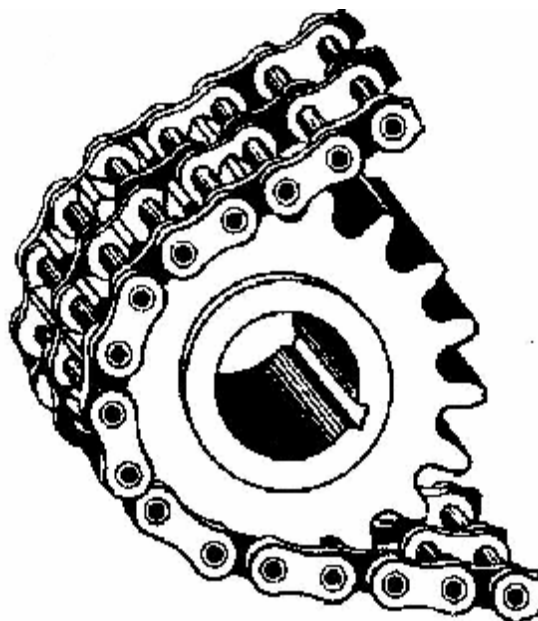


# РАСЧЁТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ



Хабаровск 2005

*Федеральное агентство по образованию  
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования  
«Тихоокеанский государственный университет»*

**РАСЧЁТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ  
ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ**

Методические указания к курсовому проектированию  
по деталям машин для студентов специальностей  
101200, 110400, 120100, 120200, 120900, 150200, 170400,  
230100, 240100, 240400, 240500, 260100, 260200.

*Хабаровск  
Издательство ТОГУ  
2005*



## ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Цепные передачи относят к передачам зацеплением с гибкой связью. Передача состоит из ведущей 1 и ведомой 2 звездочек (рис 1), установленных на параллельных валах, цепи 3 (гибкой связи), охватывающей звёздочки и зацепляющейся за их зубья, и натяжного устройства 4.

Передача, состоящая из двух звёздочек, называется двухзвёздной (рис. 1а), при нескольких ведомых звёздочках – многозвёздной (рис. 1б).

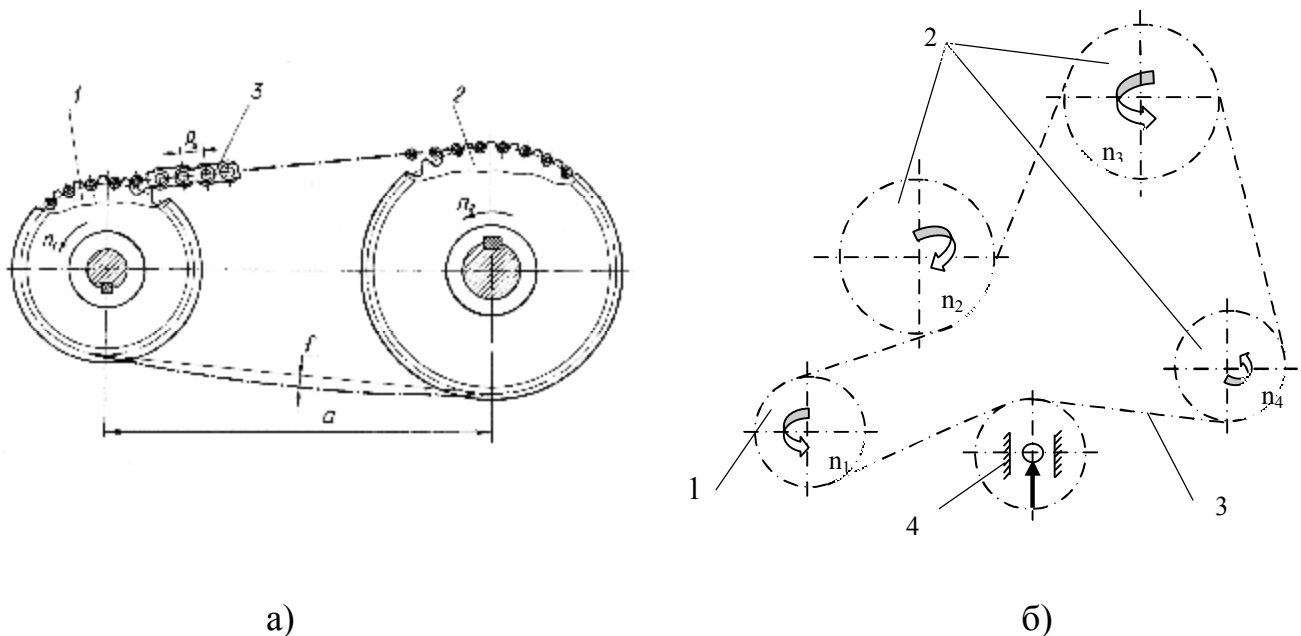


Рис.1 Схемы цепных передач

В зависимости от конструктивного исполнения передачи подразделяют на закрытые и открытые. Закрытые передачи имеют сварной или литой пыленепроницаемый корпус с поддоном для смазочного масла. В большинстве случаев (более 80%) цепные передачи выполняют открытыми, а смазывание цепи осуществляется периодически.

Достоинством цепных передач являются:

- возможность применения в широком диапазоне межосевых расстояний;
- постоянство среднего передаточного отношения;
- меньшие, чем у ременных передач, габариты;
- меньше, чем у ременных передач, нагрузка на валы и опоры, т. к., вследствие зацепления цепи со звездочками, отпадает необходимость в большом предварительном натяжении цепи;
- относительно высокий КПД;
- возможность передачи движения одним цепным контуром нескольким валам, в т.ч. с противоположным направлением вращения (рис. 1б).

К недостаткам цепных передач следует отнести:

- неизбежный износ шарниров цепи, приводящий к её удлинению, провисанию и возможному проскакиванию по звёздочкам, что требует применения натяжного устройства;
- наличие шума в скоростных передачах, возникающего из-за соударения звеньев цепи о зубья звёздочек при входе в зацепление;
- некоторая неравномерность движения цепи, особенно при малых числах зубьев звёздочек и большом шаге цепи;
- необходимость более тщательного монтажа и технического ухода, чем для ременных передач.

Передачи применяют в транспортном, сельскохозяйственном и химическом машиностроении, в подъемно – транспортных устройствах и нефтебуровом оборудовании. Наибольшее распространение получили цепные передачи мощностью до 100 кВт и окружных скоростях до 15 м/с. Известны цепные передачи, передающие мощность до 5000 кВт и работающие при скорости до 35 м/с, однако стоимость таких передач выше, чем зубчатых.

Основным элементом цепной передачи, определяющим её надежность, является приводная цепь\*. Цепи приводные стандартизованы, их выпуск осуществляется на специализированных заводах и предприятиях.

Существуют следующие виды приводных цепей: роликовые, втулочные, и зубчатые\*\*. По ГОСТ 13568-97 изготавливают приводные роликовые и втулочные цепи следующих типов: ПР – приводные роликовые однорядные (рис. 2а); 2ПР – роликовые двухрядные (рис 2б); 3ПР – роликовые трехрядные; 4ПР – роликовые четырехрядные; ПВ – втулочные однорядные; 2ПВ - втулочные двухрядные и ПРИ – роликовые с изогнутыми пластинами (табл. П.1...П.7 приложения).

Главными характеристиками цепи являются шаг  $p_{ц}$  (мм) и разрушающая нагрузка  $Q$  (кН), которые указывают в условном обозначении цепей (см. окончание 7 приложения). Шаги цепей (мм) связаны с дюймовой системой измерения длины. Например, шаг  $p_{ц} = 9,525 \text{ мм} = 3/8''$ , или  $p_{ц} = 12,7 \text{ мм} = 1/2''$ , где  $1'' \approx 25,4 \text{ мм}$ .

Роликовые (втулично – роликовые) цепи состоят (рис.2) из чередующихся внутренних I и наружных II звеньев, шарнирно соединенных между собой. Внутреннее звено составлено из двух пластин 1 в отверстия, которых запрессованы две втулки 2. Перед сборкой звена на втулки свободно надевают ролики 3. Ролик в момент входа в зацепление цепи со звёздочкой перекачивается по зубу и уменьшает его износ, а также выравнивает давление по длине втулки.

Две пластины наружного звена напрессованы на оси (валики) 4, пропущенные через втулки. После напрессовки пластин концы осей, как

\* Существуют также тяговые цепи, применяемые в транспортёрах, подъёмниках, эскалаторах и др.

\*\* Зубчатые цепи (ГОСТ 13552-81), применяемые при повышенных скоростях до 25...35 м/с, в данном методическом пособии не рассматриваются; см. [1], [2],[4].

правило, расклепывают, и звенья цепи становятся неразъёмными. Цепь может иметь по длине чётное или нечётное число звеньев и концы отрезка цепи необходимо соединить в замкнутый контур. При чётном числе звеньев цепь соединяют с помощью соединительного звена III (рис.2), состоящего из двух осей, запрессованных одним концом в наружную пластину, и соединительной пластины 5, устанавливаемой после замыкания цепи на противоположном конце осей и фиксируемой от выпадения шплинтами или штифтами.

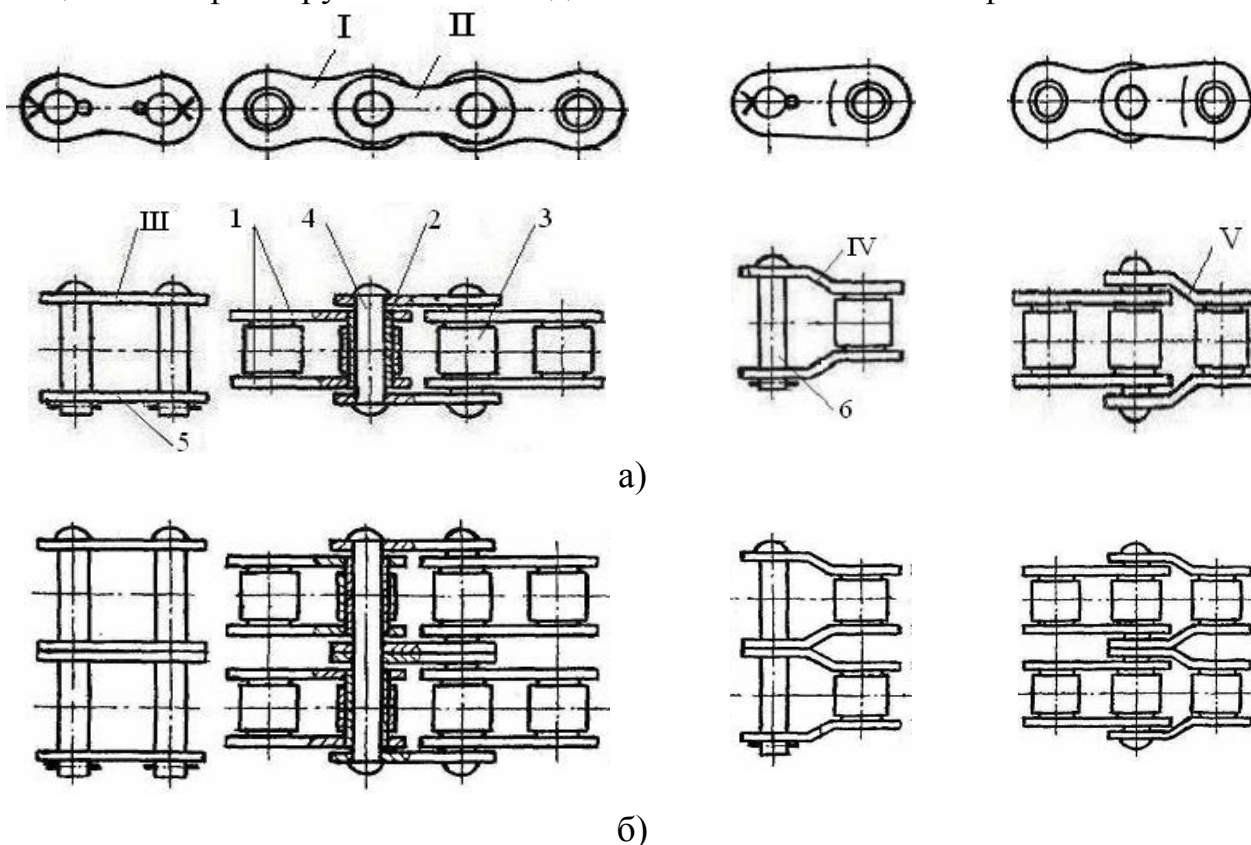


Рис.2 Приводные роликовые однорядная (а) и двухрядная (б) цепи.

Для соединения цепи с нечётным числом звеньев служит переходное звено IV, имеющее две изогнутые пластины, запрессованные на втулку, и съёмную ось 6, устанавливаемую в отверстие переходных пластин и фиксируемую шплинтом. Разрушающая нагрузка переходных звеньев меньше обычных на 20%, поэтому стремятся использовать цепи с чётным числом звеньев.

Двойное переходное звено V, состоящее из соединительного и переходного звеньев подвижно соединённых между собой, применяют для соединения концов цепи двумя соединительными звеньями. Разрушающая нагрузка соединительных III и двойных переходных V звеньев соответствует разрушающей нагрузке цепей на разрыв.

Цепи двухрядные и, реже, трёх- и четырёх- рядные применяют при больших нагрузках и скоростях. Они собираются из тех же деталей, что и однорядные цепи, но имеют более длинные оси. Передаваемые и разрушающие нагрузки почти пропорциональны числу рядов. Увеличение числа рядов позволяет перейти к цепям более мелкого шага и, соответственно, уменьшить



диаметры звёздочек и снизить динамические нагрузки. Однако, применение трёх- и четырёхрядных цепей возможно лишь при обильной смазке в закрытом корпусе, более тщательном монтаже и более высокой точности изготовления звёздочек. Все роликовые цепи типа ПР применяют при скорости до 10...15 м/с.

Втулочные цепи ПВ и 2ПВ (табл. П.2 и П. 4) выпускаются только с одним шагом ( $p_u = 9,525$  мм) и отличаются от роликовых цепей отсутствием роликов. В сравнении с роликовой цепью с таким же шагом втулочные цепи имеют несколько большие габариты и массу, а также увеличенную площадь опорной поверхности шарниров. Применяют, в основном, в мотоциклах и автомобилях.

Роликовые цепи с изогнутыми пластинами ПРИ набирают из одинаковых звеньев, подобных переходным звеньям вышеприведенных цепей (табл. П.3). Изогнутые пластины при действии продольной нагрузки работают на изгиб и, поэтому, обладают повышенной упругостью. Применяют при больших динамических нагрузках, ударах и частых реверсах и скорости цепи до 5 м/с.

Детали приводных цепей должны быть износостойкими и прочными. Пластины цепей выполняют из среднеуглеродистых и легированных сталей (50, 40X, 40XH и др.) с закалкой до твердости не менее 32HRC<sub>3</sub>, оси и втулки – из сталей цементируемых марок (15, 20, 20X, 12XH3A и др.) с твердостью не ниже 48HRC<sub>3</sub>, ролики – не ниже 43,5HRC<sub>3</sub>.

При проектировании цепной передачи возникают вопросы по её расположению, регулировке натяжения и смазыванию цепи.

Расположение цепной передачи. Цепь со звёздочками располагается в вертикальной плоскости, при этом взаимное положение звёздочек может быть произвольным. Наиболее благоприятным является горизонтальное или наклонное положение центров звёздочек под углом до 45° к горизонту. При таком положении звёздочек сила тяжести провисающей цепи создает достаточное её натяжение. Вертикальное расположение звёздочек по возможности следует избегать ввиду отсутствия самонатяжения и необходимости более тщательного и частого регулирования натяжения цепи.

Ведущей может быть как верхняя, так и нижняя ветви цепи. В горизонтальных передачах с большим межосевым расстоянием ( $a > 60 p_u$ ) и малыми числами зубьев звёздочек возможно соприкосновение провисающей верхней ветви с нижней ведущей. В передачах с малым межосевым расстоянием ( $a < 30 p_u$ ) и передаточных числах  $u < 2$  или передачах, близких к вертикальным, возможен захват дополнительных зубьев звёздочек провисающей верхней ведомой ветвью. Поэтому для вышеуказанных передач ведущей ветвью должна быть только верхняя.

Натяжение цепей. Цепь при зацеплении со звёздочками должна иметь некоторое натяжение. В горизонтальных и наклонных передачах зацепление обеспечивается начальным натяжением от силы тяжести (собственного веса) цепи. Оптимальное натяжение устанавливают по стреле провисания  $f$  (рис. 1а):

- для передач с углом наклона до 45° к горизонту  $f \approx 0,02a$ ;

– для передач с большим углом и, близких к вертикальным,  $f \approx (0,01 \dots 0,015) a$ .

При работе передачи, вследствие неизбежного износа шарниров, цепь удлиняется, стрела провисания увеличивается, при большом провисании происходит захлестывание и пробуксовка цепи с последующим её сходом со звёздочек.

Поэтому для сохранения предварительного натяжения и провисания цепи в процессе эксплуатации, необходимо периодически проводить регулировку или поднастройку натяжения. Она осуществляется либо перемещением вала одной из звёздочек, либо с помощью устройств, имеющих натяжные (рис. 1б) или оттяжные звёздочки или гладкие ролики [1], [3].

Натяжные звёздочки и ролики обычно устанавливают на ведомой ветви цепи в месте её наибольшего провисания, причём ролики имеют преимущественное применение в передачах вертикальных или, близких к ним. Число зубьев регулирующей звёздочки рекомендуется принимать не менее числа зубьев малой (ведущей) звёздочки передачи.

Натяжные устройства любой конструкции должны, по возможности, компенсировать удлинение цепи в пределах двух звеньев с последующим их удалением в случае большего удлинения цепи.

Существуют передачи и без применения натяжных устройств. Необходимое начальное провисание ветвей цепи этих передач обеспечивают при их монтаже уменьшением межосевого расстояния на величину  $(0,002 \dots 0,004) a$ . В дальнейшем, при эксплуатации передачи, необходимое провисание обеспечивают удалением одного или нескольких звеньев цепи по мере износа её шарниров.

Следует отметить, что натяжением цепей регулируемых и нерегулируемых передач не компенсируется увеличение шага, возникающего из-за износа шарниров.

Со временем шаг увеличивается настолько, что цепь теряет способность к правильному зацеплению со звёздочками и соскакивает с них. Увеличение среднего шага цепи по условию её зацепления со звёздочками допускается до трех процентов. Ресурс роликовых цепей в этом случае при оптимальных условиях эксплуатации составляет около 10 тыс. часов, и зависит, в первую очередь, от эффективности смазывания цепи.

Смазывание цепей. Существуют два способа смазывания: периодическое и непрерывное. Выбор способа смазывания зависит от скорости цепи (табл. 1.4).

Периодическое смазывание осуществляют следующими способами:

- смазыванием кистью или ручной маслёнкой через каждые 6...8 часов работы;
- внутришарнирным смазыванием, когда снятая и очищенная от загрязнения цепь погружается в нагретую до разжижения пластичную смазку (литол, солидол, ЦИАТИМ-205 и др.);



– капельным способом, при котором подача жидкого масла (до 15 капель в минуту) производится с помощью маслёнок – капельниц или лубрикаторов в зазоры между внутренними и наружными пластинами ненагруженной ветви цепи.

Для ответственных цепных передач при скорости цепи свыше 4 м/с рекомендуется применять непрерывное смазывание: окунанием цепи в масляную ванну при скорости до 6...8 м/с, циркуляционным струйным смазыванием от насоса при скорости до 12 м/с и циркуляционным смазыванием распылением капель масла в струе воздуха при скорости свыше 12 м/с. Следует заметить, что переход от периодического смазывания цепи к непрерывному снижает интенсивность изнашивания в 1,8...2,0 раза.

Приводы машин общего назначения, разрабатываемые в курсовых проектах по деталям машин, состоят, как правило, из редуктора и передачи с гибкой связью (ременной или цепной). В направлении силового потока цепные передачи рекомендуется устанавливать после редуктора (рис.1.1, стр. 9). Для таких цепных передач характерны большая передаваемая нагрузка и невысокая скорость, что позволяет применять периодическое смазывание цепи, а саму передачу выполнить без корпуса, т.е. открытого типа.

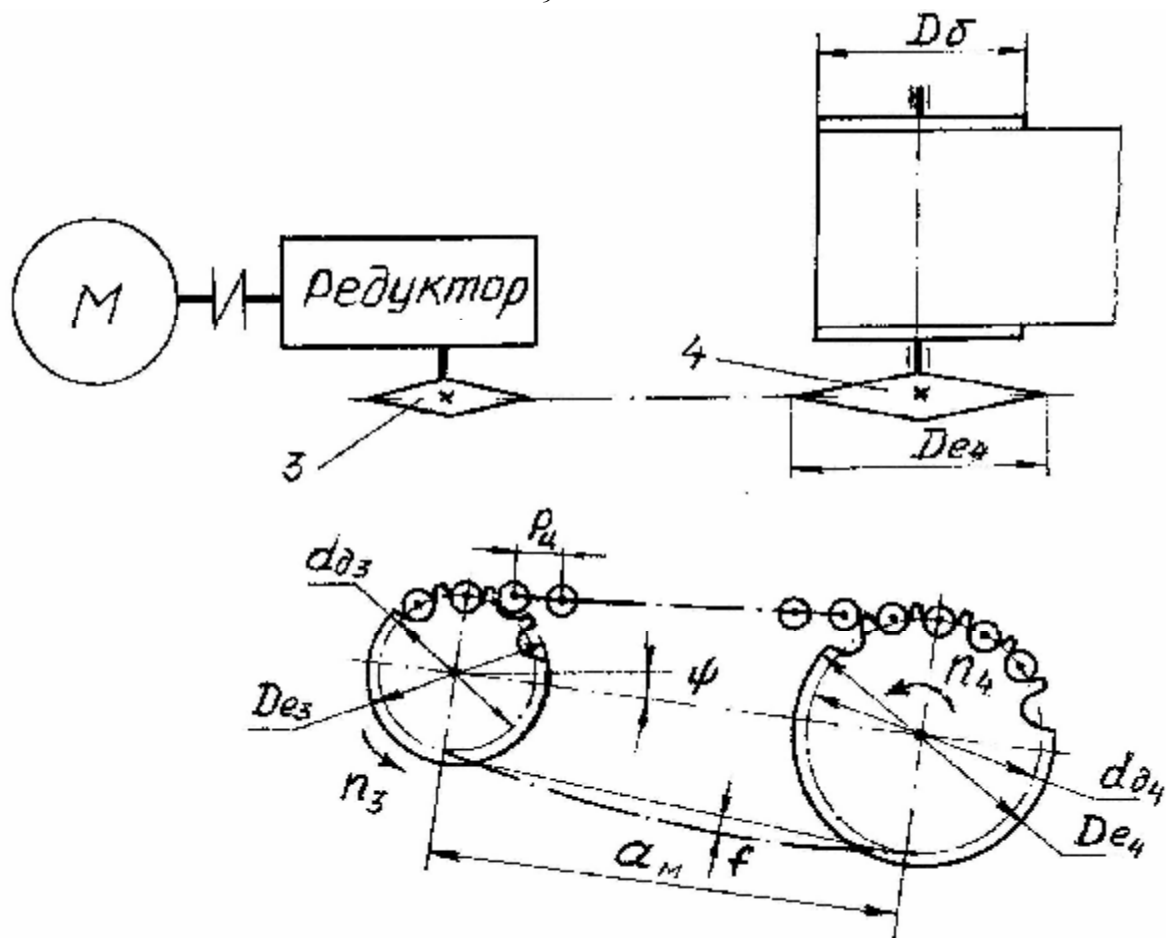
## 1. РАСЧЁТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Расчет цепной передачи выполняется, как правило, после расчета редукторных передач.

Индексы ведущей и ведомой звёздочек выбирают согласно их обозначению из кинематического расчёта привода (раздел 1 пояснительной записки. В данных методических указаниях ведущей (малой) звёздочке, согласно рис. 1.1, присвоен индекс «3», ведомой – «4». Оформление расчёта рекомендуется выполнять в последовательности, изложенной ниже. Таблицы и рисунки, отмеченные звёздочкой (\*), должны быть в пояснительной записке (ПЗ). Рисунок 1.1 располагается под заголовком раздела «Расчет цепной передачи».

### 1.1. Цель расчёта.

Выбор типа и шага приводной цепи, удовлетворяющей критериям работоспособности при заданных условиях эксплуатации и передаваемой нагрузки; определение геометрических размеров передачи и звездочек.



\* Рис.1.1 Схема привода ленточного конвейера и цепной передачи.

## 1.2. Исходные данные

Исходные данные и условия эксплуатации, необходимые для проектного расчёта передачи представлены в табл. 1.1.

\*Таблица 1.1

### Исходные данные для расчёта

Наименование исходного параметра и обозначение	Численное значение и размерность	Источник, примечание
1. Вращающий момент на валу ведущей звёздочки $T_3$	... Н · м	Из кинематического расчёта
2. Мощность, передаваемая ведущей звёздочкой $P_3$	...кВт	Из кинематического расчёта
3. Частота вращения ведущей звёздочки $n_3$	...об/мин	Из кинематического расчёта
4. Передаточное число $u_{34}$	...	Из кинематического расчёта

5. Срок службы $L_h$	час	Задание на проектирование
6. Условия эксплуатации: – угол наклона линии центров звёздочек к горизонту $\Psi$ – режим работы (число смен) $C_{см}$ – характер передаваемой нагрузки  – предполагаемый способ регулировки натяжения цепи (наличие натяжного устройства)	... град  ..... равномерная; с небольшими толчками; с ударами т.д. натяжное устройство не предусмотрено; перемещением одной из опор; натяжными звёздочками.	Задание на проектирование Задание на проектирование Выбрать из табл. 1.2 по виду исполнительного механизма Выбрать один из способов

### 1.3. Критерии расчёта и работоспособности

Основной критерий работоспособности цепной передачи (в том числе и закрытого типа) – износостойкость шарниров приводной цепи. Условие работоспособности шарниров цепи:

$$p \leq [p], \quad (1.1)$$

где  $p$  – давление на опорной поверхности шарниров при передаче номинальной нагрузки, Н/мм<sup>2</sup>;  $[p]$  – базовое допустимое давление в шарнирах, обеспечивающее ресурс цепи при оптимальных условиях работы и смазывания около 10 000 часов.

Дополнительные критерии работоспособности:

- статическая прочность цепи по разрушающей нагрузке;
- сопротивление усталости пластин цепи по проушинам при длительном действии пульсирующей или знакопеременной нагрузки, или при скорости цепи  $V \geq 10$  м/с и работе с лёгкими и средними ударами при знакопостоянной нагрузке.

Примечание. Последний из дополнительных критериев работоспособности назначают для цепных передач, расположенных между двигателем и редуктором.

### 1.4 Выбор типа цепи

В приводах общего назначения наибольшее применение получили приводные роликовые цепи типа ПР или 2ПР. Во всех случаях предпочтение отдается однорядным роликовым цепям ПР. Исключение составляют быстроходные цепи в передачах, расположенных между двигателем и

редуктором, шаг которых лимитируется предельно допустимой частотой вращения меньшей звёздочки, а также цепи тихоходных передач при вращающем моменте на валу ведущей звёздочки свыше 1500 Н·м, у которых диаметры ведомых звёздочек могут иметь большие размеры, несоизмеримые с размерами рабочих органов исполнительных механизмов (напр., с диаметром барабана  $D_6$  транспортёра по рис. 1.1).

Применение трёхрядных (3ПР) и четырёхрядных (4ПР) приводных роликовых цепей возможно при эффективной смазке в герметичном корпусе и высокой точности изготовления звёздочек. Однако стоимость таких передач резко возрастает.

При передаче больших нагрузок ( $T_3 \geq 2000$  Н·м), с реверсированием или частыми ударами и скорости до 5 м/с оправдано применение роликовых цепей типа ПРИ.

### 1.5. Число зубьев ведущей звёздочки

Минимальное число зубьев ведущей звёздочки  $Z_3$  выбирают в зависимости от частоты её вращения  $n_3$ :

$$\begin{aligned} Z_3 &= 13 \dots 15 && \text{при } n_3 \leq 200 \text{ об/мин;} \\ Z_3 &= 17 \dots 19 && \text{при } n_3 \approx 250 \dots 650 \text{ об/мин;} \\ Z_3 &= 21 \dots 23 && \text{при } n_3 \geq 700 \text{ об/мин.} \end{aligned}$$

Для приводов, работающих с ударными нагрузками, независимо от частоты вращения число зубьев должно быть не менее  $Z_3 = 23$ .

При отсутствии конструктивных ограничений по габаритным размерам число зубьев  $Z_3$  можно определить в зависимости от передаточного числа  $u_{34}$ :

$$Z_3 = 29 - 2 u_{34} \geq 13. \quad (1.2)$$

Для тихоходных передач при скорости цепи до 1 м/с допускается  $Z_{3min} = 11$  (для цепей с шагом  $p_u \leq 31,75$  мм, или при  $n_3 < 100$  об/мин и  $T_3 \leq 250$  Н·м).

При выборе зубьев предпочтительны нечетные числа.

### 1.6. Определение числа зубьев ведомой звёздочки

Число зубьев ведомой (большой) звёздочки  $Z_4$ :

$$Z_4 = Z_3 \cdot u_{34} \leq Z_{4max} \approx \frac{150}{\Delta p_u}, \quad (1.3)$$

где  $Z_{4max}$  – максимальное число зубьев ведомой звёздочки, при котором роликовая цепь ещё не теряет зацепления со звёздочкой вследствие увеличенного шага. Предельное допустимое увеличение шага по износу шарниров  $\Delta p_u = 2 \dots 3\%$ . При сроке службы цепи  $L_h \approx 10\,000$  часов принимают  $\Delta p_u = 3\%$ , при  $L_h \approx 7000 \dots 8000$  часов –  $\Delta p_u = 2\%$ . При сроке службы  $L_h \leq 5000$  часов, принять  $\Delta p_u = 1,5\%$ .

Расчётное значение  $Z_4$  округляют до ближайшего целого числа, желательно нечетного.

### 1.7. Фактическое передаточное число

Определяют по отношению чисел зубьев:

$$u_{ф34} = \frac{Z_4}{Z_3}.$$

Отклонение  $u_{ф34}$  от заданного  $u_{34}$  не должно превышать 3%, т. е.

$$\Delta u = \frac{|u_{ф34} - u_{34}|}{u_{34}} \cdot 100\% \leq 3\%.$$

### 1.8. Коэффициент эксплуатации

Коэффициентом эксплуатации  $K_э$  учитываются условия работы приводной цепи, влияющие на интенсивность изнашивания шарниров и, соответственно, срок службы цепи. Его представляют в виде произведения частных коэффициентов:

$$K_э = K_д \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_p \cdot K_T \cdot K_{реж} \cdot K_{см}, \quad (1.4)$$

где  $K_д$  – коэффициент динамической нагрузки, отражающий влияние характера передаваемой нагрузки на износ шарниров (табл. 1.2);  $K_a$  – коэффициент влияния длины цепи или межосевого расстояния передачи  $a$  (табл. 1.3). Рекомендуется принимать  $a = (30...50) p_ц$ ;  $K_n$  – учитывает влияние наклона передачи к горизонту на износ шарниров (табл. 1.3);  $K_p$  – коэффициент влияния вида регулировки натяжения цепи (табл. 1.3). Для тихоходных передач натяжение, как правило, нерегулируемое, а излишнее провисание ведомой ветви устраняется удалением одного или двух звеньев цепи;  $K_T$  – отражает влияние температуры окружающей среды, в которой работает цепная передача (табл. 1.3);  $K_{реж}$  – учитывает режим работы передачи, или число смен работы (табл. 1.3);  $K_{см}$  – коэффициент, учитывающий влияние характера смазывания цепи (табл. 1.3). Так как способ смазывания назначают в зависимости от скорости цепи (табл. 1.4), которая на данном этапе расчёта неизвестна, её приближенно можно определить по зависимости:

$$V' \approx \frac{c \cdot n_3}{1000} \sqrt[3]{T_3}, \quad (1.5)$$

где  $c$  – числовой коэффициент, выбираемый по частоте вращения ведущей звёздочки  $n_3$  (об/мин):

$$\begin{aligned} c &= 1,3...1,5 && \text{при } n_3 \leq 250 \text{ об/мин;} \\ c &= 1,5...1,75 && \text{при } n_3 = 300...700 \text{ об/мин;} \\ c &= 1,8...2,0 && \text{при } n_3 > 750 \text{ об/мин;} \end{aligned}$$

$T_3$  – вращающий момент на валу ведущей звёздочки, Н · м.

Если расчётная величина  $K_9$  окажется больше 2,5...3,0, необходимо принять меры по улучшению условий работы (например, назначить более эффективный способ смазывания).

Таблица 1.2

**Значения коэффициента динамической нагрузки  $K_d$  для приводных роликовых и зубчатых цепей [1]**

Исполнительный механизм, оборудование	Характер работы цепной передачи	Коэффициент $K_d$
Ленточные конвейеры, цепные транспортёры с незначительными колебаниями нагрузки	Равномерная нагрузка без толчков и ударов	1,0
Конвейеры с колебаниями нагрузки, компрессоры, металлорежущее оборудование, сушилки, бумагоделательные машины.	Равномерный ход с отдельными небольшими толчками.	1,25...1,3
	Работа с лёгкими и средними ударами	1,4...1,5
Прессы, дробилки, горно – и нефтедобывающее оборудование, прокатные станы, прочее оборудование с реверсивными и ударными нагрузками.	Средние удары и предельная пульсирующая нагрузка.	1,6
	Сильные удары или удары со знакопеременной нагрузкой.	1,8

Таблица 1.3

**Коэффициенты, учитывающие условия эксплуатации цепной передачи**

Наименование коэффициента	Условия работы передачи	Значение коэффициента
Коэффициент влияния длины цепи или межосевого расстояния $K_a$	Межосевое расстояние $a$ :	
	$a < 25 p_{ц}$ ;	1,25
	$a = (30...50) p_{ц}$ ;	1,0
	$a = (60...80) p_{ц}$ .	0,8
Коэффициент расположения или наклона передачи $K_n$	Наклон линии центров звёздочек к горизонтали: $\Psi \leq 45^0$ ; $\Psi > 45^0$	1,0 $0,15 \sqrt{\Psi}$
Коэффициент регулировки натяжения цепи $K_p$	Регулировка положения оси одной из звёздочек (передвигающиеся опоры);	1,0
	регулировка оттяжными звёздочками или нажимными роликами;	1,1
	нерегулируемое межосевое расстояние.	1,25



Коэффициент смазывания цепи $K_{см}$ (рекомендации по видам смазывания по табл. 1.4)	Непрерывное смазывание в масляной ванне или циркуляционная;	0,8
	регулярная капельная или внутришарнирная при работе в чистой среде;	1,0
	внутришарнирная при работе в запыленной среде;	1,3
	периодическое смазывание.	1,5
Коэффициент температуры окружающей среды $K_T$	Температура $t$ среды: $-25^{\circ}\text{C} < t \leq 150^{\circ}\text{C}$ ; $t > 150^{\circ}\text{C}$	1,0 1,2...1,5
Коэффициент режима работы $K_{реж}$	односменная работа; двухсменная работа; трехсменная работа	1,0 1,25 1,45

Таблица 1.4

## Рекомендации по выбору способа смазывания цепей

Эффективность смазывания	Вид смазки при окружной скорости $V$ , м/с			
	до 4	до 7	до 12	более 12
Хорошая	Капельная 4...10 капель в минуту	В масляной ванне	Циркуляционная под давлением	Циркуляционная распылением
Удовлетворительная	Пластичная внутришарнирная с пропиткой цепи через 120...180 часов.	Капельная 10...15 капель в мин; внутришарнирная с пропиткой через 60...80 часов (до 6 м/с)	В масляной ванне	Циркуляционная под давлением
Недостаточная	Периодическое смазывание кистью или ручной масленкой через 6...8 часов			
Работа без смазывания	Допускается при скорости до 0,07 м/с (до 4 м/мин)			

## 1.9. Расчётный шаг цепи

Шаг цепи определяют по формуле:

$$p_{ц}' = 28 \sqrt[3]{\frac{K_3 \cdot T_3}{Z_3 \cdot [p] \cdot m}}, \text{ мм} \quad (1.6)$$

где  $[p]$  - допускаемое давление в шарнирах цепи, Н/мм<sup>2</sup>, выбираемое из табл. 1.5 по частоте вращения ведущей звёздочки  $n_3$  и шагу цепи, который приближенно можно определить по эмпирической зависимости  $p_{ц} \approx 5 \sqrt[3]{T_3}$ , мм. Здесь  $T_3$  имеет размерность Н·м;  $m$  – число рядов цепи.

Расчетное значение шага округляют до ближайшего стандартного значения  $p_{ц}$  по таблицам П1...П7 приложения.

Таблица 1.5

**Допускаемое давление  $[p]$  в шарнирах роликовых цепей при  $Z_3 = 17^*$**

Частота вращения малой звёздочки $n_3$ , об/мин	Значение $[p]$ , МПа, при шаге цепи $p_{ц}$ , мм									
	9,525	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8	63,5
50	51	46,5	43,2	40,6	36,9	34,2	32,2	30,6	29,3	27,2
75	44,7	40,6	37,7	35,5	32,2	29,9	28,1	26,7	25,6	23,7
100	40,6	36,9	34,2	32,2	29,3	27,2	25,6	24,3	23,2	21,6
150	35,5	32,2	29,9	28,1	25,6	23,7	22,3	21,2	20,3	18,8
200	32,2	29,3	27,2	25,6	23,2	21,6	20,3	19,3	18,4	17,1
300	28,1	25,6	23,7	22,3	20,3	18,8	17,7	16,8	16,1	14,9
400	25,6	23,2	21,6	20,3	18,4	17,1	16,1	15,3	14,6	13,6
500	23,7	21,6	20,0	18,8	17,1	15,9	14,9	14,2	13,6	-
750	20,7	18,8	17,5	16,4	14,9	13,9	13,0	12,4	-	-
1000	18,8	17,1	15,9	14,9	13,6	12,6	11,8	-	-	-
1250	17,5	15,9	14,7	13,9	12,6	11,7	-	-	-	-
1500	16,4	14,9	13,9	13,0	11,8	-	-	-	-	-
2000	14,9	11,4	10,6	10,0	-	-	-	-	-	-
2500	13,9	12,6	11,7	-	-	-	-	-	-	-
3000	13,0	11,8	-	-	-	-	-	-	-	-

\*Для других значений  $Z_3$  табличное значение  $[p]$  следует умножить на  $k_{pz} = 0,625 \sqrt[6]{Z_3}$ .

Значения  $k_{pz}$  см. также по табл. 1.6.

Таблица 1.6

**Значение поправочного коэффициента  $k_{pz}$ , учитывающего число зубьев малой звёздочки  $Z_3$**

$Z_3$	9	11	13	15	19	21	23	25	27	30
$k_{pz}$	0,90	0,93	0,96	0,98	1,02	1,04	1,05	1,07	1,08	1,10

## 1.10. Выбор приводной цепи

Типоразмер цепи назначают по табл. П1...П7 приложения (ГОСТ 13568-97) по выбранному шагу  $p_ц$  с учетом наибольшей рекомендуемой частоты вращения  $[n_p]$  малой звездочки (табл. 1.7). Т. е. во избежание чрезмерных динамических нагрузок, возникающих при входе в зацепление шарниров цепи с зубьями малой звездочки, необходимо выполнение условия

$$n_3 \leq [n_p].$$

При выборе цепи в ПЗ указать её условное обозначение (например, для цепи приводной роликовой однорядной с шагом 38,1 мм и разрушающей нагрузкой 127 кН: «Цепь ПР – 38,1 – 127 ГОСТ 13658 – 97») и её основные параметры: шаг  $p_ц$ , диаметр ролика  $d_1$  для цепи ПР или диаметр втулки  $d_1$  для цепи ПВ, расстояние между внутренними пластинами  $B_{вн}$  и рядами цепи  $A$ , высоту цепи (пластины)  $h$ , размеры  $b$  и  $b_7$  соединительных или переходных звеньев, статическую разрушающую нагрузку  $Q$  (кН), массу 1 м цепи  $q$  (кг) и площадь опорной поверхности шарнира цепи  $A_{он}$  (мм<sup>2</sup>)\*.

Таблица 1.7

### Наибольшие рекомендуемые $[n_p]$ и предельные $n_{пр}$ частоты вращения меньшей звёздочки передач с роликовыми и втулочными цепями [2]

Частота вращения, об/мин	Шаг цепи $p_ц$ , мм											
	8,00	9,525	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8	63,5	78,1
$[n_p]$	3000	2500	1250	1000	900	800	630	500	400	300	200	150
$n_{пр}$	6000	5000	3100	2300	1800	1200	1000	900	600	450	300	210

Примечания: 1. При частоте вращения  $[n_p]$  число зубьев меньшей звёздочки должно быть  $Z_3 \geq 15$ .

2. При частоте вращения  $n_{пр}$  число зубьев  $Z_3 \geq 20$ ; необходимы также повышенная точность изготовления звёздочек и монтажа передачи, обильная смазка.

## 1.11. Средняя скорость цепи

Скорость движения цепи:

$$V = \frac{Z_3 \cdot p_ц \cdot n_3}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с.}$$

Сравнить расчётное значение скорости цепи с приближенным  $V'$  (п. 1.8) и уточнить способ смазывания цепи (табл. 1.4) и выбор типа цепи.

\* В ПЗ желателен эскиз двух – трёх звеньев цепи, подобный рис. 2, с обозначениями упомянутых параметров.

## 1.12. Предварительное межосевое расстояние

При отсутствии конструктивных ограничений по габаритам оптимальное межосевое расстояние  $a'$  по условию долговечности цепи принимают

$$a' = (30 \dots 50) p_u, \quad (1.7)$$

где нижние значения для малых  $u_{34} \approx 1 \dots 2$  и верхние для больших  $u_{34} \approx 3 \dots 4$ .

Минимальное межосевое расстояние при допустимом зазоре между звёздочками (30...50 мм) :

$$a'_{min} = (D_{e3} + D_{e4}) \cdot 1/2 + (30 \dots 50), \quad (1.8)$$

где  $D_{e3}$  и  $D_{e4}$  – наружные диаметры звёздочек.

Максимальное межосевое расстояние ограничивается величиной  $a' = 80p_u$  во избежание чрезмерного натяжения цепи силой собственного веса.

## 1.13. Число звеньев цепи

При предварительном межосевом расстоянии  $a'$  число звеньев цепи или длину цепи в шагах  $L_p$  определяют по формуле

$$L_p = \frac{2a'}{p_u} + \frac{Z_3 + Z_4}{2} + \left( \frac{Z_4 - Z_3}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p_u}{a'}. \quad (1.9)$$

Полученное значение  $L_p$  округляют до целого и, желательно четного числа, чтобы избежать применения переходного звена IV (рис.2) и обеспечить более равномерное изнашивание шарниров в сочетании с нечётным числом зубьев ведущей и ведомой звёздочек.

## 1.14. Уточнённое межосевое расстояние, длина цепи

При принятом числе звеньев цепи межосевое расстояние передачи:

$$a = \frac{p_u}{4} \left[ L_p - \frac{Z_3 + Z_4}{2} + \sqrt{\left( L_p - \frac{Z_3 + Z_4}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{Z_4 - Z_3}{2\pi} \right)^2} \right], \text{ мм.} \quad (1.10)$$

Для нормальной работы передачи ведомая ветвь должна иметь небольшое провисание ( $f = (0,01 \dots 0,02) a$ ), для чего расчётное значение межосевого расстояния уменьшают на  $(0,002 \dots 0,004) a$ . Монтажное межосевое расстояние  $a_m$  :

$$a_m = a - (0,002 \dots 0,004) a.$$

Длина цепи  $L = L_p \cdot p_u$ , мм.

Расчётные значения  $a$  и  $L$  не округляются.

## 1.15. Проверочные расчёты передачи

Проверочные расчёты передачи сводятся к проверке пригодности выбранной цепи по критериям работоспособности – износостойкости шарниров, статической прочности по разрушающей нагрузке и, если требуется, сопротивлению усталости пластин цепи (см. п.1.3).

### 1.15.1. Проверочный расчёт на износостойкость шарниров

Условие износостойкости шарниров цепи:

$$p = \frac{K_3 \cdot F_t}{A_{on}} \leq [p], \quad (1.12)$$

где  $F_t$  – окружная сила, передаваемая цепью

$$F_t = \frac{P_3}{V}, \text{ (Н)}. \quad (1.13)$$

Здесь  $P_3$  – мощность на валу ведущей звёздочки, Вт;  $V$  – скорость цепи, м/с (п. 1.11).

При оценке износостойкости шарниров допускается превышение расчётного давления  $p$  относительно допускаемого до 5%, и недогруз – до 30...35%.

Примечания: 1. Для выполнения условия износостойкости шарниров возможен вариант изменения коэффициента эксплуатации  $K_3$  (ф. 1.4) варьированием значений частных коэффициентов.

2. При существенном недогрузе ( $p \leq 0,5 [p]$ ) следует проверить вычисления расчётного шага (ф. 1.6) или давления (ф. 1.12 и 1.13). При отсутствии ошибки выбрать цепь более мелкого шага и выполнить расчёт, начиная с п. 1.10.

### 1.15.2. Проверочный расчёт на статическую прочность

Статическую прочность цепи на разрыв оценивают по условию

$$S = \frac{Q}{F_{max}} \geq [S], \quad (1.14)$$

где  $S$  – условный коэффициент запаса прочности;  $[S]$  – нормативный коэффициент запаса прочности, выбираемый по табл. 1.8;  $Q$  – разрушающая нагрузка проверяемой цепи, Н;  $F_{max}$  – максимальное натяжение наиболее нагруженной (ведущей) ветви цепи, определяемое по формуле:

$$F_{max} = K_d \cdot F_t + F_q + F_y, \text{ Н} \quad (1.15)$$

где  $K_d$  – коэффициент динамической нагрузки (табл. 1.2);  $F_q$  – натяжение ветви от действия силы тяжести;  $F_y$  – натяжение от действия центробежных сил.

Натяжение  $F_q$  вычисляют по формуле:

$$F_q = k_f \cdot g \cdot q \cdot a, \text{ Н} \quad (1.16)$$

где  $k_f = 1 + 5 \cos^2 \psi$  – коэффициент, учитывающий провисание цепи, в зависимости от угла наклона линии центров звёздочек  $\psi$  (град);  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения;  $q$  – масса одного метра цепи, кг;  $a$  – межосевое расстояние передачи, м (ф. 1.10).

Натяжение цепи  $F_y$  (Н):

$$F_y = q \cdot V^2. \quad (1.17)$$

При скорости цепи  $V < 5 \text{ м/с}$  величиной  $F_y$  можно пренебречь.

Невыполнение условия  $S \geq [S]$  не допускается.

**Нормативный коэффициент запаса прочности [S]  
приводных роликовых цепей при  $Z_3 = 15...30$**

Шаг цепи, $p_c$ , мм	Частота вращения малой звёздочки $n_3$ об/мин									
	до 50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2800
12,7...15,875	7,0	7,8	8,5	9,3	10,2	11,0	11,7	13,2	124,8	18,0
19,05...25,4	7,0	8,2	9,3	10,3	11,7	12,9	14,0	16,3	-	-
31,75...38,1	7,0	8,5	10,2	13,2	14,8	16,3	-	-	-	-
44,45...50,8	7,0	9,3	11,7	14,0	16,3	-	-	-	-	-

### 1.15.3. Проверочный расчёт цепи на сопротивление усталости пластин

Сопротивление усталости пластин цепи по проушинам условно оценивается по базовому допускаемому давлению в шарнирах  $[p]_{nl}$  с выполнением условия:

$$p \leq [p]_{nl}. \quad (1.18)$$

Базовое допускаемое давление в шарнирах цепи определяют по формуле

$$[p]_{nl} = 10 \cdot Y_{nl} \cdot K_{pc} \cdot K_c \cdot K_m, \text{ Н/мм}^2 \quad (1.19)$$

где  $Y_{nl}$  – коэффициент влияния на сопротивление усталости пластин числа зубьев малой звёздочки и частоты её вращения (табл. 1.9);  $K_{pc}$  – коэффициент, учитывающий влияние шага цепи на сопротивление усталости (табл. 1.10);  $K_c$  – учитывает тип цепи:

приводные втулочные цепи  $K_c = 1$ ,

приводные роликовые цепи  $K_c = 1,2$ ;

$K_m$  – учитывает число рядов цепи:

для однорядных цепей  $K_m = 1.0$ , двухрядных  $K_m = 0.9$ , трехрядных  $K_m = 0.85$  и четырехрядных  $K_m = 0.8$ .

При невыполнении условия  $p \leq [p]_{nl}$  следует внести коррективы в параметры цепной передачи (увеличить число зубьев ведущей звёздочки, выбрать цепь с меньшим шагом и т.д.) и вновь выполнить расчёт, начиная с п. 1.6.



**Значения коэффициента  $Y_{nl}$  для определения допускаемого давления на сопротивление усталости пластин цепи [1]**

Частота вращения ведущей звездочки $n_3$ , об/мин	Значения $Y_{nl}$ при числе зубьев ведущей звездочки $Z_3$ , Н/мм <sup>2</sup>								
	12	15	18	21	24	27	30	35	40
50	2,59	2,64	2,68	2,71	2,74	2,77	2,79	2,83	2,86
100	2,40	2,44	2,48	2,51	2,54	2,56	2,59	2,62	2,65
200	2,22	2,26	2,29	2,32	2,35	2,37	2,39	2,43	2,45
300	2,12	2,16	2,19	2,22	2,25	2,27	2,29	2,32	2,35
400	2,05	2,09	2,13	2,15	2,18	2,20	2,22	2,25	2,27
500	2,0	2,04	2,07	2,10	2,12	2,14	2,16	2,19	2,22
600	1,96	2,00	2,03	2,06	2,08	2,10	2,12	2,15	2,17
800	1,90	1,94	1,97	1,99	2,02	2,04	2,06	2,08	2,10
1000	-	1,89	1,92	1,94	1,97	1,99	2,00	2,03	2,05
1200	-	1,84	1,87	1,90	1,92	1,94	1,95	1,98	2,00
1500	-	-	-	1,86	1,88	1,90	1,91	1,94	1,96
2000	-	-	-	1,80	1,82	1,84	1,85	1,88	1,90
3000	-	-	-	1,72	1,74	1,76	1,77	1,80	1,82

Таблица 1.10

**Значения коэффициента  $K_{pc}$  для определения допускаемого давления  $[p_{nl}]$  [1].**

Шаг цепи, $p_{nl}$ , мм	8,00	9,525	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8	63,5	78,1	103,2
$K_{pc}$	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1,00	0,96	0,93	0,91	0,89	0,85	0,82	0,79

### 1.16. Нагрузка на валы цепной передачи

Валы, с установленными на них звёздочками, воспринимают усилие натяжения от провисания цепи и окружную силу  $F_t$ . Так как усилие натяжения составляют несколько процентов от окружной силы, то нагрузка на валы определяется по приближенной зависимости

$$F_g = k_g \cdot F_t, \quad (1.20)$$

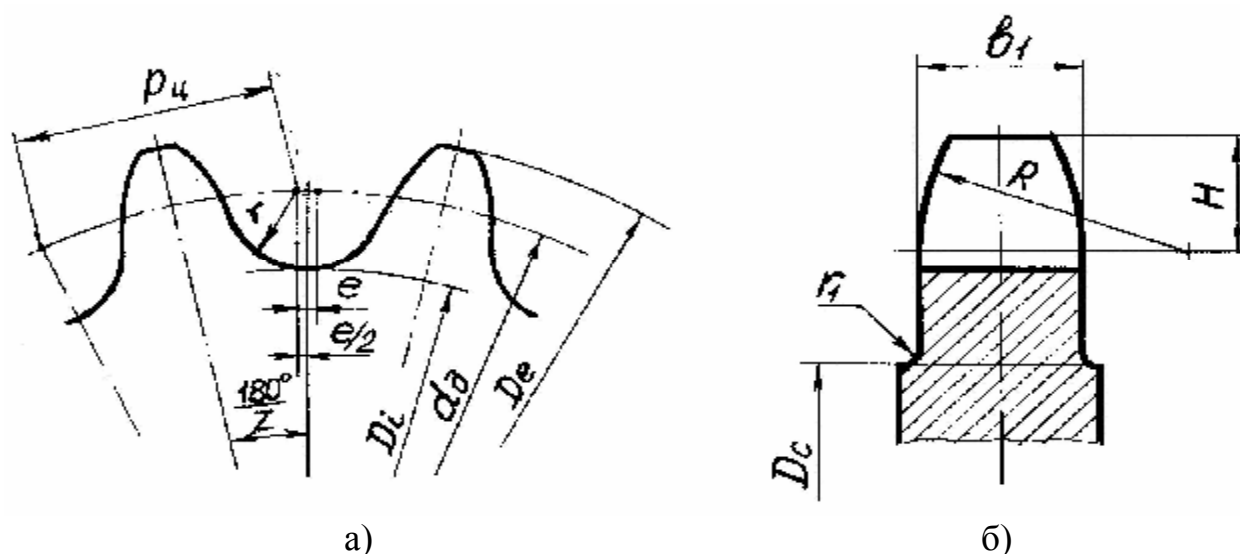
где коэффициент  $k_g$  учитывает расположение передачи в пространстве: при угле наклона линии центров звёздочек к горизонтали  $\psi = 0 \dots 40^\circ$ ,  $k_g = 1,15$  и при  $\psi = 40^\circ \dots 90^\circ$ ,  $k_g = 1,05$ . При ударной нагрузке значение  $k_g$  следует увеличить на 10...15%.

## 2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗВЁЗДОЧЕК

Звёздочки цепных передач состоят из ступицы, диска и зубчатого венца (обода), размеры, которых проектируются так же, как для зубчатых колес и шкивов ременных передач. Профили зубьев звёздочек должны обеспечивать их износостойкость, технологичность при изготовлении, плавный вход и выход из зацепления приводных цепей.

Профилирование зубьев звёздочек роликовых и втулочных цепей, определение размеров зубьев и венцов в поперечном сечении выполняют в соответствии с ГОСТ 591-69 (в ред. 1989 г.) [2].

Стандарт предусматривает два типа профиля зубьев: со смещением центров дуг впадин (рис. 2.1 а) и без смещения.



Профиль со смещением дуг впадин отличается тем, что впадина между зубьями очерчена из двух центров, смещённых на величину  $e = 0,03 p_c$ . Благодаря такому смещению профиль компенсирует неточности изготовления по шагу цепи и звёздочки, и применяется в нереверсивных открытых передачах, особенно для ведомых и натяжных звёздочек, а также для многорядных цепей.

Звёздочки с профилем зубьев без смещения центров дуг впадин применяют для кинематических точных или реверсивных закрытых передач с одно – и двухрядными цепями.

ГОСТ 591-69 устанавливает три группы точности размеров зубьев и венцов звёздочек (табл. 2.3):

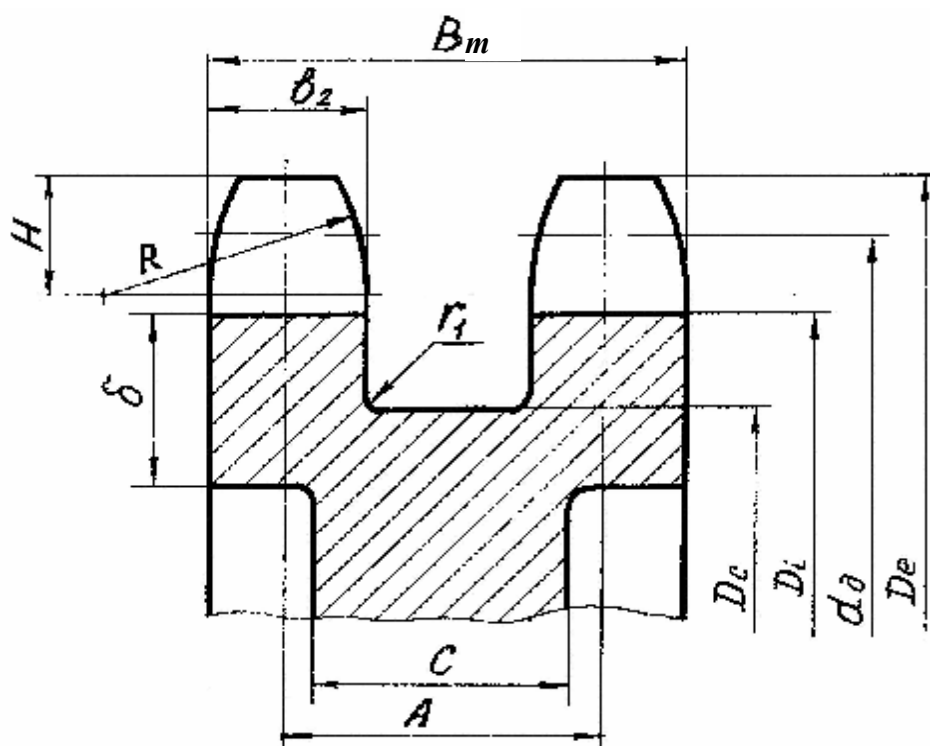
группа A предусмотрена для звёздочек передач, имеющих скорость цепи  $V > 8$  м/с при работе без реверса и  $V > 6$  м/с при работе с реверсом и сильными ударами;

группа В – при скорости цепи  $V = 6...8$  м/с при работе без реверса и  $V = 5...6$  м/с при работе с реверсом и сильными ударами;

группа С – при скорости  $V < 6$  м/с для открытых цепных передач общего назначения.

Предельные отклонения и допуски на размеры зуба звёздочки, выбранные из табл. 2.3, указываются на рабочем чертеже звёздочки.

Расчетные формулы для определения основных параметров профиля зубьев приведены в табл. 2.1, а определение размеров зубьев и венцов звёздочек в поперечном сечении выполняют по формулам, приведенным в табл. 2.2 (рис. 2.1 б и рис. 2.2) или [5].



\*Рис. 2.2. Поперечный профиль зубьев звёздочки двухрядной роликовой цепи.

Основные варианты конструктивного выполнения звёздочек приведены на рис. 2.3.

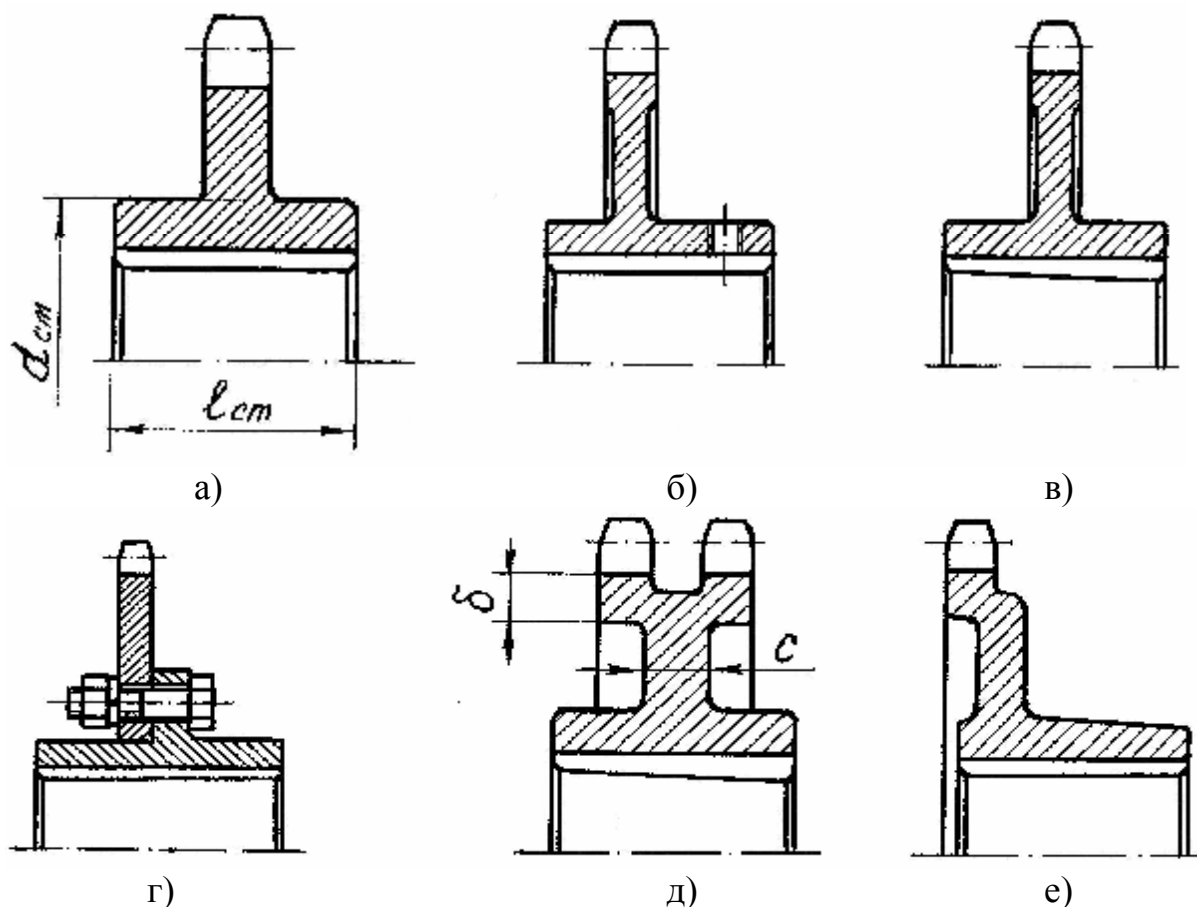


Рис. 2.3. Конструкции звёздочек роликовых и втулочных цепей

Зубчатый венец может располагаться относительно ступицы симметрично (рис. 2.3, а, в, д) или со смещением (рис. 2.3, б, г, е) с целью уменьшения изгибающего момента, действующего от звёздочки на вал.

В поперечном сечении ширина зуба и обода обычно принимаются равными. Звёздочки изготавливаются как цельными, так и составными (рис. 2.3, г). Диски и ступицы составных звёздочек соединяют болтами, заклёпками или сваркой. Сборные конструкции рекомендуют для звёздочек диаметром свыше 200 мм.

Толщину обода определяют по соотношению  $\delta = 1,5 (D_e - d_\delta)$  или  $\delta \approx 0,5 p_\psi$  для стальных звёздочек, и  $\delta \approx 0,7 p_\psi$  для чугунных. Толщина диска  $c = (1,2 \dots 1,3)\delta$ . Диаметр ступицы выполняют по соотношению  $d_{cm} = (1,55 \dots 1,6) d$ , где  $d$  – диаметр вала под ступицей, длина ступицы  $l_{cm}$  назначается по длине цилиндрического или конического концов валов (ГОСТ 12080-62 и ГОСТ 12081-72), с обязательной проверкой шпоночного соединения на прочность.

Основные материалы для изготовления звёздочек приведены в табл. 2.4. При необходимости бесшумной и плавной работы передачи – при мощности  $P \leq 5$  Квт и скорости  $V \leq 8$  м/с венцы звёздочек могут быть изготовлены из

пластмасс – стеклопластика, стеклотекстолита и полиамидов [4]. Более подробное описание конструктивных схем построения зубчатых профилей звёздочек по надёжности сцепления с цепью, по кинематической долговечности передачи и по профилям сечения зубьев см. в [1].

\*Таблица 2.1

**Основные зависимости для расчёта параметров профиля зубьев звёздочек (ГОСТ 591-69)**

Размеры в мм

Наименование параметра	Исходные данные и расчётная формула					
Шаг цепи	$p_u =$					
Диаметр ролика (втулки) цепи	$d_l =$					
Геометрическая характеристика зацепления	$\lambda = \frac{p_u}{d_l} =$					
Число зубьев звёздочки	$Z$					
Диаметр делительной окружности	$d_d = \frac{p_u}{\sin \frac{180^\circ}{Z}}$					
Диаметр окружности выступов	$D_e = p_u(K + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z}),$ где $K$ см. ниже					
Коэффициент высоты зуба $K$	$\lambda$	св. 1,40 до 1,50	св. 1,50 до 1,60	св. 1,60 до 1,70	св. 1,70 до 1,80	св. 1,80 до 2,00
	$K$	0,480	0,532	0,555	0,575	0,565
Радиус впадин	$r = 0.5025 d_l + 0,05 \text{ мм}$					
Диаметр окружности впадин	$D_i = d_d - 2r$					
Смещение центров	$e = 0,03 p_u$					
* Наибольшая хорда	$L_x = d_d (\cos \frac{95^\circ}{z}) - 2r$					

\* Наибольшая хорда  $L_x$  определяется для контроля звёздочек только с нечётным числом зубьев; для зубьев, образуемых без смещения ( $e = 0$ ):

$$L_x = d_d (\cos 90^\circ / z) - 2r$$

Диаметр окружности выступов  $D_e$  вычисляются с точностью до 0,1 мм, остальные размеры основного профиля – до 0,01 мм.

**Определение размеров зубьев и венцов звёздочек в поперечном сечении  
(ГОСТ 591-69)**

Размеры в мм

Наименование параметра	Исходные данные и расчётная формула
Диаметр ролика (втулки) цепи	$d_1$
Высота (ширина пластины цепи	$h$
Расстояние между внутренними пластинами цепи	$B_{вн}$
Расстояние между рядами цепи (двух - многорядной)	$A$
	(размеры $d_1$ , $h$ , $B_{вн}$ и $A$ выбирают по стандарту на цепь)
Радиус закругления зуба (наименьший)	$R = 1,7 d_1$
Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закруглений	$H = 0,8 d_1$
Диаметр обода (наибольший)	$*D_c = p_u \left( \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} \right) - 1,3 h$
Радиус закругления: при шаге $p_u \leq 35$ мм при шаге $p_u > 35$ мм	$r_1 = 1,6$ $r_1 = 2,5$
Ширина зуба звёздочки: однорядной двухрядной многорядной	$b_1 = 0,93 B_{вн} - 0,15$ мм $b_2 = 0,90 B_{вн} - 0,15$ мм $b_m = 0,86 B_{вн} - 0,30$ мм
Ширина венца многорядной звёздочки	$B_m = (m - 1)A + b_m$ ( $m$ – число рядов цепи)

\* При  $d_\partial < 150$  мм допускается  $D_c = p_u \left( \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} \right) - 1,2 h$ . Размеры вычисляются с точностью до 0,1 мм, размер  $D_c$  округляют до 1 мм.



Таблица 2.3

Предельные отклонения и допуски на размеры зуба звёздочки

Параметры		Группы точности																	
		А						В						С					
		Отклонения, мкм при диаметре звёздочек, мм																	
		до 120	св. 120 до 260	св. 260 до 500	св. 500 до 800	св. 800 до 1250	св. 1250	до 120	св. 120 до 260	св. 260 до 500	св. 500 до 800	св. 800 до 1250	св. 1250	до 120	св. 120 до 260	св. 260 до 500	св. 500 до 800	св. 800 до 1250	св. 1250
Разность шагов $\delta_{rc}$ (одной звёздочки) при шаге $p_z$ , мм	до 20	25	32	40	50	60	-	60	80	100	120	160	-	160	200	250	320	400	-
	св. 20 до 35	32	40	50	60	80	-	80	100	120	160	200	-	200	250	320	400	500	-
	св. 35 до 55	40	50	60	80	100	120	100	120	160	200	250	320	250	320	400	500	630	800
	св. 55	-	60	80	100	120	160	-	160	200	250	320	400	-	400	500	630	800	1000
Диаметр окружности $D_e$	$h 11$						$h 12$						$h 14$	-2000	-2400	-3000			
Диаметр окружности впадин $D_i$ и хорда $L_x$	$h 10$						$h 11$						$h 12$						
Диаметр впадин $2r$	$h 10$						$h 11$						$h 12$						
Ширина зуба $b$ и венца $B$	$h 11$						$h 11$						$h 14$						
Радиальное биение окружности впадин и осевое биение зубчатого венца	80	100	120	160	200	250	200	250	320	400	500	630	500	630	800	1000	1250	1600	

**Материалы, термическая обработка звёздочек, область применения**

Материал	Термическая обработка, твердость	Рекомендуемая область применения
Сталь 15, 20 ГОСТ 1050-88	Цементация, закалка, отпуск 54...62 HRC,	Ведущие и ведомые звёздочки с малым числом зубьев ( $Z \leq 25$ ) при работе с умеренными динамическими нагрузками.
Сталь 45, 50, 45Г, 50Г, 45Г2 ГОСТ 1050-88. Сталь 45Л, 50Л(группа II) ГОСТ 977-88.	Закалка, отпуск 46...51 HRC,	Ведущие и ведомые звёздочки ( $Z < 40$ ), работающие без резких толчков и ударов, в запыленной (загрязнённой) среде.
Сталь 15X, 20X ГОСТ 4543-71	Цементация, закалка, отпуск 54...62 HRC,	Ведущие звёздочки ( $Z < 30$ ) при работе с ударными нагрузками. Звёздочки ответственного назначения при работе с большими нагрузками, повышенной скорости и точности.
Сталь 40X, 40XH, 45 XH ГОСТ 4543-71 Чугун СЧ 20, 25, 30 ГОСТ 1412-85	Закалка, в т. ч. и ТВЧ, отпуск 50...56 HRC, Закалка, отпуск 363...429 HB	Звёздочки ответственного назначения при работе с большими нагрузками, повышенной скорости и точности. Ведомые звёздочки с большим числом зубьев ( $Z > 50$ ) и сложной конфигурации. Работа со скоростью $V \leq 2$ м/с.

**БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК**

1.     Готовцев А. А., Котенок И. П. «Проектирование цепных передач»: Справочник – 2 - е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1982, с. 336.
2.     Анурьев В. И. «Справочник конструктора – машиностроителя»: В 3 – х т.: Т. 2. – 8- е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 2001, с. 912.
3.     Метильков С. А. «Надёжность цепных передач машин». Краснодар: Советская Кубань, 2000, с. 103.
4.     Решетов Д. Н. «Детали машин»: Учебник для машиностр. и мех. спец. вузов. – 4 – е изд. – М.: Машиностроение, 1989, с. 496.
5.     Дунаев П. Ф., Леликов О. П. «Конструирование узлов и деталей машин»: Учеб. Пособие для техн. спец. вузов. – 7 - е изд., испр. – М.: Высш. шк., 2001, с. 447.

## ЦЕПИ ПРИВОДНЫЕ РОЛИКОВЫЕ И ВТУЛОЧНЫЕ ПО ГОСТ 13568-97

ГОСТ 13568-97 распространяется на приводные роликовые и втулочные одно- и многорядные цепи, предназначенные для силовых механических передач разнообразных машин и механизмов, кроме буровых установок.

Устанавливает параметры, размеры и требования к приводным цепям следующих типов:

- ПР – роликовые однорядные;
- 2ПР – роликовые двухрядные;
- 3ПР – роликовые трехрядные;
- 4ПР – роликовые четырехрядные;
- ПВ – втулочные однорядные;
- 2ПВ – втулочные двухрядные;
- ПРИ – роликовые с изогнутыми пластинами.

Типы, основные параметры и размеры цепей, их соединительные и переходные звенья должны соответствовать указанным в табл. П.1...П.7.

Параметры, указанные в табл. П1...П7:

$Q$  – разрушающая нагрузка;

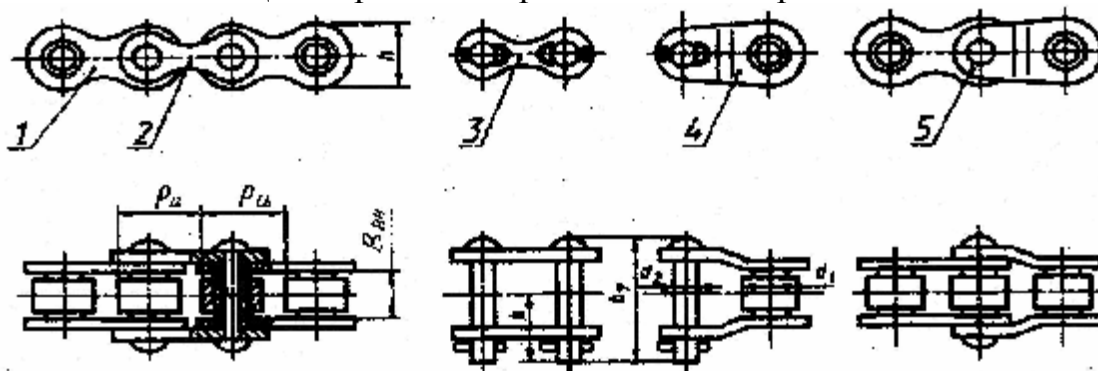
$q$  – масса 1м цепи расчетная;

$A_{он}$  – площадь проекции опорной поверхности шарниров.

(Эскизы в табл. не устанавливают конструкцию цепей, соединительных и переходных звеньев и их деталей).

### 1. Цепи однорядные

#### 1.1. Цепи приводные роликовые однорядные типа ПР



- 1 – внутреннее звено; 2 – наружное звено; 3 – соединительное звено;  
4 – переходное звено; 5 – двойное переходное звено.

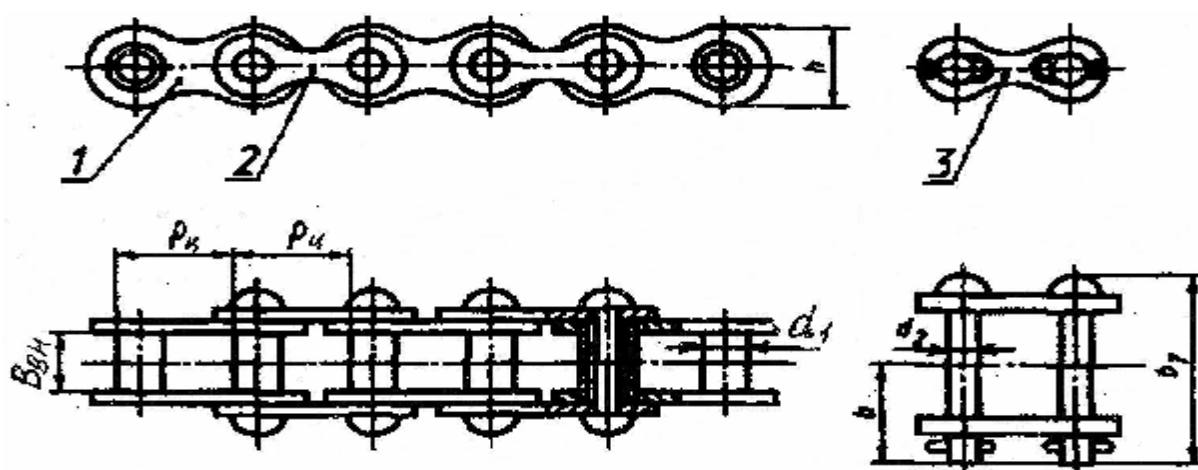
Таблица П. 1.

## Цепи приводные роликовые однорядные типа ПР

Размеры в мм

Типоразмер цепи	$p_c$	$B_{вн}$ , не менее	$d_2$	$d_1$	$h$	$b_7$	$b$	$Q$ , кН, не менее	$q$ , кг	$A_{ом}$ , мм <sup>2</sup>
					не более					
ПР - 8 - 4,6	8,0	3,00	2,31	5,00	7,5	12	7	4,6	0,2	11,0
ПР - 9,525 - 9,1	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	10	9,1	0,45	28,0
ПР - 12,7 - 10 - 1	12,7	2,40	3,66	7,75	10	10,5	6,3	10,0	0,3	13,0
ПР - 12,7 - 9	12,7	3,30	3,66	7,75	10	12	7	9,0	0,35	22,0
ПР - 12,7 - 18,2 - 1	12,7	5,40	4,45	8,51	11,8	19	10	18,2	0,65	39,6
ПР - 12,7 - 18,2	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	11	18,2	0,75	50,3
ПР - 15,875 - 23 - 1	15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20	11	23	0,8	54,8
ПР - 15,875 - 23	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	23	1	70,9
ПР - 19,05 - 31,8	19,05	12,70	5,94	11,91	18,2	33	18	31,8	1,9	105,8
ПР - 25,4 - 60	25,4	15,88	7,92	15,88	24,2	39	22	60	2,6	179,7
ПР - 31,75 - 89	31,75	19,05	9,53	19,05	30,2	46	24	89	3,8	262,2
ПР - 38,1 - 127	38,1	25,40	11,10	22,23	36,2	58	30	127	5,5	394
ПР - 44,45 - 172,4	44,45	25,40	12,70	25,40	42,4	62	34	172,4	7,5	473
ПР - 50,8 - 227	50,8	31,75	14,27	28,58	48,3	72	38	227	9,7	646
ПР - 63,5 - 354	63,5	38,10	19,84	39,68	60,4	89	48	354	16	1042

## 1.2. Цепи приводные втулочные однорядные типа ПВ

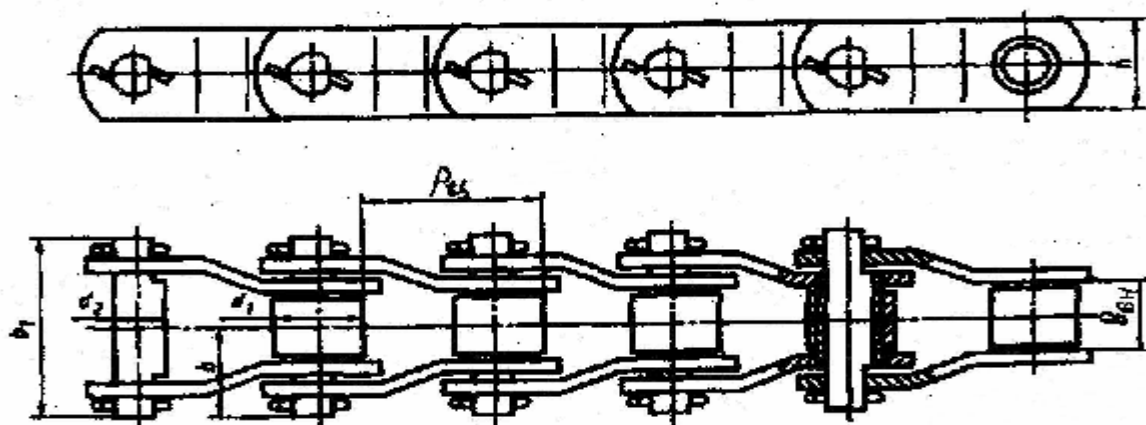


1 – внутреннее звено; 2 – наружное звено; 3 – соединительное звено.

Таблица П. 2  
Размеры в мм

Типоразмер цепи	$p_{ц}$	$B_{вн}$ , не менее	$d_2$	$d_1$	$h$	$b_7$	$b$	$Q$ , кН, не менее	$q$ , кг	$A_{ом}$ , мм <sup>2</sup>
					не более					
ПВ - 9,525 - 11,5	9,525	7,60	3,59	5,0	8,80	18,5	10	11,5	0,5	40
ПВ - 9,525 - 13,0	9,525	9,52	4,45	6,0	9,85	21,2	12	13	0,65	56

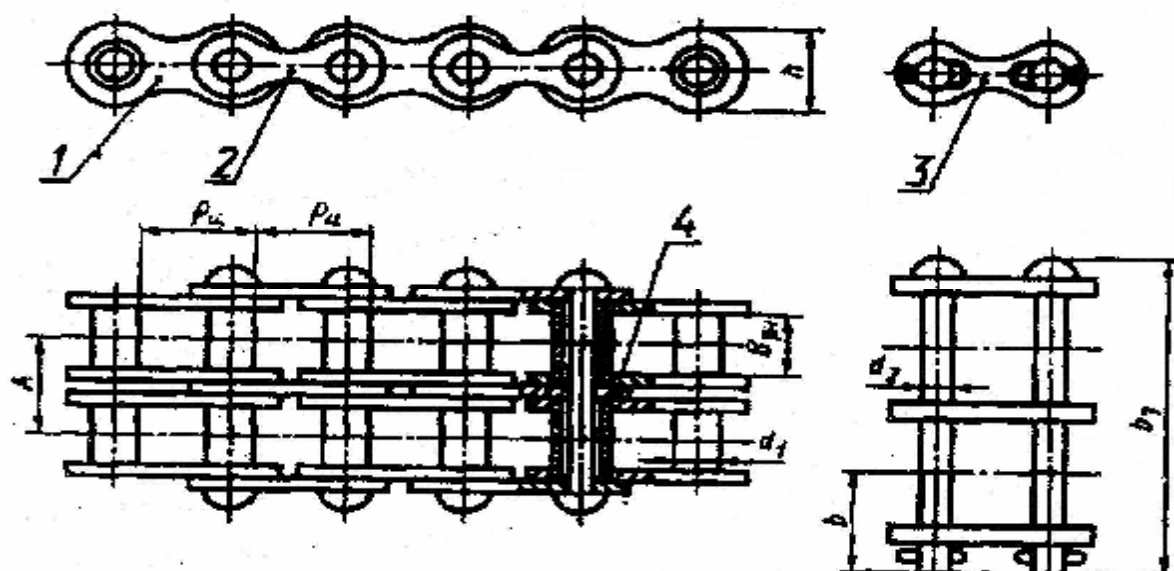
## 1.3. Цепи приводные роликовые с изогнутыми пластинами типа ПРИ

Таблица П. 3  
Размеры в мм

Типоразмер цепи	$p_{ц}$	$B_{вн}$ , не менее	$d_2$	$d_1$	$h$	$b_1$	$b$	$Q$ , кН, не менее	$q$ , кг	$A_{ом}$ , мм <sup>2</sup>
					не более					
ПРИ - 78,1 - 360	78,1	38,1	17,15	33,3	45,5	102	51	360	14,5	996
ПРИ - 78,1 - 400	78,1	38,1	19	40	56	102	51	400	19,8	1103
ПРИ 103,2 - 650	103,2	49	24	46	60	135	73	650	28,8	1968
ПРИ - 140 - 1200	140	80	36	65	90	182	94	1200	63	4320

## 2. Цепи многорядные

## 2.1. Цепи приводные втулочные двухрядные типа 2 ПВ

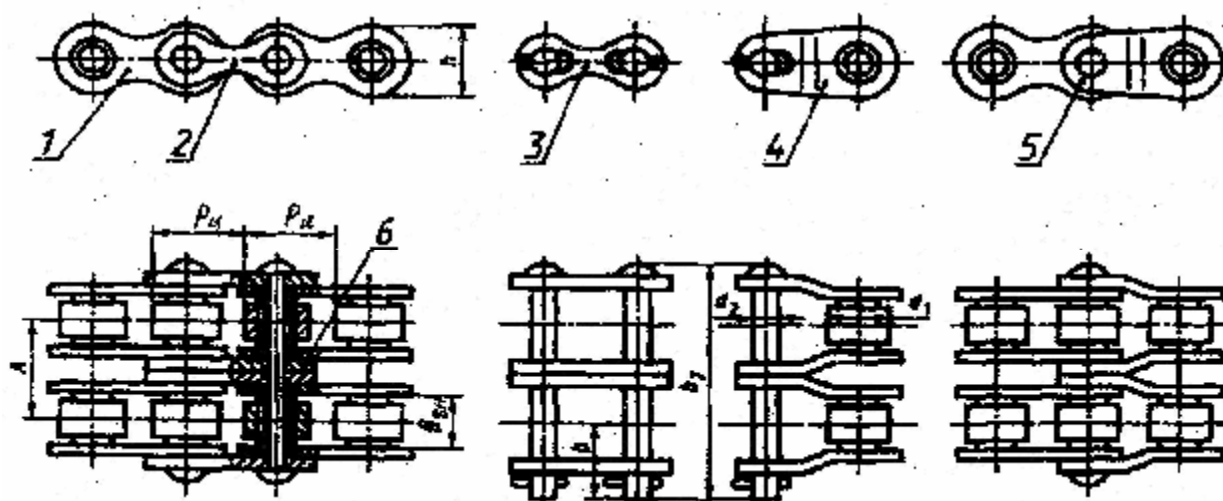


1 – внутреннее звено; 2 – наружное звено; 3 – соединительное звено;  
4 – промежуточная пластина.

Таблица П. 4  
Размеры в мм

Типоразмер цепи	$p_u$	$B_{вн}$ , не менее	$d_2$	$d_1$	$A$	$h$	$b_7$	$b$	$Q$ , кН, не менее	$q$ , кг	$A_{ом}$ , мм <sup>2</sup>
						не более					
2ПВ -9,525 - 20	9,525	5,20	4,45	6	10,75	9,85	27,5	8,5	20	1	81

## 2.2 Цепи приводные роликовые двухрядные типа 2ПР



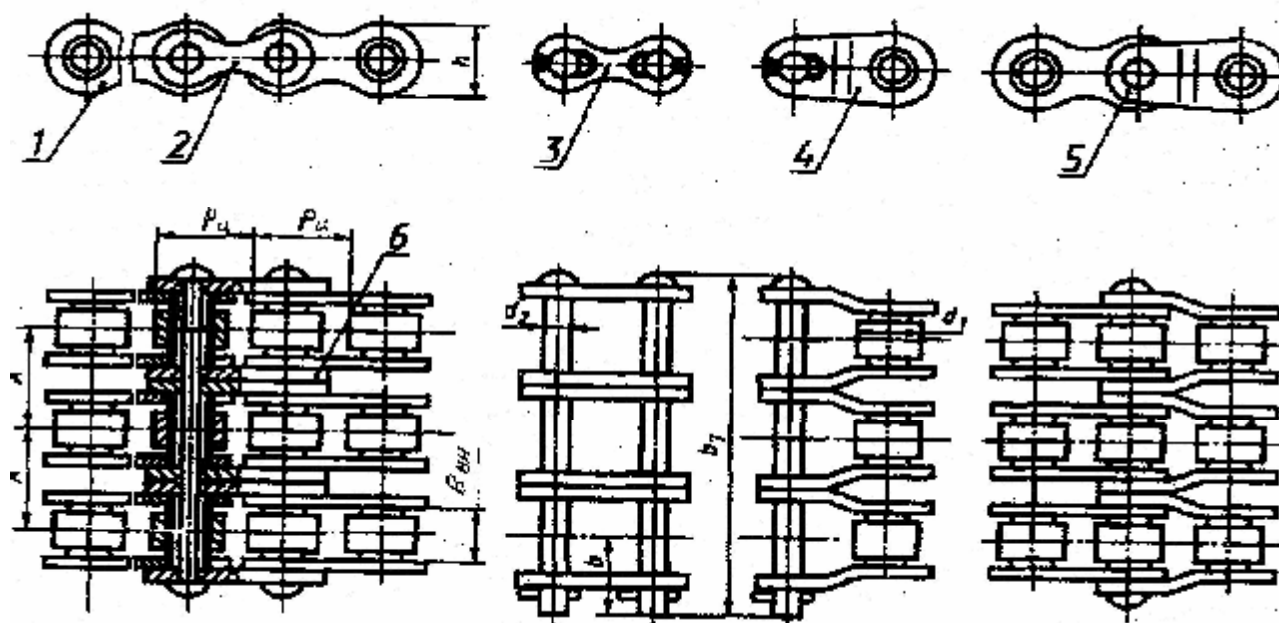
1 – внутреннее звено; 2 – наружное звено; 3 – соединительное звено;  
4 – переходное звено; 5 – двойное переходное звено;  
6 – промежуточная пластина.



Таблица П. 5  
Размеры в мм

Типоразмер цепи	$p_c$	$B_{вн}$ , не менее	$d_2$	$d_1$	$A$	$h$	$b_7$	$b$	$Q$ , кН, не менее	$q$ , кг	$A_{ом}$ , мм <sup>2</sup>
						не более					
2ПР - 12,70 - 31,8	12,7	7,75	4,45	8,51	13,92	11,8	35	11	31,8	1,4	105
2ПР - 15,875 - 45,4	15,875	9,65	5,08	10,16	16,59	14,8	41	13	45,4	1,9	140
2ПР - 19,05 - 64	19,05	12,7	5,96	11,91	22,78	18,08	53,4	17,75	64	2,9	200
2ПР - 25,4 - 114	25,4	15,88	7,92	15,88	29,29	24,2	68	22	114	5	359
2ПР - 31,75 - 177	31,75	19,05	9,53	19,05	35,76	30,2	82	24	177	7,3	524
2ПР - 38,1 - 254	38,1	25,4	11,1	22,23	45,44	36,2	104	30	254	11	788
2ПР - 44,45 - 344	44,45	25,4	12,7	25,40	48,87	42,24	110	34	344,8	14,4	946
2ПР - 50,8 - 453,6	50,8	31,75	14,27	25,58	58,55	48,3	130	38	453,6	19,1	1292

### 2.3 Цепи приводные роликовые трехрядные типа 3ПР

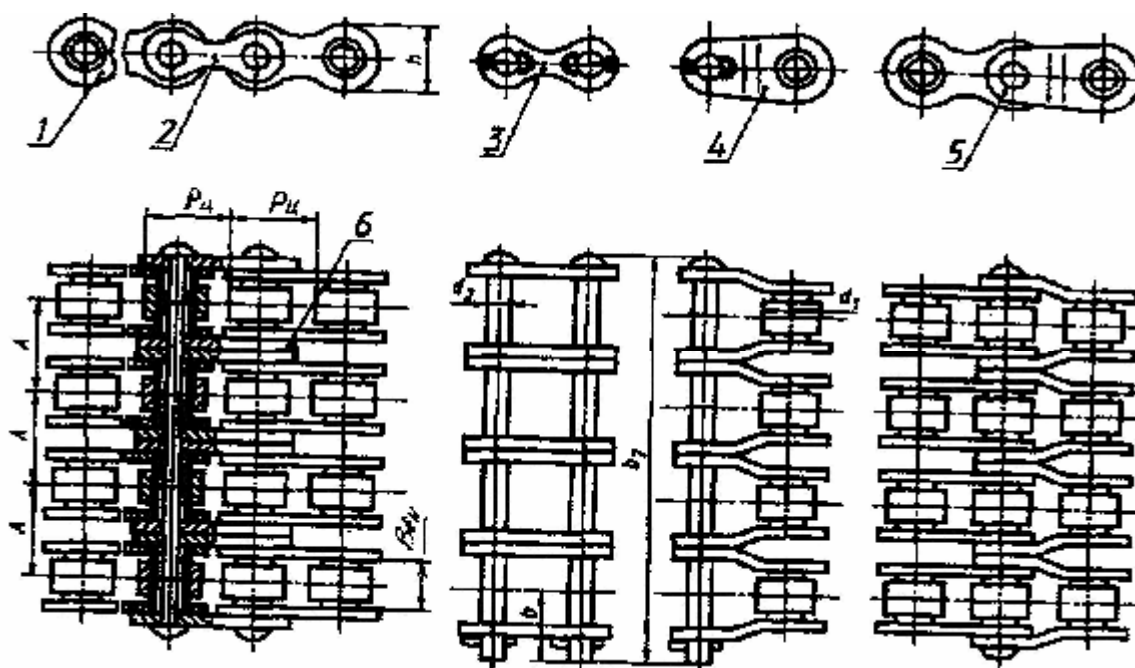


- 1 – внутреннее звено; 2 – наружное звено; 3 – соединительное звено;  
4 – переходное звено; 5 – двойное переходное звено;  
6 – промежуточная пластина.

Таблица П. 6  
Размеры в мм

Типоразмер цепи	$p_c$	$B_{вн}$ , не менее	$d_2$	$d_1$	$A$	$h$	$b_7$	$b$	$Q$ , кН, не менее	$q$ , кг	$A_{оп}$ , мм <sup>2</sup>
						не более					
3ПР - 12,7 - 45,4	12,7	7,75	4,45	8,51	13,92	11,8	50	11	45,4	2	150
3ПР - 15,875 - 68,1	15,875	9,65	5,08	10,16	16,59	14,8	57	13	68,1	2,8	202
3ПР - 19,05 - 96	19,05	12,7	5,96	11,91	22,78	18,08	76,2	17,75	96	4,3	317
3ПР - 25,4 - 171	25,4	15,88	7,92	15,88	29,29	24,2	98	22	171	7,5	359
3ПР - 31,75 - 265,5	31,75	19,05	9,53	19,05	35,76	30,2	120	24	265,5	11	786
3ПР - 38,1 - 381	38,1	25,4	11,1	22,23	45,44	36,2	150	30	381	16,5	1182
3ПР - 44,4 - 517,2	44,45	25,4	12,7	25,4	48,87	42,24	160	34	517,2	21,7	1419
3ПР - 50,8 - 680,4	50,8	31,75	14,27	28,58	58,55	48,3	190	38	680,4	28,3	1938

#### 2.4 Цепи приводные роликовые четырехрядные типа 4ПР



- 1 – внутреннее звено; 2 – наружное звено; 3 – соединительное звено;  
4 – переходное звено; 5 – двойное переходное звено;  
6 – промежуточная пластина.

Таблица П. 7  
Размеры в мм

Типоразмер цепи	$p_c$	$B_{вн}$ , не менее	$d_2$	$d_1$	$A$	$h$	$b$	$b_7$	$Q$ , кН, не менее	$q$ , кг	$A_{он}$ , мм <sup>2</sup>
						не более					
4ПР -19,05 - 128	19,05	12,7	5,94	11,91	22,78	18,08	17,75	101,9	128	5,75	420
4ПР - 24,4 - 228	25,4	15,88	7,92	15,88	29,29	24,2	22	129,9	228	10,9	716
4ПР - 31,75 - 355	31,75	19,05	9,53	19,05	35,76	30,2	24	157,5	355	14,7	1048
4ПР - 38,1- 50,8	38,01	25,4	11,1	22,23	45,44	36,2	30	197,1	508	22	1576
4ПР - 50,8 - 900	50,8	31,75	14,27	28,58	58,55	48,3	38	252,3	900	38	2580

### Примеры условных обозначений цепей и комплектующих изделий.

Цепь приводная роликовая однорядная шага 12,7 мм с расстоянием между внутренними пластинами  $B_{вн} = 7,75$  мм и с разрушающей нагрузкой 18,2 кН:

Цепь ПР - 12,7 - 18,2 ГОСТ 13568 - 97.

То же, с расстоянием между внутренними пластинами  $B_{вн} = 5,40$  мм:

Цепь ПР - 12,7 - 18,2 - 1 ГОСТ 13568 - 97

Комплектующие изделия для этой цепи:

звено соединительное -

Звено С - ПР - 12,7 - 18,2 ГОСТ 13568 - 97

звено двойное переходное -

Звено 2П - ПР - 12,7 - 18,2 ГОСТ 13568 - 97

звено переходное -

Звено П - ПР - 12,7 - 18,2 ГОСТ 13568 - 97

Цепь приводная роликовая трехрядная шага 24,5 мм с разрушающей нагрузкой 171 кН:

Цепь 3ПР - 25,4 - 171 ГОСТ 13568 - 97

Цепь приводная втулочная двухрядная шага 9,525 мм с разрушающей нагрузкой 20 кН:

Цепь 2ПВ - 9,525 - 20 ГОСТ 13568 - 97

Цепь приводная роликовая с изогнутыми пластинами шага 103,2 мм с разрушающей нагрузкой 650 кН:

Цепь ПРИ - 103,2 - 650 ГОСТ 13568 - 97.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

	Общие сведения .....	3
1.	Расчет цепной передачи.....	8
1.1.	Цель расчёта.....	9
1.2.	Исходные данные.....	9
1.3.	Критерии расчёта и работоспособности.....	10
1.4.	Выбор типа цепи.....	11
1.5.	Число зубьев ведущей звёздочки.....	11
1.6.	Определение числа зубьев ведомой звёздочки.....	12
1.7.	Фактическое передаточное число.....	12
1.8.	Коэффициент эксплуатации.....	12
1.9.	Расчётный шаг цепи.....	16
1.10.	Выбор приводной цепи.....	17
1.11.	Средняя скорость цепи.....	18
1.12.	Предварительное межосевое расстояние.....	18
1.13.	Число звеньев цепи.....	18
1.14.	Уточнённое межосевое расстояние, длина цепи.....	18
1.15.	Проверочные расчёты передачи.....	19
1.15.1.	Проверочный расчёт на износостойкость шарниров.....	19
1.15.2.	Проверочный расчёт на статическую прочность.....	19
1.15.3.	Проверочный расчёт цепи на сопротивление усталости пластин.....	20
1.16.	Нагрузка на валы цепной передачи.....	21
2.	Проектирование звёздочек.....	22
	Библиографический список.....	29
	ПРИЛОЖЕНИЕ 1.....	30

