

**Федеральное агентство по образованию Российской Федерации
Филиал «СЕВМАШВТУЗ» государственного образовательного
учреждения высшего профессионального образования
«Санкт-Петербургский государственный морской технический
университет» в г. Северодвинске**

А.И. Бабкин

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Учебно-методическое пособие для курсового проектирования

**Северодвинск
2006**

А.И. Бабкин. Проектирование цепных передач. Учебно-методическое пособие для курсового проектирования. – Северодвинск, РИО Севмашвтуза, 2006. – 23 с.

Ответственный редактор: к.т.н., доцент А.В. Руденко.

Рецензенты: к.т.н., доцент Д.В. Кузьмин;
ведущий специалист НИТИЦ ФГУП «ПО «Севмаш»
Ю.П. Голованов.

Учебно-методическое пособие предназначено для студентов технических специальностей, выполняющих курсовой проект «Проектирование общепромышленного привода» при изучении дисциплины «Детали машин и основы конструирования».

Учебно-методическое пособие содержит описание и конструкции цепных передач с роликowymi и втулочными цепями, методику проектирования. В пособии даны рекомендации по выбору приводных цепей и проектированию звездочек. Здесь же представлены все необходимые для проектирования справочные данные.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Севмашвтуза.

ISBN 5-7723-0677-4

©Севмашвтуз, 2006 г.

Оглавление

1	Описание цепных передач.....	3
1.1	Общие сведения о цепных передачах.....	3
1.2	Цепи цепных передач.....	4
1.3	Особенности конструирования и эксплуатации цепных передач.....	6
1.4	Критерии работоспособности цепных передач.....	8
2	Проектирование цепных передач.....	9
2.1	Исходные данные для проектирования цепной передачи.....	9
2.2	Расчет параметров передачи.....	9
3	Проектирование звездочек цепной передачи.....	14
3.1	Размеры венца звездочек для роликовых и втулочных цепей.....	14
3.2	Конструкция ступицы и диска звездочек цепных передач.....	16
3.3	Материалы звездочек цепных передач.....	17
	Приложения.....	18
	Список литературы.....	23

1 Описание цепных передач

1.1 Общие сведения о цепных передачах

Цепные передачи – механические передачи зацепления, с использованием промежуточного звена – цепи. Цепная передача состоит из ведущей и ведомой звездочек, на которые надета замкнутая цепь (рис. 1). Иногда применяются передачи с несколькими ведомыми звездочками. Кроме звездочек и цепи, цепные передачи могут включать в себя натяжные устройства, смазочные устройства и ограждения.

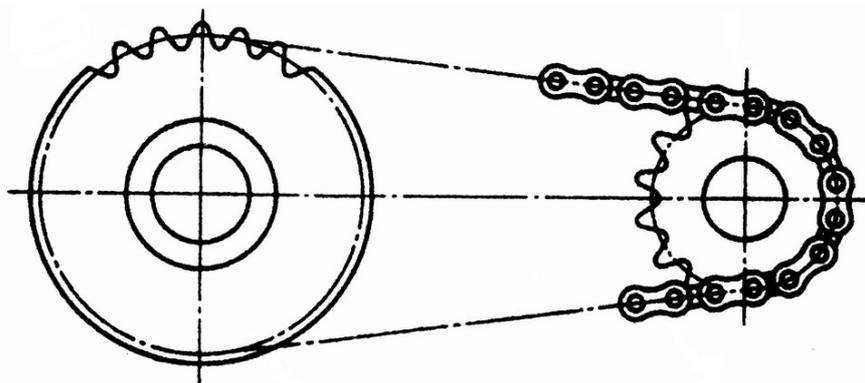


Рис. 1. Схема цепной передачи

Цепные передачи применяют для передачи механической энергии (до 120 кВт) между параллельными валами, расположенными на относительно большом расстоянии друг от друга, когда зубчатые передачи непригодны, а ременные передачи ненадежны. Рекомендуемое передаточное число цепных передач – 1,5...4, в низкоскоростных передачах может достигать 8.

Достоинства цепных передач:

Невысокая стоимость изготовления, связанная с относительно невысокой точностью изготовления звездочек по сравнению с зубчатыми колесами;

Высокий КПД (0,92...0,95);

Отсутствие проскальзывания;

Меньшие габариты по сравнению с ременными передачами.

Меньшая нагрузка на валы по сравнению с ременными передачами из-за отсутствия предварительного натяжения цепи.

Возможность применения в большом диапазоне межосевых расстояний, обычно до нескольких метров. Известны передачи с межосевым расстоянием 12 метров;

Возможность легкой замены цепи.

Недостатки цепных передач:

Неравномерность («пульсация») движения цепи, вращающего момента и передаточного числа, которая приводит к значительному шуму и динамическим нагрузкам, сильно заметными при высоких скоростях и небольших числах зубьев звездочек;

Износ шарниров цепи приводит к увеличению шага цепи (вытяжке цепи) и ускоренному износу зубьев звездочек;

Необходимость натяжных устройств;

Чувствительность к неточностям монтажа звездочек;

Необходимость смазки.

Область применения цепных передач:

Машины непрерывного транспорта (транспортеры, рольганги, элеваторы, эскалаторы);

Легкий транспорт (велосипеды, мопеды, легкие мотоциклы и самоходные грузовые тележки);

Сельскохозяйственные машины.

1.2 Цепи цепных передач

Цепь состоит из соединенных шарнирами звеньев, которые обеспечивают подвижность или «гибкость» цепи.

Основными геометрическими характеристиками цепей являются *шаг цепи* t и *расстояние между внутренними пластинами* $B_{вн}$, основной силовой характеристикой – *разрушающая нагрузка*, устанавливаемая опытным путем.

В цепных передачах применяются *приводные цепи*: роликовые, втулочные и зубчатые. Для них характерны (по сравнению с тяговыми цепями) малые шаги (для уменьшения динамических нагрузок) и износоустойчивые шарниры (для повышения долговечности).

Роликовые цепи типа *ПР* (ГОСТ 13568-97) (рис. 2) имеют наибольшее применение. Каждое звено (рис. 2а) выполнено из двух пластин, напрессованные на валики 3 (наружное звено) или на втулки 2 (внутреннее звено). Втулки надеты на валики и образуют шарниры. Втулки, свою очередь, несут ролики 1, которые входят во впадины между зубьями звездочек. Благодаря роликам трение скольжения между цепью и звездочкой заменяется трением качения, что уменьшает износ зубьев звездочки.

Концы валиков расклепывают, поэтому звенья цепи неразъемны. Концы цепи соединяют соединительными звеньями (рис. 2б) с закреплением валиков шплинтами или расклепыванием. В случае необходимости использования цепи с нечетным числом звеньев применяют специальные переходные звенья (рис.

2в), которые, однако, слабее, чем основные, поэтому стараются избежать применения переходного звена.

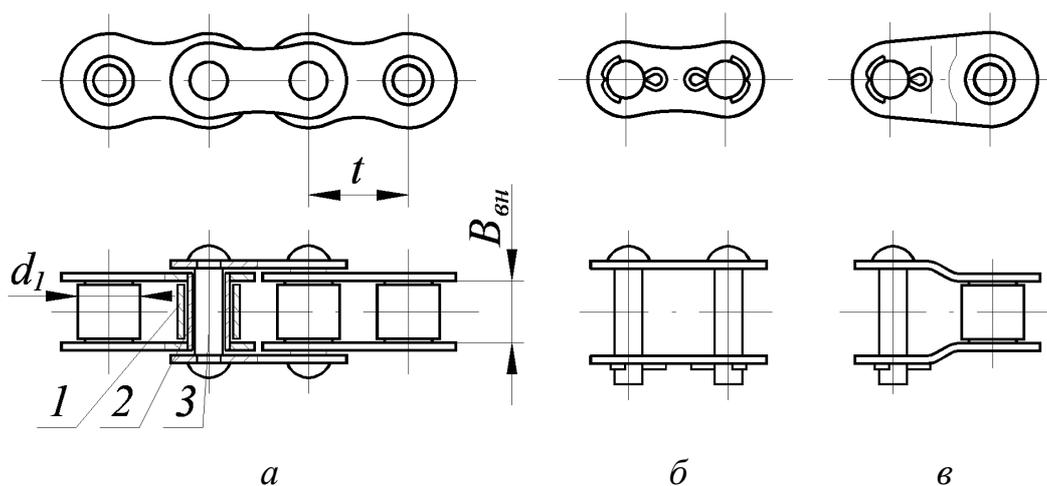


Рис. 2. Роликовые цепи однорядные типа ПР

При больших нагрузках и скоростях во избежание применения цепей с большими шагами, неблагоприятных в отношении динамических нагрузок применяют многорядные цепи (рис. 3а). ГОСТом предусмотрено применение цепей до 4-х рядов. Обозначение двух-, трех-, четырехрядных цепей – 2ПР, 3ПР и 4ПР соответственно. Их составляют из тех же элементов, что и однорядные, только валики имеют увеличенную длину. Аналогичную конструкцию имеют соединительные (рис. 3б) и переходные звенья (рис. 3в). Передаваемые мощности и разрушающие нагрузки многорядных цепей почти пропорциональны числу рядов.

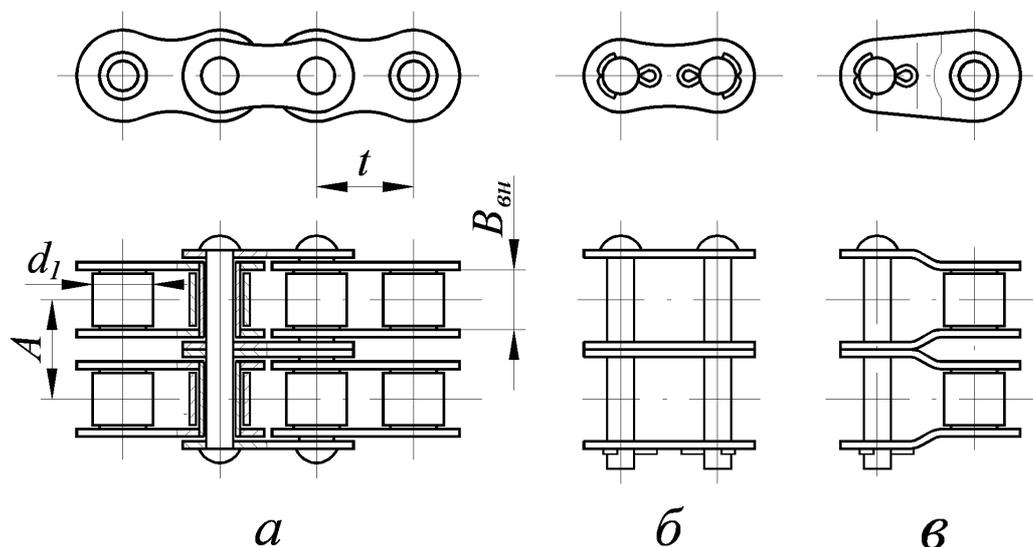


Рис. 3. Роликовые цепи двухрядные типа 2ПР

Втулочные цепи типа ПВ (ГОСТ 13568-97) по конструкции совпадают с роликовыми (рис. 4), но не имеют роликов, что удешевляет цепь и уменьшает габариты и массу при увеличенной площади шарнира, при этом они

показывают достаточную долговечность. Цепи типа ПВ изготавливают только с шагом 9,525 мм и могут быть однорядными (ПВ) и двухрядными (2ПВ).

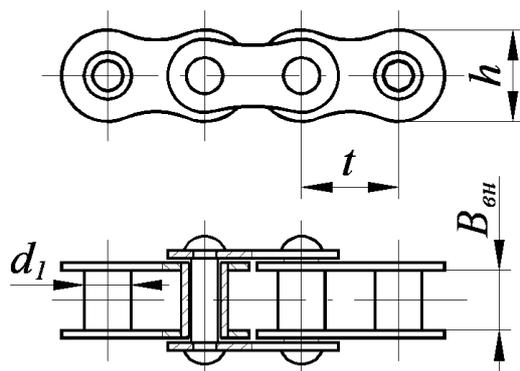


Рис. 4. Втулочные цепи типа ПВ

Роликовые цепи с изогнутыми пластинами типа ПРИ (ГОСТ 13568-97) набирают из одинаковых звеньев, подобных переходному звену (рис. 5). Так как пластины работают на изгиб и обладают повышенной податливостью, их применяют при динамических нагрузках, при скоростях не более 5 м/сек;

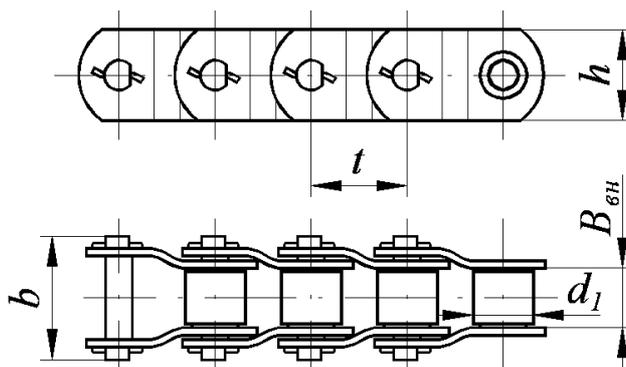


Рис. 5. Роликовые цепи с изогнутыми пластинами типа ПРИ

Характеристики роликовых и втулочных цепей приведены в таблице 1 приложения.

1.3 Особенности конструирования и эксплуатации цепных передач

Звездочки цепных передач для роликовых и втулочных цепей выполняются по ГОСТ 591-69. Они могут выполняться с профилем со смещением центров дуг впадин (размер e на рис. 7) или без смещения. Звездочки без смещения рекомендуется применять в особо точных реверсивных передачах с одно- или двухрядными цепями. В остальных случаях рекомендуется применять звездочки со смещением.

ГОСТ 591-69 предусматривает 3 группы точности для звездочек. Для звездочек тихоходных неответственных передач рекомендуется принять группу точности C , для быстроходных передач ($v > 8$ м/сек) – группу точности A .

При проектировании цепных передач следует избегать крутых наклонов, располагая звездочки так, чтобы линия, соединяющая их центры, составляла не более 45° к горизонту. Плоскости звездочек должны быть вертикальны. При горизонтальном расположении цепи и большом межосевом расстоянии *ведущую ветвь надо располагать сверху*. Важнейшим условием надежной работы передачи являются параллельность валов и совмещение плоскостей звездочек.

Регулирование натяжения цепи является эффективным средством повышения долговечности цепной передачи. Предварительное натяжение цепных устанавливается по стреле провисания f_u приблизительно равной $0,02a$ для горизонтальных и наклоненных к горизонту до 45° передач и $(0,01 \div 0,015)a$ – для передач близким к вертикальным.

Для устранения вредного влияния вытяжки цепей и сохранения предварительного натяжения и провисания в процессе эксплуатации производят периодическую или непрерывную регулировку натяжения. Для этого предусматривают в конструкции либо возможность перемещения опор, либо использование натяжных роликов или звездочек (рис. 6а). Натяжные ролики и звездочки желательно устанавливать на ведомой ветви в месте ее наибольшего провисания. Если ролики ставят на ведущей ветви, то для уменьшения вибрации они должны устанавливаться внутри контура передачи.

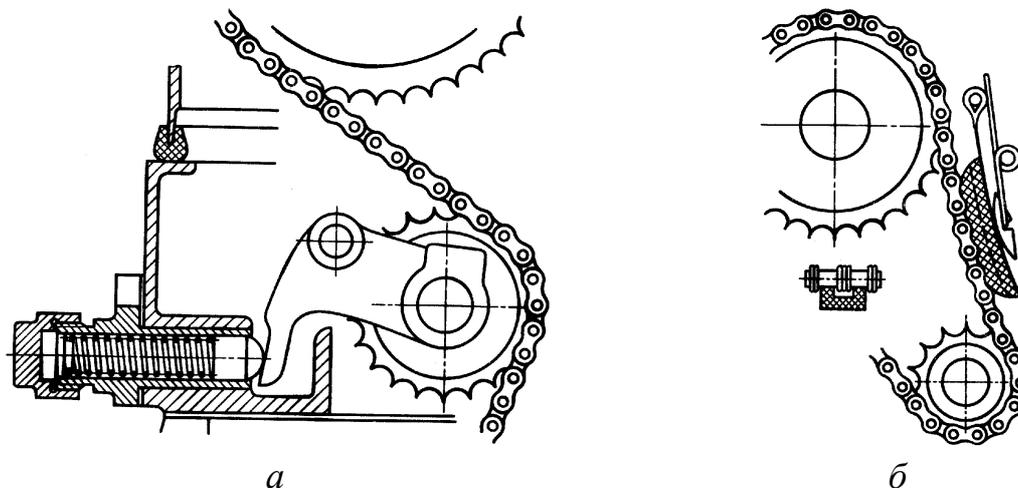


Рис. 6. Натяжное устройство и гаситель вибрации цепной передачи

Для гашения вибрации ведомых ветвей в быстроходных передачах используют различные демпферы. Один из примеров применения гасителя вибрации представлен на рис. 6б.

Валы цепных передач должны быть проверены на параллельность осей. Допуск параллельности осей валов не должен быть более $0,2$ мм на каждые 100 мм валов.

Венцы звездочек, работающих в одном контуре, должны быть проверены на расположение в одной плоскости. Смещение венцов звездочек (отклонение от плоскостности) для передач с межцентровым расстоянием до 1000 мм не

должно быть более 2 мм, допуск увеличивается на 0,2 мм на каждые 100 мм межцентрового расстояния свыше 1000 мм.

Смазывание цепных передач может быть периодическим (пластичными смазками или капельным способом) или непрерывным (окунанием в масляную ванну, циркуляционной струей от насоса и т.п.).

Периодическое смазывание допускается при скорости цепи $V < 6$ м/сек, окунание в масляную ванну при $v = 6 \div 8$ м/сек, а циркуляционная смазка необходима при $V > 8$ м/сек как для снижения интенсивности износа, так и для охлаждения цепи.

Открытая цепная передача должна быть закрыта кожухом по правилам техники безопасности, а также для защиты от загрязнения.

1.4 Критерии работоспособности цепных передач

Основные причины выхода из строя цепных передач:

Износ шарниров цепи, приводящий к удлинению цепи и нарушению зацепления со звездочками – основной критерий работоспособности для большинства передач;

Усталостное разрушение пластин цепи по проушинам – основной критерий для быстроходных тяжело нагруженных роликовых цепей, работающих в закрытых картерах с хорошим смазыванием;

Проворачивание валиков и втулок в пластинах в местах запрессовки – распространенная причина выхода из строя цепей, связанная с недостаточно высоким качеством изготовления;

Выкрашивание и разрушение роликов цепи;

Достижение предельного провисания ведомой ветви – один из критериев для передач с нерегулируемым межосевым расстоянием, работающих при отсутствии натяжных устройств и стесненных габаритах;

Износ зубьев звездочки.

В соответствии с приведенными причинами выхода их строя цепных передач, можно сделать вывод о том, что срок службы передачи чаще всего ограничивается долговечностью цепи.

Долговечность же цепи зависит от износостойкости шарниров.

Ресурс цепных передач в стационарных машинах должен составлять 10000...15000 часов.

2 Проектирование цепных передач

2.1 Исходные данные для проектирования цепной передачи:

вращающий момент T_1 на быстроходном валу передачи;
передаточное отношение u ;
частота вращения на быстроходном валу передачи n_1 ;
компоновка передачи и условия работы.

2.2 Расчет параметров передачи

2.2.1 Проектирование начинают с выбора *типа цепи*. В цепных передачах приводов применяются роликовые и втулочные цепи по ГОСТ 13568-97:

- ПР – роликовые;
- ПВ – втулочные;
- ПРИ – роликовые с изогнутыми пластинами.

Для общепромышленных приводов рекомендуется применять цепи ПР.

Роликовые цепи ПР выпускаются однорядными, 2ПР – двухрядными, 3ПР – трехрядными, 4ПР – четырехрядными. Втулочные цепи ПВ – однорядные, 2ПВ – двухрядные. Многорядные цепи применяются при больших нагрузках и скоростях во избежание применения цепей с большими шагами, неблагоприятных в отношении динамических нагрузок. В общепромышленных приводах следует избегать использования многорядных цепей из-за относительно большей сложности изготовления звездочек.

2.2.2 Число зубьев ведущей звездочки z_1 принимается в зависимости от передаточного отношения u : минимальное значение $z_1 = 19 - 2 \cdot u$ (но не меньше 9); рекомендуемое значение $z_1 = 29 - 2 \cdot u$ (не меньше 13). Число зубьев звездочек выбирают из ряда (по ГОСТ 591): 9, 10, 11, 12, (13), 14, (15), 16, (17), 18, (19), 20, (22), 25, (28), 32, (36), 40, (45), 50, (56), 63, (71), 80. При выборе числа зубьев следует отдавать предпочтение числам без скобок.

Излишне большие значения z_1 способствуют повышенному износу шарниров и увеличению шага цепи («вытяжке» цепи). При слишком маленьких значениях z_1 возрастает неравномерность движения цепи (пульсация цепи) и увеличивается скорость удара цепи о звездочку. Минимальное значение z_1 можно принимать только для низкоскоростных передач.

Число зубьев ведомой звездочки $z_2 = z_1 \cdot u$. Результат округляют до ближайшего целого значения. Во избежание соскакивания цепи ограничивают z_2 не более 120. Для более равномерного износа цепи желательно применять нечетное число зубьев на малой звездочке и четное число зубьев на большой звездочке.

2.2.3 Шаг цепи t рассчитывается по формуле:

$$t = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_3}{z_1 \cdot [p] \cdot m}}$$

где, T_1 – вращающий момент на быстроходном валу передачи, Н·мм;

K_3 – коэффициент, учитывающий конкретные условия монтажа и эксплуатации цепной передачи;

z_1 – число зубьев ведущей звездочки;

$[p]$ – допустимое давление в шарнирах;

m – число рядов цепи.

Коэффициент K_3 представляет собой произведение шести множителей:

$$K_3 = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5 \cdot k_6$$

Значения коэффициентов $k_1 \dots k_6$ назначаются по рекомендациям таблицы 1.

Таблица 1

Значения поправочных коэффициентов $k_1 \dots k_6$

Коэффициент динамичности нагрузки k_1	При нагрузках близких к постоянным, без резких колебаний	$k_1 = 1$
	При переменной или толчкообразной нагрузке	$k_1 = 1,25 \div 1,5$
	При ударной нагрузке, в зависимости от интенсивности ударов	$k_1 = 2 \div 3$
Коэффициент k_2 , учитывающий влияние межосевого расстояния	При оптимальном межосевом расстоянии $a = (30 \div 50) \cdot t$	$k_2 = 1$
	При $a \leq 25 \cdot t$	$k_2 = 1,25$
	При $a > 50 \cdot t$,	k_2 уменьшают на 0,1 на каждые $20 \cdot t$
Коэффициент k_3 , зависящий от угла наклона передачи к горизонту	При угле наклона меньше 60° к горизонту	$k_3 = 1$
	При вертикальном расположении	$k_3 = 1,3$
	Для передач с автоматической регулировкой натяжения цепи при любом угле наклона	$k_3 = 1$

Продолжение таблицы 1

Коэффициент k_4 учитывающий способ регулирования натяжения	Автоматическая регулировка натяжения	$k_4 = 1$
	Периодическая регулировка натяжения	$k_4 = 1,25$
Коэффициент k_5 , учитывающий способ смазывания цепной передачи	Непрерывная смазка (в масляной ванне или от насоса)	$k_5 = 0,8 \div 1,0$
	Капельная	$k_5 = 1,2$
	Периодическая	$k_5 = 1,5$
Коэффициент k_6 , учитывающий режим работы	Односменная работа	$k_6 = 1$
	Двухсменная работа	$k_6 = 1,25$
	Трёхсменная работа	$k_6 = 1,5$

Допускаемое давление в шарнирах $[p]$ для цепей типа ПР нормальной точности при расчетной долговечности 10000 часов по нормам DIN 8195 определяется по таблице 2.

Таблица 2

Допускаемое давление в шарнирах $[p]$

v цепи, м/с	0,1	0,4	1,0	2,0	4,0	6,0	8,0	10
$[p]$, МПа	32	28	25	21	17	14	12	10

При расчете шага цепи t в первом приближении берется среднее значение допускаемого давления $[p] \approx 20$ МПа. Полученное значение t округляют до ближайшего большего стандартного значения по таблице 1 приложения.

2.2.4 Скорость цепи v рассчитывается по формуле:

$$v = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$$

Скорость цепи v для приводов общего назначения нормальной точности не должна превышать 10 м/сек, так как, с увеличением скорости цепи возрастают динамические нагрузки (примерно пропорционально квадрату скорости) и ускоряется износ шарниров (примерно пропорционально кубу скорости). В случае, когда скорость цепи будет больше 10 м/сек, ее можно уменьшить, применив многорядные цепи с меньшим шагом.

После этого уточняется допускаемое давление $[p]$, рассчитывается шаг цепи t во втором приближении и, при необходимости, скорость цепи v . Если нужно, повторяют расчет в третьем приближении.

Проверяется расчетное давление в шарнирах:

$$p = 2,8^3 \frac{T_1 \cdot K_2}{z_1 \cdot t^3} \leq [p].$$

2.2.5 Межосевое расстояние a должно быть в пределах:

$$a_{\min} = 0,6 \cdot (D_{e1} + D_{e2}) + 30 \div 50 \text{ мм};$$

$$a_{\max} = 80 \cdot t,$$

где D_{e1} и D_{e2} - наружный диаметр ведущей и ведомой звездочек (см. «Проектирование звездочек цепной передачи»).

Оптимальное межосевое расстояние $a = (30 \div 50) \cdot t$.

Окончательное межосевое расстояние выбирают исходя из главного критерия – получения минимальных габаритов привода. Для этого делают прорисовку привода в масштабе.

2.2.6 Длина цепи, выраженная в ее шагах:

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

Полученную длину цепи L_t округляют до целого значения, при этом желательно, чтобы число звеньев цепи было четным, чтобы избежать применения переходного звена.

Далее уточняется межосевое расстояние a :

$$a = \frac{t}{4} \left(L_t - \frac{z_2 + z_1}{2} + \sqrt{\left(L_t - \frac{z_2 + z_1}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right).$$

Для обеспечения свободного провисания цепи следует предусмотреть уменьшение межцентрового расстояния a на 0,4%.

2.2.7 Проверка по числу ударов цепи w в секунду при набегании ее на зубья звездочек и сбегании с них:

$$w = \frac{4z_1 n_1}{60L_t} \leq [w].$$

Допускаемое значение числа ударов $[w] \leq \frac{508}{t} \text{ сек}^{-1}$.

2.2.8 Коэффициент запаса прочности цепи $s = \frac{F_e}{F_t + F_u + F_f} \geq [s]$,

где F_e – разрушающая нагрузка цепи (табл. 1 приложения);

$F_t = \frac{2T_1}{d_{o1}}$ – окружное усилие (значение d_{o1} – см. «Проектирование звездочек цепной передачи»);

$F_u = mv^2$ – нагрузка от центробежных сил (m – масса 1 м цепи, кг; v – скорость цепи, м/сек);

$F_f = 9,81 \cdot k_f \cdot m \cdot 10^{-3}$ – сила провисания цепи ($k_f = 1$ – при вертикальном расположении передачи, $k_f = 6$ – при горизонтальном расположении).

Значение нормативного коэффициента запаса прочности $[s]$ для приводных цепей ПР берется из таблицы 3.

Таблица 3

Нормативный коэффициент запаса прочности $[s]$ для приводных цепей ПР

Шаг цепи	Частота вращения n_1 ведущей звездочки, об/мин									
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000	1250
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10,0	10,6
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8	11,6
19,05	7,2	7,5	8,0	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7	12,7
25,4	7,3	7,6	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12,0	13,3	14,5
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	11,8	13,4	15,0	–
38,1	7,5	8,0	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	14,0	–	–
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	–	–	–	–
50,8	7,6	8,3	9,5	10,8	12,0	–	–	–	–	–

3 Проектирование звездочек цепной передачи

3.1 Размеры венца звездочек для роликовых и втулочных цепей

Размеры зубчатых венцов звездочек (по ГОСТ 591-69) для роликовых и втулочных цепей представлены на рис. 7 и 8.

Примечание: нижеприведенные размеры необходимы для выпуска чертежей звездочек цепной передачи. Для выполнения сборочного чертежа привода достаточно произвести расчет делительного диаметра d_o , диаметра окружности выступов D_e и размеров, представленных на рис. 8.

Исходные данные: шаг цепи t , число зубьев звездочки z , диаметр элемента зацепления d_1 (по таблице 1 приложения)

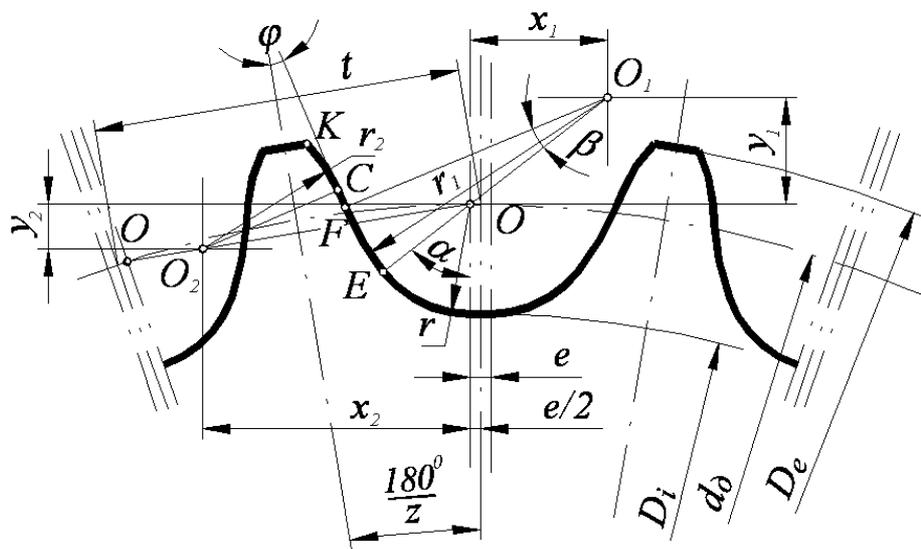


Рис. 7. Профиль зубьев со смещением центров дуг впадин

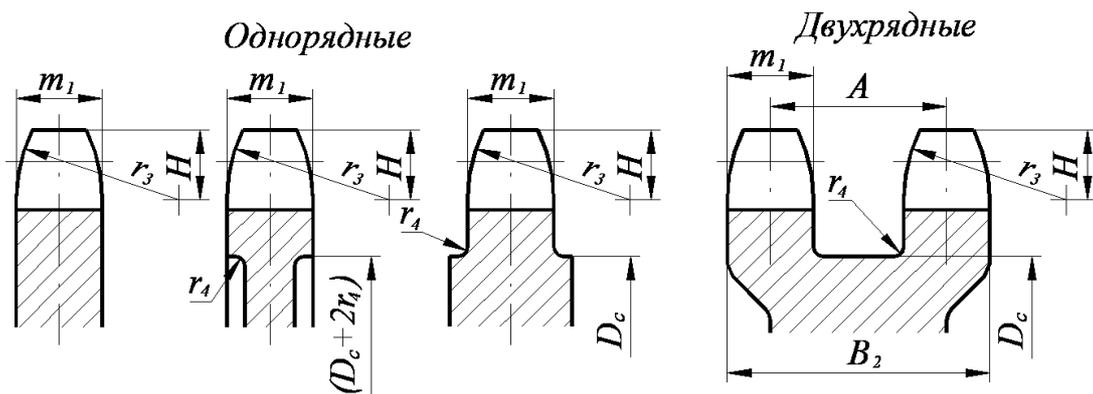


Рис. 8. Зубья и венец звездочки в поперечном сечении

$$\text{Делительный диаметр } d_o = \frac{t}{\sin(180^\circ / z)}.$$

$$\text{Диаметр окружности выступов } D_e = t \cdot (0,532 + \text{ctg}(180^\circ / z)).$$

$$\text{Радиус впадин } r = 0,5025 \cdot d_1 + 0,05 \text{ мм}.$$

Диаметр окружности впадин $D_i = d_o - 2r$.

Радиус сопряжения $r_1 = 0,8 \cdot d_1 + r = 1,3025 \cdot d_1 + 0,05 \text{ мм}$.

Радиус головки зуба $r_2 = d_1 \cdot (1,24 \cos \varphi + 0,8 \cos \beta - 1,3025) - 0,05 \text{ мм}$.

Половина угла впадины $\alpha = 55^\circ - \frac{60^\circ}{z}$.

Угол сопряжения $\beta = 18^\circ - \frac{56^\circ}{z}$.

Половина угла зуба $\varphi = 17^\circ - \frac{64^\circ}{z} = 90^\circ - \frac{180^\circ}{z} - (\alpha + \beta)$.

Смещение центров дуг впадин $e = 0,03 \cdot t$.

Примечание: Если звездочка цепной передачи выполняется без смещения центров дуг впадин, то $e = 0$.

Прямой участок профиля $FC = d_1 \cdot (1,24 \sin \varphi - 0,8 \sin \beta)$.

Расстояние от центра дуги впадины до центра дуги выступа зуба $OO_2 = 1,24 \cdot d_1$.

Координаты точки O_1 : $x_1 = 0,8 \cdot d_1 \sin \alpha$; $y_1 = 0,8 \cdot d_1 \cos \alpha$.

Координаты точки O_2 : $x_2 = 1,24 \cdot d_1 \cos \frac{180^\circ}{z}$; $y_2 = 1,24 \cdot d_1 \sin \frac{180^\circ}{z}$.

Радиус закругления зуба наименьший $r_3 = 1,7 \cdot d_1$.

Расстояние от вершины зуба до линии центра дуг закругления $H = 0,8 \cdot d_1$.

Диаметр проточки $D_c \leq t \cdot \text{ctg}(180^\circ/z) - 1,3h$.

Радиус закругления $r_4 = 1,6 \text{ мм}$ при шаге цепи t до 35 мм;

$r_4 = 2,5 \text{ мм}$ при шаге цепи t свыше 35 мм.

Ширина зуба для однорядной цепи $m_1 = 0,93 \cdot B_{\text{вн}} - 0,15 \text{ мм}$.

Ширина зуба для двух- и трехрядной цепи $m_1 = 0,9 \cdot B_{\text{вн}} - 0,15 \text{ мм}$.

Ширина венца для двух- и трехрядной цепи $B_2 = (n-1) \cdot A + m_1$.

Диаметр окружности выступов D_e вычисляют с точностью до 0,1 мм; остальные линейные размеры – до 0,01 мм, а угловые – до 1'.

3.2 Конструкция ступицы и диска звездочек цепных передач

Конструкция ступицы и диска звездочек цепных передач представлены на рис. 9.

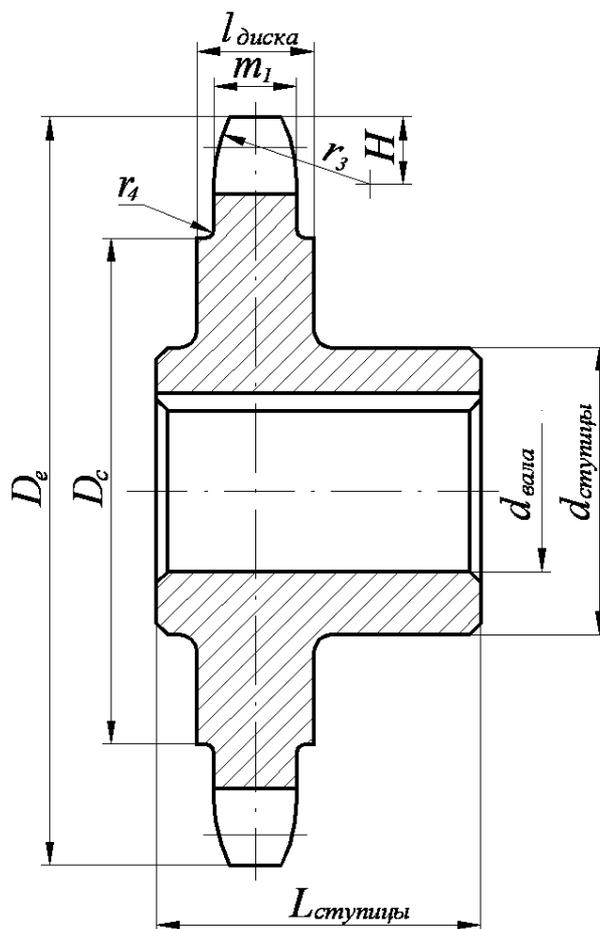


Рис. 9. Конструкция звездочки цепной передачи.

Значение диаметра вала берется из конструкции механизмов, которые соединяются цепной передачей.

Диаметр ступицы обычно берут:

$$d_{ступицы} = 1,65 \cdot d_{вала} \quad \text{— для ступиц из чугуна;}$$

$$d_{ступицы} = 1,55 \cdot d_{вала} \quad \text{— для стальных ступиц.}$$

Длина ступицы ориентировочно равна $L_{ступицы} = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_{вала}$, окончательно ее принимают с учетом результатов расчета шпоночного или шлицевого соединения.

У звездочек больших диаметров диск имеет увеличенную толщину для увеличения жесткости. Ширина диска $l_{диска} \geq m_1 + 2 \cdot r_4$. Звездочки небольших диаметров в этом не нуждаются. У них ширина диска $l_{диска} = m_1$.

Вычисленные значения D_c , $d_{ступицы}$, $L_{ступицы}$ и $l_{диска}$ округляются до значения из ряда стандартных чисел (D_c – в меньшую сторону, остальные – в большую).

Предельные отклонения и допуски на некоторые размеры звездочек приведены в таблице 2 приложения.

3.3 Материалы звездочек цепных передач

Основные материалы для звездочек цепных передач – среднеуглеродистые и легированные стали 45, 40Х, 50Г2, 35ХГСА, 40ХН с поверхностной или общей закалкой до твердости 45...55 HRC, или цементируемые стали 15, 20Х, 12ХН3А с цементацией на 1...1,5 мм и закалкой до 55...60 HRC.

При необходимости бесшумной и плавной работы передач $P \leq 5$ кВт и $v \leq 8$ м/с можно изготавливать венцы звездочек из пластмасс – текстолита, полиформальдегида, полиамидов, что приводит к снижению шума и к повышению долговечности цепей (в связи со снижением динамических нагрузок).

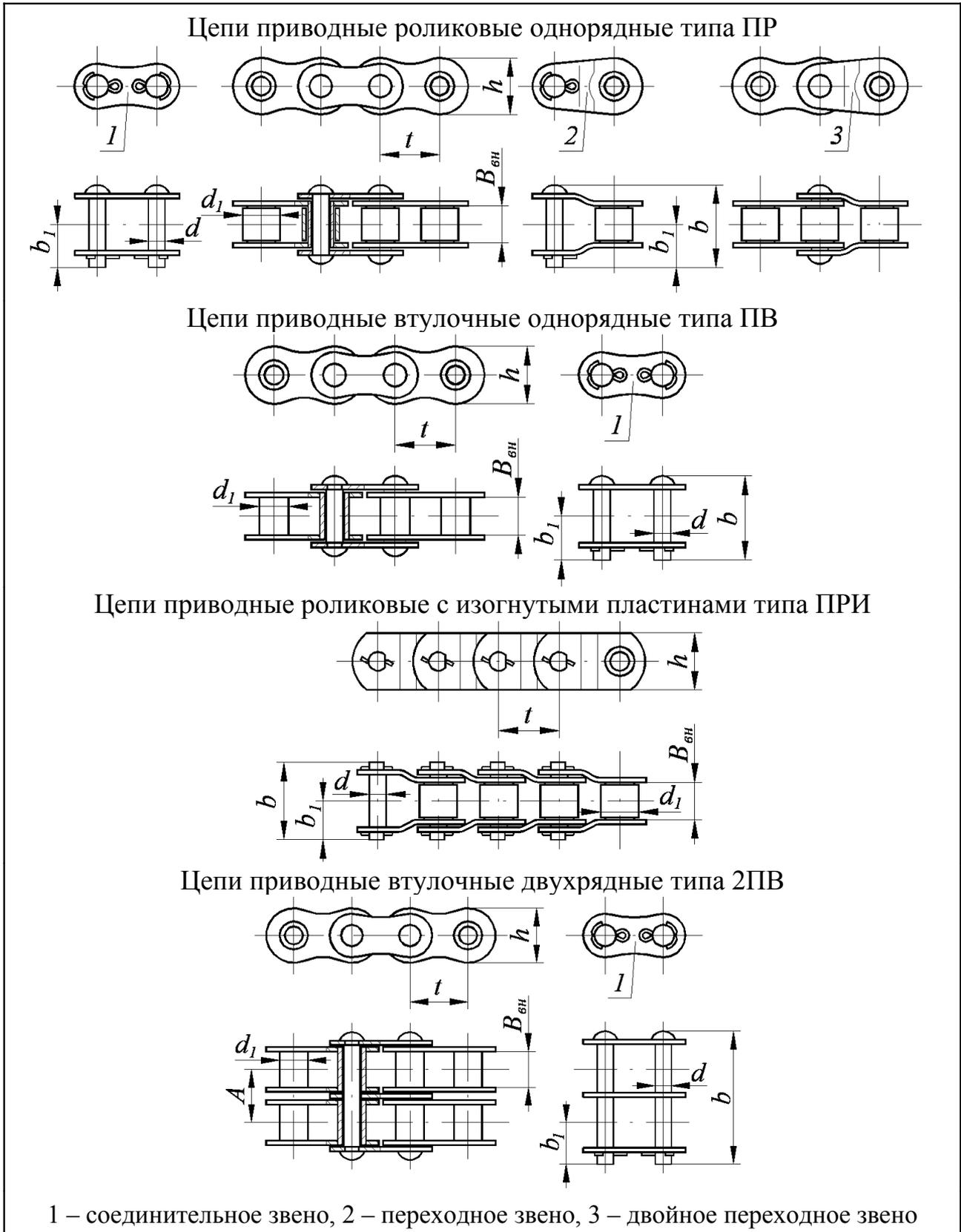
Звездочки тихоходных передач (до 2 м/с) с большим числом зубьев и шаге до 25,4 мм при отсутствии ударных нагрузок допускается изготавливать из чугуна не ниже марки СЧ 18-36 с последующей термической обработкой (твердость венца *НВ* 363...429). В неблагоприятных условиях, с точки зрения износа, например, сельскохозяйственных машинах, применяют антифрикционный и высокопрочный чугун с закалкой.

Приложения

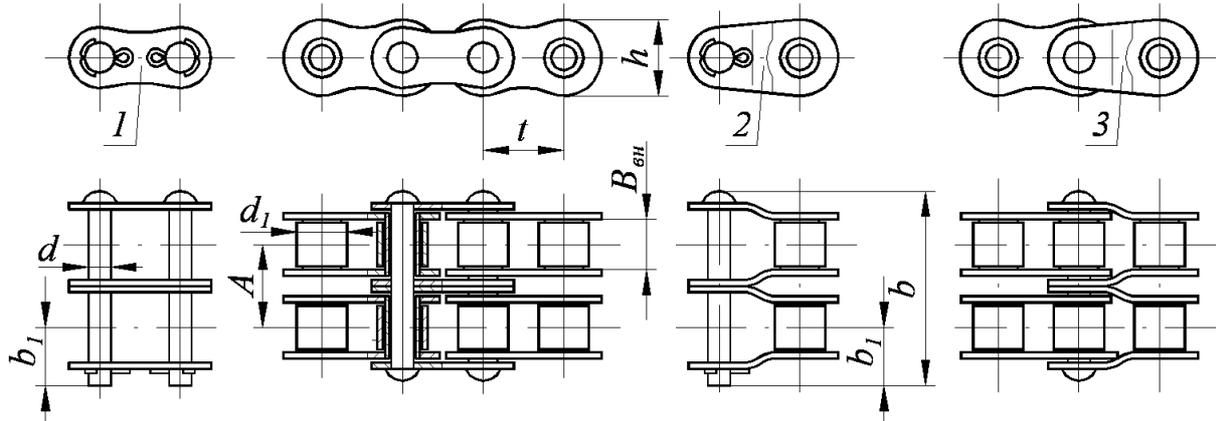
(размеры в мм)

Таблица 1

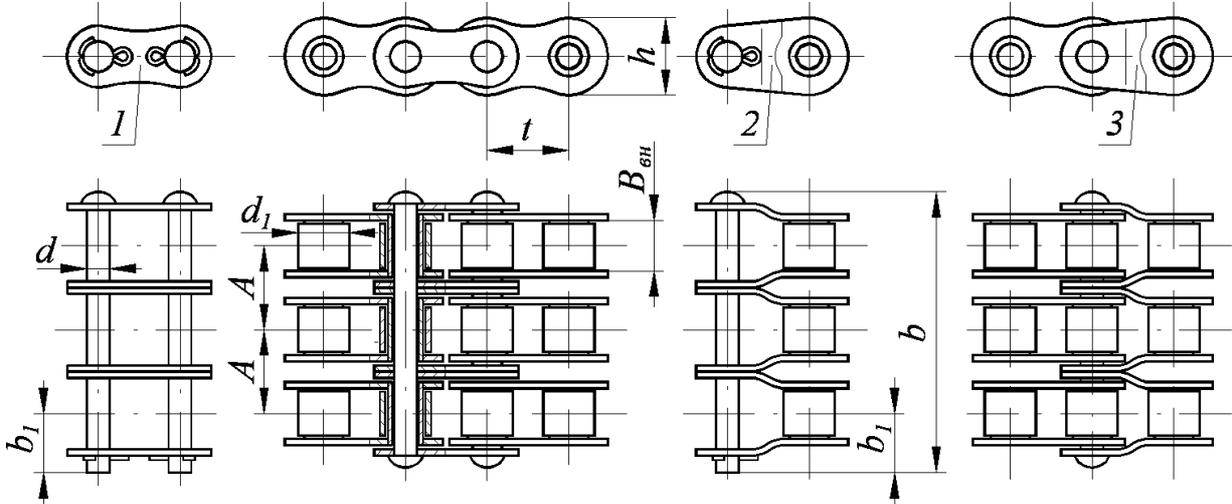
Цепи приводные роликовые и втулочные (по ГОСТ 13568-97)



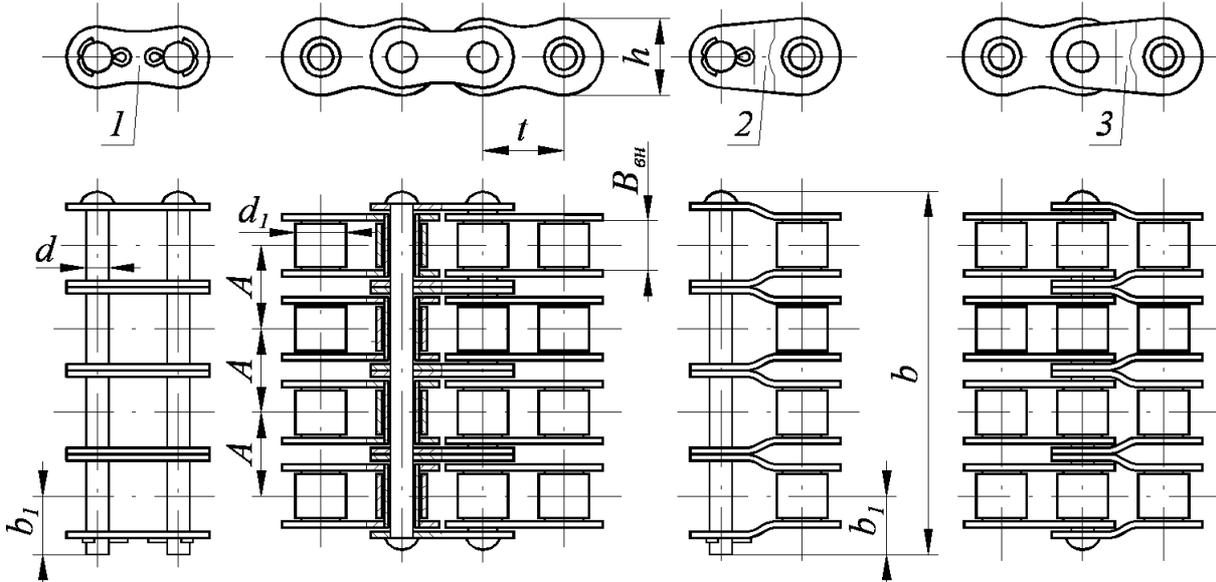
Цепи приводные роликовые двухрядные типа 2ПР



Цепи приводные роликовые трехрядные типа 3ПР



Цепи приводные роликовые четырехрядные типа 4ПР



Продолжение таблицы 1

Обозначение цепи	t	$V_{\text{вн}}$, не менее	d	d_1	A	h	b	b_1	Разрушающая не менее нагрузка, кН,	Масса 1 м цепи, кг
						не более				
Цепи приводные роликовые однорядные типа ПР										
ПР-8-4,6	8,0	3,0	2,31	5,00	–	7,5	12	7	4,6	0,20
ПР-9,525-9,1	9,525	5,72	3,28	6,35	–	8,5	17	10	8,93	0,45
ПР-12,7-10-1	12,7	2,4	3,66	7,75	–	10,0	10,5	6,3	10,0	0,3
ПР-12,7-9	12,7	3,3	3,66	7,75	–	10,0	12	7	8,83	0,35
ПР-12,7-18,2-1	12,7	5,4	4,45	8,51	–	11,8	19	10	18,2	0,65
ПР-12,7-18,2	12,7	7,75	4,45	8,51	–	11,8	21	11	18,2	0,75
ПР-15,875-23-1	15,875	6,48	5,08	10,16	–	14,8	20	11	23	0,8
ПР-15,875-23	15,875	9,65	5,08	10,16	–	14,8	24	13	23	1,0
ПР-19,05-31,8	19,05	12,7	5,96	11,91	–	18,2	33	18	31,8	1,9
ПР-25,4-60	25,4	15,88	7,95	15,88	–	24,2	39	22	60	2,6
ПР-31,75-89	31,75	19,05	9,55	19,05	–	30,2	46	24	89	3,8
ПР-38,1-127	38,1	25,4	11,12	22,23	–	36,2	58	30	127	5,5
ПР-44,45-172,4	44,45	25,4	12,72	25,40	–	42,4	62	34	172,4	7,5
ПР-50,8-227	50,8	31,75	14,29	28,58	–	48,3	72	38	227	9,7
ПР-63,5-354	63,5	38,1	19,84	39,68	–	60,4	89	48	354	16,0
Цепи приводные втулочные однорядные типа ПВ										
ПВ-9,525-11,5	9,525	7,60	3,59	5,0	–	8,8	18,5	10	11,5	0,5
ПВ-9,525-13,0	9,525	9,52	4,45	6,0	–	9,85	21,2	12	13,0	0,65
Цепи приводные роликовые с изогнутыми пластинами типа ПРИ										
ПРИ-78,1-360	78,1	38,1	17,15	33,3	–	45,5	102	51	360	14,5
ПРИ-78,1-400	78,1	38,1	19,0	40,0	–	56,0	102	51	400	19,8
ПРИ-103,2-650	103,2	49,0	24,0	46,0	–	60,0	135	73	650	28,8
ПРИ-140-1200	140	80,0	36,0	65,0	–	90,0	182	94	1200	63,0
Цепи приводные втулочные двухрядные типа 2ПВ										
2ПВ-9,525-20	9,525	5,2	4,45	6,0	10,75	9,85	27,5	8,5	20	1,0

Продолжение таблицы 1

Обозначение цепи	t	$B_{\text{вн}}$, не менее	d	d_1	A	h	b	b_1	Разрушающая нагрузка, кН, не менее	Масса 1 м цепи, кг
						не более				
Цепи приводные роликовые двухрядные типа 2ПР										
2ПР-12,7-31,8	12,7	7,75	4,45	8,51	13,92	11,8	35	11	31,8	1,4
2ПР-15,875-45,4	15,875	9,65	5,08	10,16	16,59	14,8	41	13	44,5	1,9
2ПР-19,05-64	19,05	12,7	5,96	11,91	25,50	18,2	54	18	64	3,5
2ПР-25,4-114	25,4	15,88	7,95	15,88	29,29	24,2	68	22	114	5,0
2ПР-31,75-177	31,75	19,05	9,55	19,05	35,76	30,2	82	24	177	7,3
2ПР-38,1-254	38,1	25,4	11,12	22,23	45,44	36,2	104	30	254	11,0
2ПР-44,45-344	44,45	25,4	12,72	25,40	48,87	42,4	110	34	344,8	14,4
2ПР-50,8-453,6	50,8	31,75	14,29	28,58	58,55	48,3	130	38	453,6	19,1
Цепи приводные роликовые трехрядные типа 3ПР										
3ПР-12,7-45,4	12,7	7,75	4,45	8,51	13,92	11,8	50	11	45,4	2,0
3ПР-15,875-68,1	15,875	9,65	5,08	10,16	16,59	14,8	57	13	68,1	2,8
3ПР-19,05-96	19,05	12,7	5,96	11,91	22,78	18,1	76,2	17,75	96	4,3
3ПР-25,4-171	25,4	15,88	7,92	15,88	29,29	24,2	98	22	171	7,5
3ПР-31,75-265,5	31,75	19,05	9,53	19,05	35,76	30,2	120	24	265,5	11,0
3ПР-38,1-381	38,1	25,4	11,10	22,23	45,44	36,2	150	30	381	16,5
3ПР-44,45-517,2	44,45	25,4	12,70	25,40	48,87	42,4	160	34	517,2	21,7
3ПР-50,8-680,4	50,8	31,75	14,27	28,58	58,55	48,3	190	38	680,4	28,3
Цепи приводные роликовые четырехрядные типа 4ПР										
4ПР-19,05-128	19,05	12,7	5,94	11,91	22,78	18,1	101,9	17,75	128	5,75
4ПР-25,4-228	25,4	15,88	7,92	15,88	29,29	24,2	129,9	22	228	10,9
4ПР-31,75-355	31,75	19,05	9,53	19,05	35,76	30,2	157,5	24	355	14,7
4ПР-38,1-508	38,1	25,4	11,10	22,23	45,44	36,2	197,1	30	508	22,0
4ПР-50,8-900	50,8	31,75	14,27	28,58	58,55	48,3	253,3	38	900	38,0

Примечание: Примеры условных обозначений: Цепь приводная роликовая однорядная с шагом 19,05 мм и разрушающей нагрузкой 31,8 кН:

Цепь ПР-19,05-31,8 ГОСТ 13568-97

Соединительное звено приводной роликовой однорядной цепи с шагом 25,4 мм и разрушающей нагрузкой 60 кН:

Звено С-ПР-25,4-60 ГОСТ 13568-97

Переходное звено приводной роликовой однорядной цепи с шагом 25,4 мм и разрушающей нагрузкой 60 кН:

Звено П-ПР-25,4-60 ГОСТ 13568-97

Таблица 2

Предельные отклонения и допуски на размеры звездочек

Параметры		Отклонения, мкм, при диаметре звездочки, мм					
		До 120	Св. 120 до 260	Св. 260 до 500	Св. 500 до 800	Св. 800 до 1250	Св. 1250
Разность шагов Δt (одной звездочки) при шаге t , мм	Группа точности <i>A</i>						
	До 20	25	32	40	50	60	–
	Св.20 до 35	32	40	50	60	80	–
	Св.35 до 55	40	50	60	80	100	120
	Св.55	–	60	80	100	120	160
	Группа точности <i>B</i>						
	До 20	60	80	100	120	160	–
	Св.20 до 35	80	100	120	160	200	–
	Св.35 до 55	100	120	160	200	250	320
	Св.55	–	160	200	250	320	400
	Группа точности <i>C</i>						
	До 20	160	200	250	320	400	–
	Св.20 до 35	200	250	320	400	500	–
	Св.35 до 55	250	320	400	500	630	800
	Св.55	–	400	500	630	800	1000
	Радиальное биение окружности впадин и осевое биение зубчатого венца		Группа точности <i>A</i>				
80			100	120	160	200	250
Группа точности <i>B</i>							
200			250	320	400	500	630
		Группа точности <i>C</i>					
		500	600	800	1000	1250	1600
Параметры		Допуски на размеры при группе точности					
		<i>A</i>		<i>B</i>		<i>C</i>	
Диаметр окружности выступов D_e		$h11$		$h12$		$h14$	
Диаметр окружности впадин D_i и наибольшая хорда L_x		$h10$		$h11$		$h12$	
Диаметр впадин зуба $2r$		$h10$		$h11$		$h12$	
Ширина зуба m_1 , ширина венца B_2		$h11$		$h12$		$h14$	

Список литературы

1. ГОСТ 591-69. Звездочки к приводным роликовым и втулочным цепям. Методы расчета и построения профиля зуба и инструмента. Допуски. М.: Изд-во стандартов, 1987.
2. ГОСТ 13568-97. Цепи приводные роликовые и втулочные. Общие технические условия. М.: Изд-во стандартов, 2000.
3. Иванов М.Н. Детали машин – М.: Высшая школа, 1991 – 383 с.
4. Иосилевич Г.Б. Детали машин – М.: Машиностроение, 1988 – 368 с.
5. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. Детали машин. Проектирование – Минск.: УП «Технопринт», 2002 – 290 с.
6. Решетов Д.Н. Детали машин – М.: Машиностроение, 1989 – 496 с.
7. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. Учебное пособие – Калининград: Янтарный сказ, 2004 – 454 с.

Бабкин Александр Иванович
Проектирование цепных передач

Учебно-методическое пособие для курсового
проектирования

Компьютерный набор и верстка автора
Подготовка к печати О.А. Мартиросян

Сдано в производство 19.10.2006. Подписано в печать 25.10.2006.

Уч. изд. л. 0,661. Формат 84×108¹/₁₆. Усл.- печ. л. 1,56.
Изд. № 1138. Заказ № 1115.

Редакционно-издательский отдел Севмашвуза
164500, г. Северодвинск, ул. Воронина, 6.

