,671

**Рис. П2. Параметры зубчатых венцов звездочек цепной передачи с зубчатой цепью**

### *Сравнительный анализ качественных показателей спроектированных цепных передач*

1. Наименьшие диаметральные габариты звездочек и межосевое расстояние имеет передача зубчатой цепью. Шаг цепи обеих передач с роликовыми цепями почти в два раза больше по сравнению с шагом в передаче зубчатой цепью. Однако наименьшую массу имеет цепь роликовой передачи, рассчитанной по второму варианту.

2. Передача роликовой цепью, спроектированная по упрощенной методике, имеет наибольшие габариты:

- межосевое расстояние передачи более чем в два раза превышает эту величину по сравнению с другими вариантами;
- диаметральные размеры звездочек примерно в 1,5 раза больше, чем в других вариантах;
- шаг цепи наибольший.

3. Расчет по упрощенной методике весьма приближенно оценивает влияние отдельных факторов на работоспособность передачи.

4. Расчет цепных передач с применением ЭВМ с обеспечением синфазного движения цепи позволяет учесть многие факторы и спроектировать передачу с более качественными показателями.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	3
ВВЕДЕНИЕ.....	3
<b>1. КОНСТРУКЦИЯ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ</b>	
1.1. Общие сведения о цепных передачах.....	4
1.2. Конструкции приводных цепей.....	5
1.2.1. Цепь втулочная.....	6
1.2.2. Цепь роликовая.....	7
1.2.3. Цепь зубчатая.....	11
1.2.4. Сравнительная оценка приводных цепей.....	16
<b>2. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ, КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ЗАВИСИМОСТИ В ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧАХ</b>	
2.1. Геометрические параметры передачи.....	16
2.1.1. Делительные диаметры звездочек.....	16
2.1.2. Числа зубьев звездочек.....	17
2.1.3. Межосевое расстояние и длина цепи.....	20
2.2. Кинематика цепной передачи.....	21
2.3. Энергетические соотношения в передаче.....	25
2.4. Силы в ветвях цепи и на валы передачи.....	25
<b>3. РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ</b>	
3.1. Критерии работоспособности цепных передач	
3.1.1. Критерии работоспособности приводных цепей.....	28
3.1.2. Критерии работоспособности звездочек.....	29
3.2. Расчет роликовой и втулочной цепей	
3.2.1. Упрощенный расчет роликовой и втулочной цепей по износостойкости шарниров.....	30
3.2.2. Расчет роликовой и втулочной цепей по износостойкости шарниров с реализацией синфазного движения звездочек.....	33
3.3. Расчет передачи зубчатой цепью	
3.3.1. Определение установочного (предварительного) межосевого расстояния $a_y$ .....	47
3.3.2. Определение минимально допустимого диаметра окружности выступов меньшей звездочки $D_{e1}$ .....	47
3.3.3. Корректировка установочного межосевого расстояния $a_y$ .....	47
3.3.4. Определение коэффициента эксплуатации $K_3$ .....	47
3.3.5. Определение скорости движения цепи $V$ .....	47

3.3.6. Определение коэффициента $K_V$ , учитывающего скорость цепи.....	49
3.3.7. Выбор цепи .....	49
3.3.8. Определение чисел зубьев звездочек $z_1$ и $z_2$ .....	50
3.3.9. Уточнение передаточного отношения передачи $i$ .....	51
3.3.10. Вычисление делительных диаметров звездочек $d_1$ и $d_2$ .....	51
3.3.11. Уточнение межосевого расстояния для реализации синфазного движения звездочек .....	51
3.3.12. Определение числа звеньев и длины замкнутого контура цепи .....	52
3.3.13. Уточнение скорости движения цепи .....	52
3.3.14. Вычисление сил в ветвях цепи и на валы передачи .....	52
3.3.15. Проверка цепи по статической прочности .....	52
3.4. Расчет цепных передач на ЭВМ	
3.4.1. Назначение программы и исходные данные .....	52
3.4.2. Инструкция по расчету цепных передач на ЭВМ.....	53
<b>4. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗВЕЗДОЧЕК ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ</b>	
4.1. Профилирование зубьев звездочек	
4.1.1. Профилирование зубьев звездочек для втулочных и роликовых цепей .....	54
4.1.2. Профилирование зубьев звездочек для зубчатых цепей .....	64
4.2. Материалы звездочек и их термообработка .....	69
4.3. Конструкции звездочек .....	71
4.4. Точность изготовления звездочек.....	73
4.5. Допуски отклонений формы и расположения поверхностей звездочек	
4.5.1. Звездочки для приводных втулочных и роликовых цепей .....	74
4.5.2. Звездочка для приводной зубчатой цепи .....	80
4.6. Оформление чертежей звездочек	
4.6.1. Чертежи звездочек для приводных втулочных и роликовых цепей .....	80
4.6.2. Чертежи звездочек для приводных зубчатых цепей .....	82
<b>5. МОНТАЖ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ</b>	
5.1. Монтаж цепных передач.....	84
5.2. Способы натяжения приводных цепей.....	84
5.2.1. Натяжение цепи перемещением звездочки.....	86
5.2.2. Натяжение цепи применением натяжной или оттяжной звездочки.....	86
5.2.3. Натяжение цепи применением натяжной ленты.....	91

5.2.4. Натяжение цепи введением в контур передачи безопорной звездочки.....	91
5.2.5. Натяжение цепи использованием силы веса ведомой ветви.....	92
5.2.6. Натяжение цепи удалением одного или двух звеньев из контура цепи.....	93
5.3. Смазка цепных передач	
5.3.1. Назначение смазки.....	93
5.3.2. Типы смазок.....	93
5.3.3. Способы смазки.....	97
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	101
ПРИЛОЖЕНИЕ. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ .....	102

Техн. редактор *А.В. Миних*  
Дизайн обложки: *Е.В. Вайчулис*

Издательский центр Южно-Уральского государственного университета

Подписано в печать 29.03.2017. Формат 60×84 1/16. Печать цифровая.  
Усл. печ. л. 7,67. Тираж 100 экз. Заказ 123/639.

Отпечатано в типографии Издательского центра ЮУрГУ  
454080, г. Челябинск, проспект Ленина, 76.