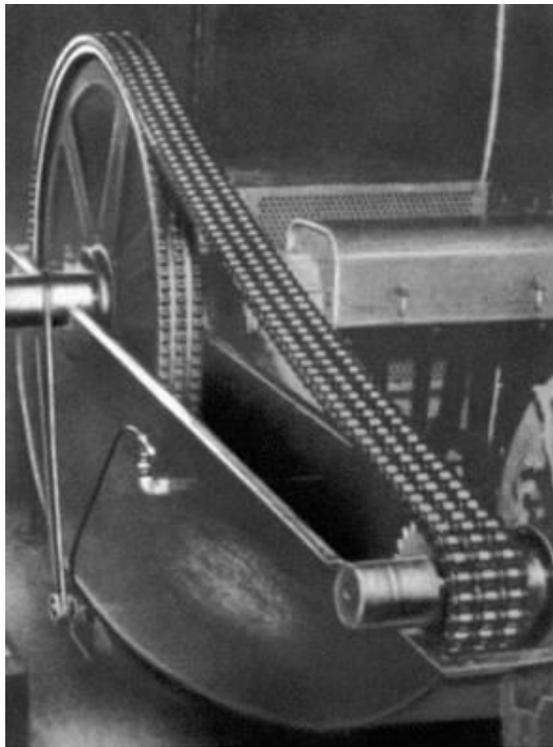
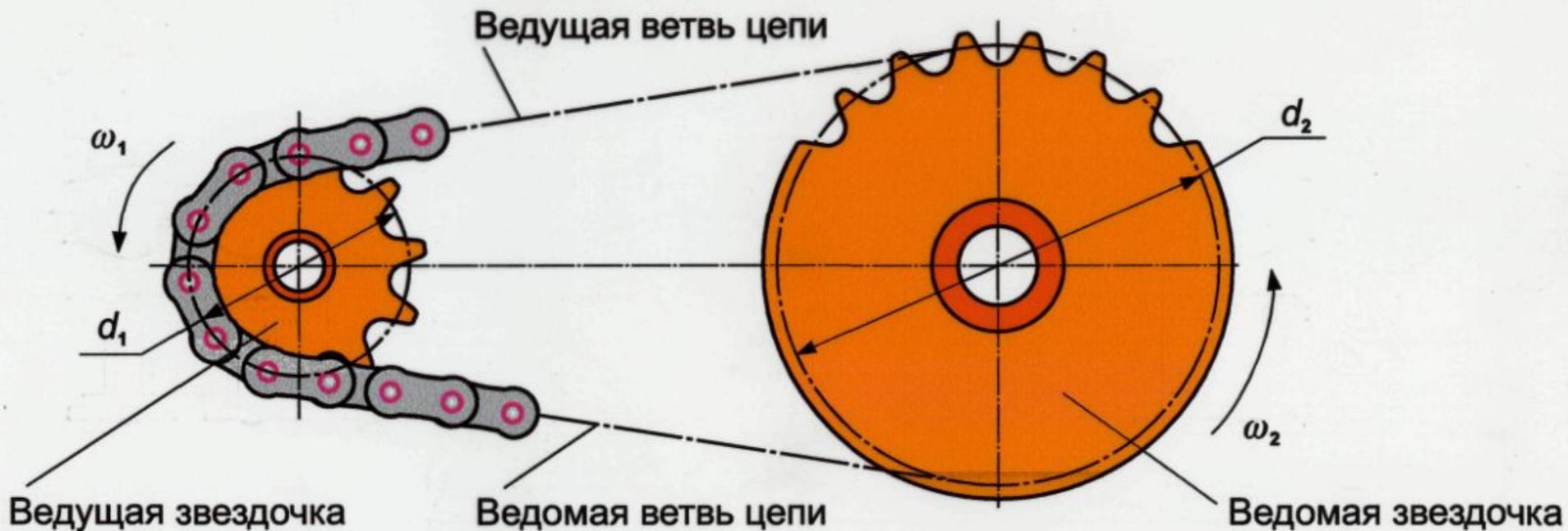


ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ –
механизм для передачи вращения между
параллельными валами при помощи жестко
закрепленных на валах зубчатых колес-звездочек,
через которые перекинута замкнутая приводная цепь.





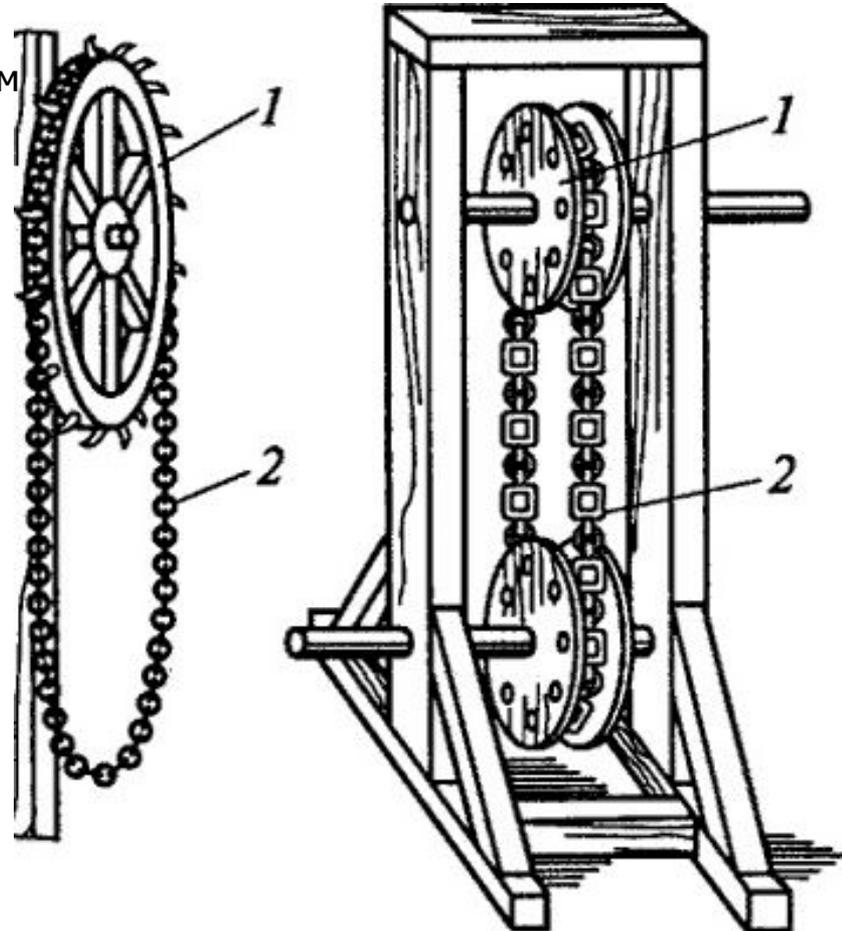
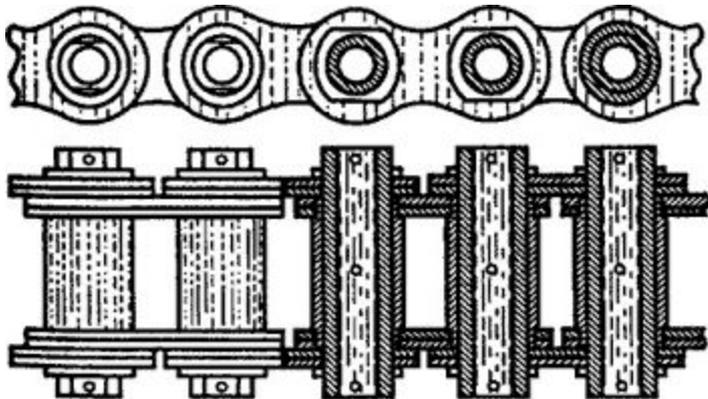
- d_1 - диаметр делительной окружности ведущей звездочки, мм;
- d_2 - диаметр делительной окружности ведомой звездочки, мм;
- z_1 - число зубьев ведущей звездочки;
- z_2 - число зубьев ведомой звездочки;

В состав передачи также часто входят натяжные и смазочные устройства, ограждения
Возможно применение нескольких ведомых звездочек

Применение: сельскохозяйственных, подъемно-транспортных, текстильных и полиграфических машинах, мотоциклах, велосипедах, автомобилях, нефтебуровом оборудовании

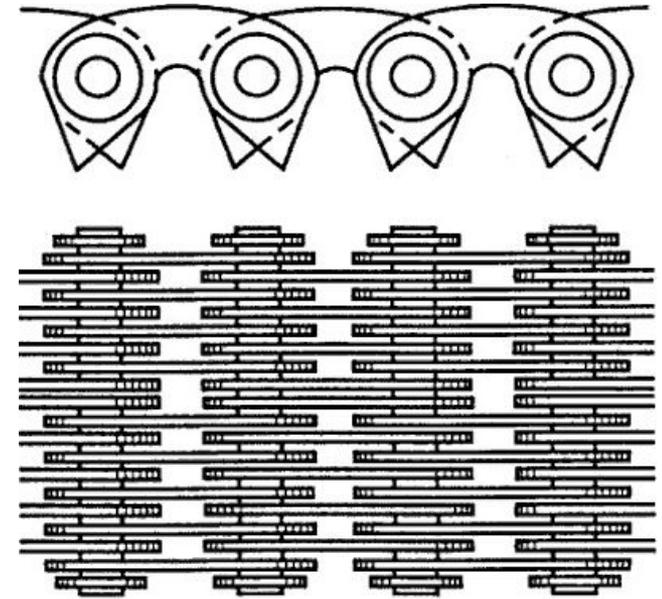
Цепные передачи известны с XVI в. Обычные кованые цепи перекидывались через шкивы с соответствующими зубцами на них и таким образом могли передавать вращение. Однако звенья цепи не всегда попадали на зубцы, и передача была ненадежной.

В середине XVIII в. англичанин Галль сконструировал цепь, до сих пор носящую его имя и широко используемую в машиностроении. Но обнаружилось, что цепь Галля при больших скоростях сильно ударяет о зубья звездочек, шумит и, вытягиваясь, может соскочить с зубьев.

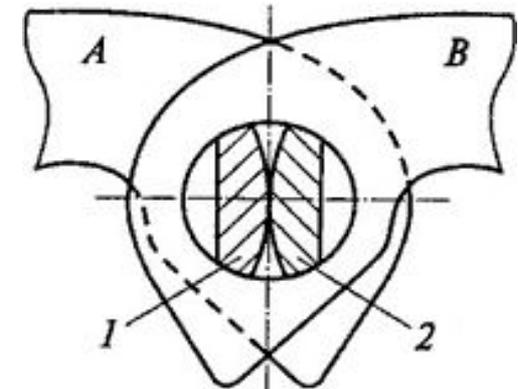


Цепь Агостино Рамелли

Эти недостатки в большой мере устранил американский инженер Рейнольдс, предложив так называемую *зубчатую*, или *бесшумную*, цепь. Звенья цепи Рейнольдса плотно охватывают зубья звездочек, эта цепь не шумит, даже при больших скоростях, и прочнее всех других приводных цепей из-за большого количества пластин по ширине цепи.



Дополнительное преимущество зубчатой цепи придает *шарнир качения*, скрепляющий звенья цепи. Он состоит из двух вкладышей 1 и 2 с цилиндрическими рабочими поверхностями, причем вкладыш 1 закреплен в пазе пластины В, а 2 — в пластине А. При этом поворот пластин А и В друг относительно друга вызывает обкатывание вкладышей 1 и 2 одного по другому.



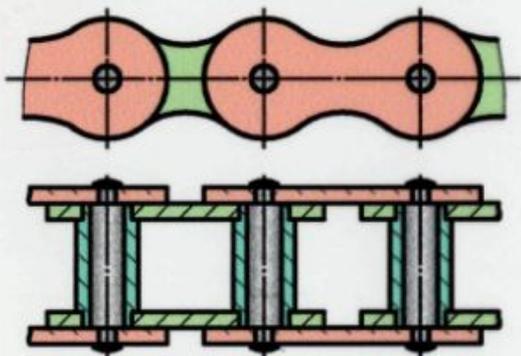
Достоинства:

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

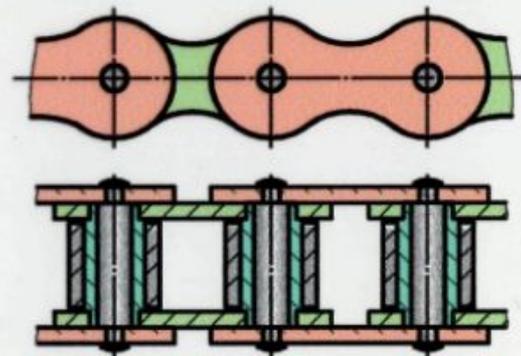
Недостатки:

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

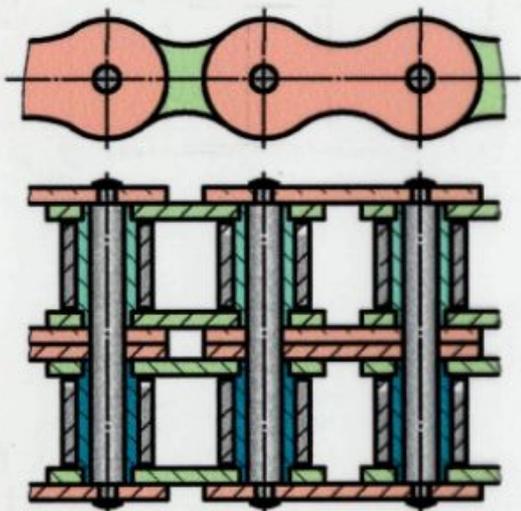
Втулочная ПВ
по ГОСТ 13568-75



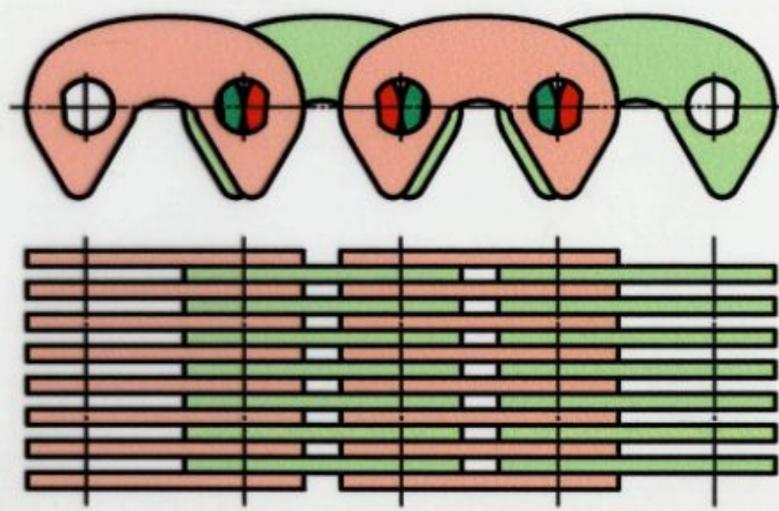
Роликовая однорядная ПР
по ГОСТ 13568-75



Роликовая двухрядная 2ПР
по ГОСТ 13568-75



Зубчатая ПЗ-1
по ГОСТ 13552-81

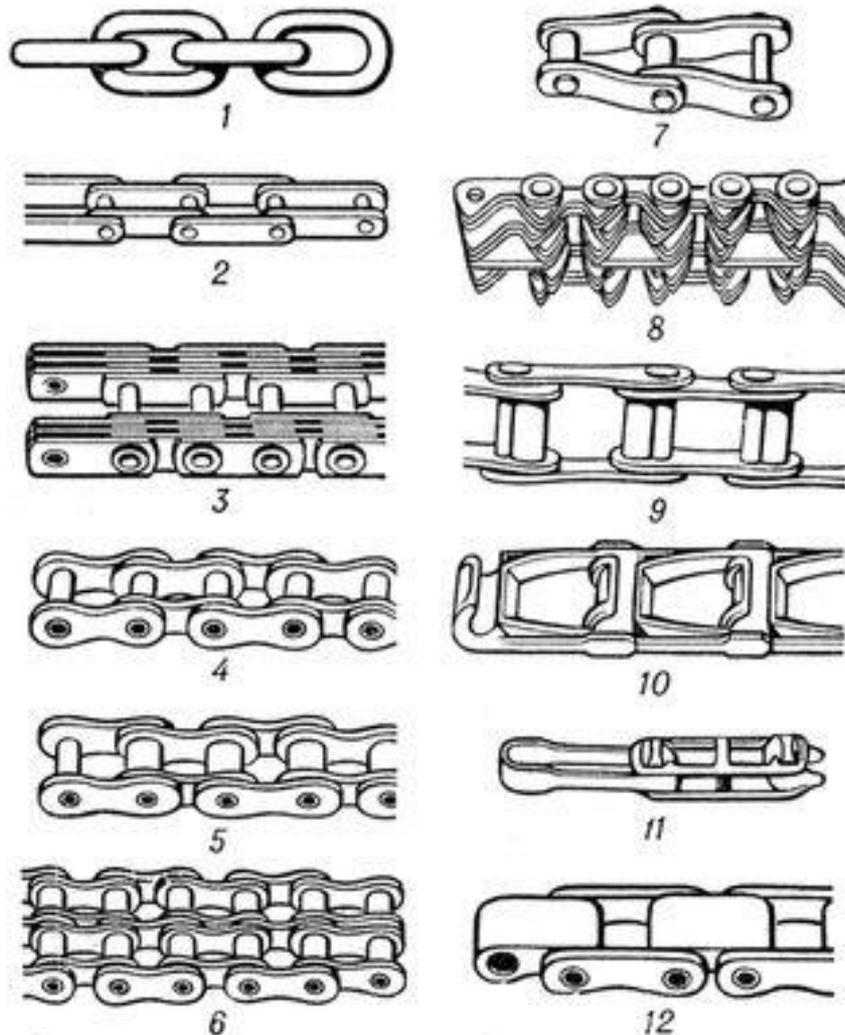


Цепи **по назначению** разделяют на три группы:

грузовые – используют для закрепления грузов;

тяговые – применяют для перемещения грузов в машинах непрерывного транспорта;

приводные – используют для передачи движения.



Грузовые:

1 — круглозвенная;

3 — пластинчатая шарнирная с многопластинчатыми звеньями;

Тяговая:

2 — пластинчатая простая шарнирная (безвтулочная);

Приводные:

4 — пластинчатая втулочная;

5 — пластинчатая втулочно-роликовая однорядная;

6 — пластинчатая втулочно-роликовая многорядная;

7 — с изогнутыми пластинами;

8 — пластинчатая зубчатая;

9 — пластинчатая открытошарнирная (двухваликовая);

10 — крючковая;

11 — горячештампованная разборная;

12 — блочная. 7

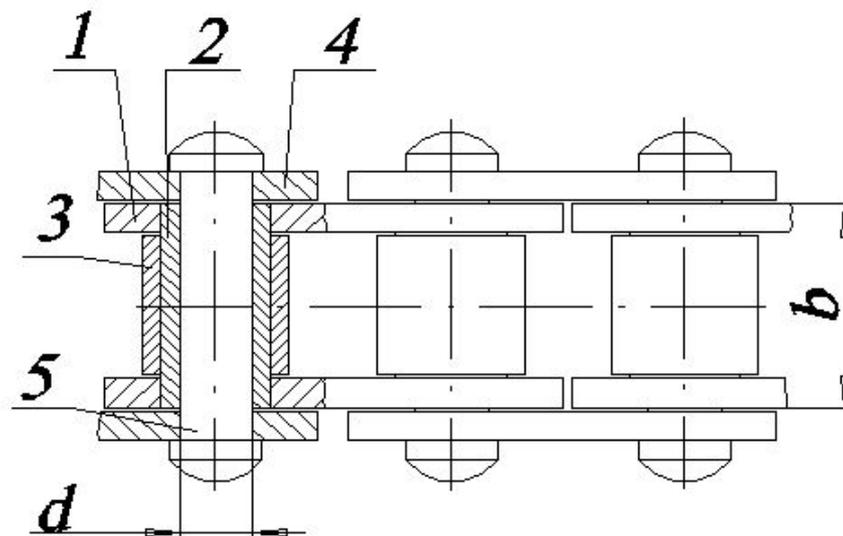
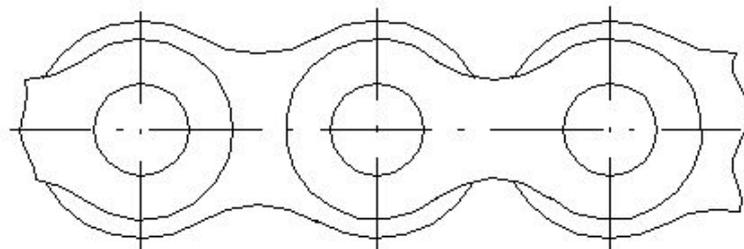
Параметры цепных передач (приводные цепи)

шаг P – расстояние между осями соседних шарниров.

Большинство цепей имеют шаг, кратный 1 дюйму (25,4 мм).

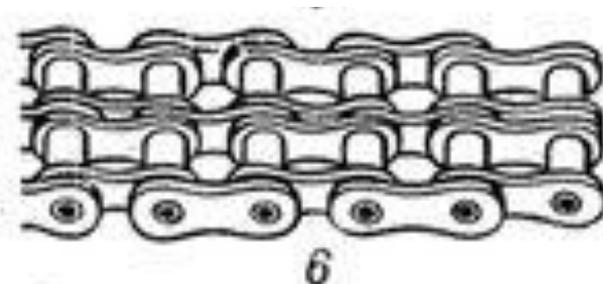
Наиболее широко применяют **роликовые цепи**, которые образуются из

- 1 - внутренняя пластина;
- 2 - запрессованные гладкие втулки;
- 3 - ролики;
- 4 - наружные пластины;
- 5 - валик с расклепаннными концами;

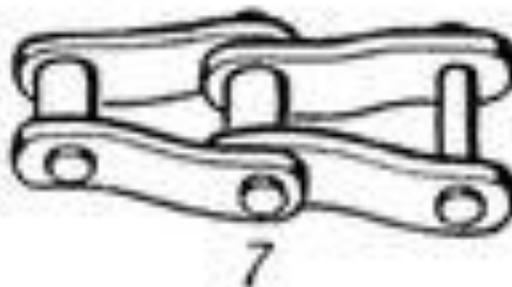


Для повышения сопротивления усталости значения натягов принимают значительно большими, чем предусмотрено стандартными посадками. Пластическое деформирование пластин в зоне отверстий, неизбежное при столь больших натягах, существенно повышает сопротивление усталости пластин (в 1,6...1,7 раза).

Многорядные цепи с числом рядов от двух до восьми собирают из деталей с такими же размерами, что и однорядные, кроме валиков имеющих соответственно большую длину. Нагрузочная способность цепей почти прямо пропорциональна числу рядов, что позволяет в передачах с многорядными цепями уменьшить шаг, радиальные габариты звездочек и динамические нагрузки.



При больших динамических, в частности ударных нагрузках, частых реверсах применяют **роликовые цепи с изогнутыми пластинами**. В связи с тем, что пластины работают на изгиб, они обладают повышенной податливостью.

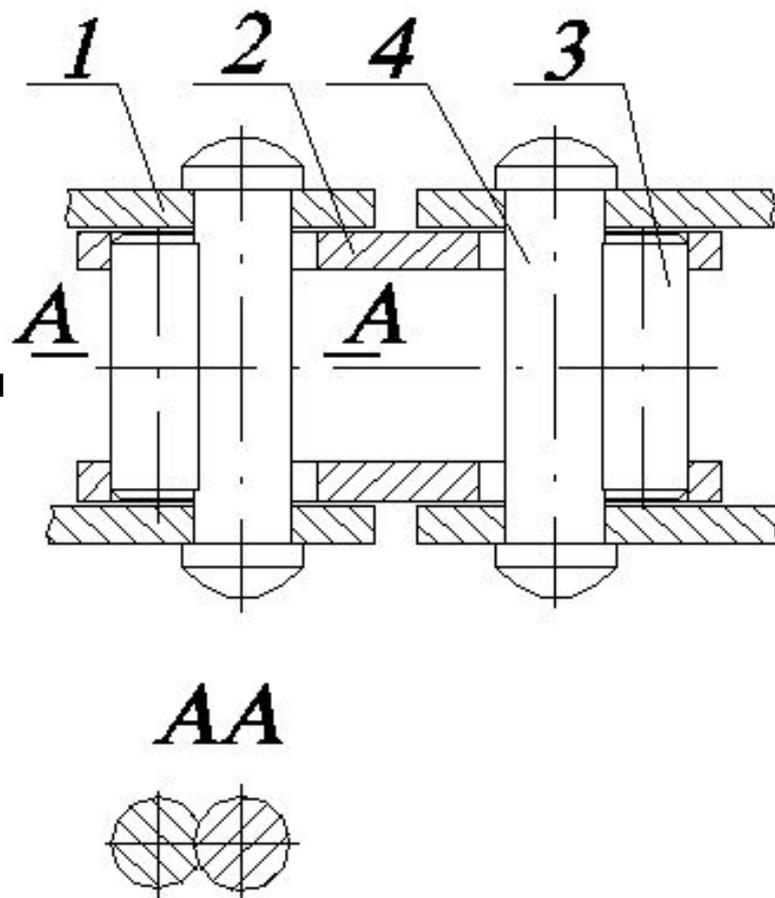


Параметры цепных передач (приводные цепи)

При работе цепных передач в условиях, вызывающих возрастание трения в шарнирах (запыленные и химически активные среды) используют

открытошарнирные пластинчатые цепи.

Будучи открытым, шарнир такой цепи самоочищается от попадающих в него абразивных частиц. Наружные звенья такой цепи не отличаются от аналогичных звеньев роликовой цепи. Внутренние звенья образуются из пластин 2, имеющих отверстия в форме восьмерки, и фасонных валиков 3, заменяющих втулку. Валик 4 свободно проходит через отверстие в пластине 2 и взаимодействует с фасонным валиком 3. Замена тонкостенных втулки и ролика не только удешевляет цепь, но и резко повышает сопротивление усталости деталей цепи. Благодаря этому открытошарнирные цепи оказались значительно долговечнее роликовых при работе в тяжело нагруженных передачах.

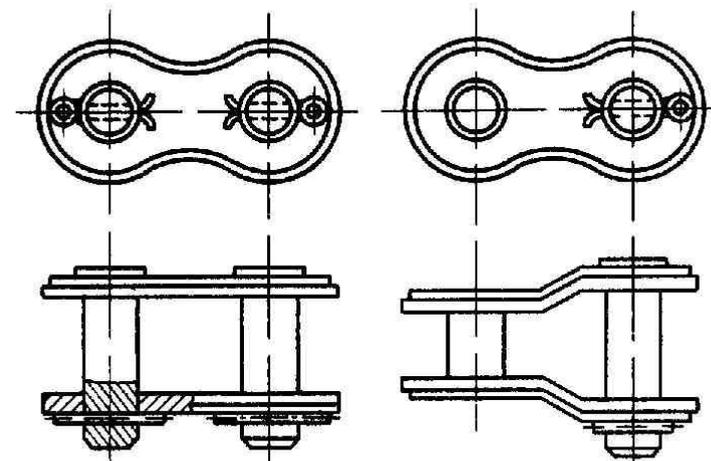


Параметры цепных передач (приводные цепи)

Зубчатые цепи к настоящему времени вытеснены более дешевыми и технологичными прецизионными роликовыми цепями, которые не уступают зубчатым по кинематической точности и шумовым характеристикам. Зубчатые цепи используют преимущественно для замены разрушившихся цепей в старом оборудовании. Из-за ограниченности применения зубчатые цепи не рассматриваются.



Соединительное звено, используемое при четном числе звеньев цепи, отличается от обычного наружного тем, что одна из его пластин надевается на концы валиков свободно и фиксируется на валиках замками и шплинтами. В случае необходимости использования цепи с нечетным числом звеньев применяют изогнутые переходные звенья, которые являются слабым местом цепи.



Обозначение цепей

Приводные роликовые и втулочные цепи по ГОСТ 13568—75:

ПРЛ — роликовые однорядные нормальной точности;

ПР — роликовые повышенной точности;

ПРД — роликовые длиннозвенные;

ПВ — втулочные;

ПРИ — роликовые с изогнутыми пластинами,

Роликовые цепи по ГОСТ 21834—76 для буровых установок (в быстроходных передачах).

В обозначении приводных цепей указывают число рядов цепи (если оно больше одного), тип цепи, ее шаг и разрушающую силу. Пример обозначения в соответствии с ГОСТ 13568-75 - 2ПР-25,4-114000 - двухрядная приводная роликовая цепь с шагом 25,4 мм и разрушающей силой 114000 Н.

Критерии работоспособности цепных передач

Цепные передачи выходят из строя по следующим причинам:

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

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

Материалы и термическая обработка деталей цепей

Пластины цепей должны обладать высоким сопротивлением усталости, поэтому их изготавливают из среднеуглеродистых качественных или легированных сталей 40, 45, 50, 40Х, 40ХН, 30ХН3А, термообработка – объемная закалка с низким отпуском, твердость обычно 40...50HRC.

Основное требование к деталям шарниров – валикам и втулкам – износостойкость рабочих поверхностей. Валики и втулки преимущественно выполняют из цементуемых сталей 15, 20, 15Х, 12ХН3, 18ХГТ и др., после цементации или газового цианирования детали закаливают до твердости поверхности 56...65HRCЭ. Термодиффузионное хромирование деталей шарниров повышает ресурс цепи по износу в 3...12 раз по сравнению с цементацией. Твердость поверхности роликов должна быть не ниже 43,5HRC.

Основные параметры цепных передач

Мощности, для передачи которых применяют цепные передачи, изменяются от долей до сотен киловатт, обычно до 100 кВт;

межосевые расстояния достигают 8 м.

Частоты вращения звездочек и скорость цепи ограничиваются величиной силы удара в зацеплении, износом шарниров и шумом передачи. Скорость цепи обычно до 15 м/с, но в передачах высокого качества при эффективном смазывании достигает 35 м/с.

Средняя скорость цепи, м/с

$$v = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot P}{60000}$$

где z_1 – число зубьев малой звездочки;

n_1 – частота ее вращения, мин⁻¹;

P – шаг цепи, мм.

Передаточное отношение определяют из условия равенства средней скорости цепи на звездочках

$$z_1 \cdot n_1 \cdot P = z_2 \cdot n_2 \cdot P$$

Отсюда передаточное отношение

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Здесь z_2 - число зубьев большой (ведомой) звездочки;
 n_2 - частота ее вращения, мин⁻¹.

Передаточное отношение ограничивается габаритами передачи, диаметром большой звездочки, малостью угла охвата цепью малой звездочки. Обычно u не превышает **7**.

Числа зубьев звездочек.

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

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

$$z_{1min} = 29 - 2u$$

При низких частотах вращения z_{1min} может быть уменьшено до 13.

Для высокоскоростных передач с $v > 20$ м/с принимают $z_{1min} > 35$.

Число зубьев большой (ведомой) звездочки:

$$z_2 = z_1 \cdot u$$

По мере износа шаг цепи увеличивается и ее шарниры поднимаются по профилю зуба звездочки на больший диаметр, что может привести в конечном счете к выходу цепи из зацепления со звездочкой. При этом предельно допустимое увеличение шага цепи тем меньше, чем больше число зубьев звездочки. Поэтому максимальное число зубьев большой звездочки:

$$z_{2max} = 120.$$

Предпочтительно принимать нечетное число зубьев звездочек (особенно малой), что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует равномерному износу шарниров цепи и зубьев звездочек. По этой же причине желательно выбирать число зубьев малой звездочки из ряда простых чисел.

Делительные диаметры звездочек определяют по расположению центров шарниров цепи на зубьях звездочек. Из рассмотрения треугольника АОВ на схеме малой звездочки цепной передачи следует:

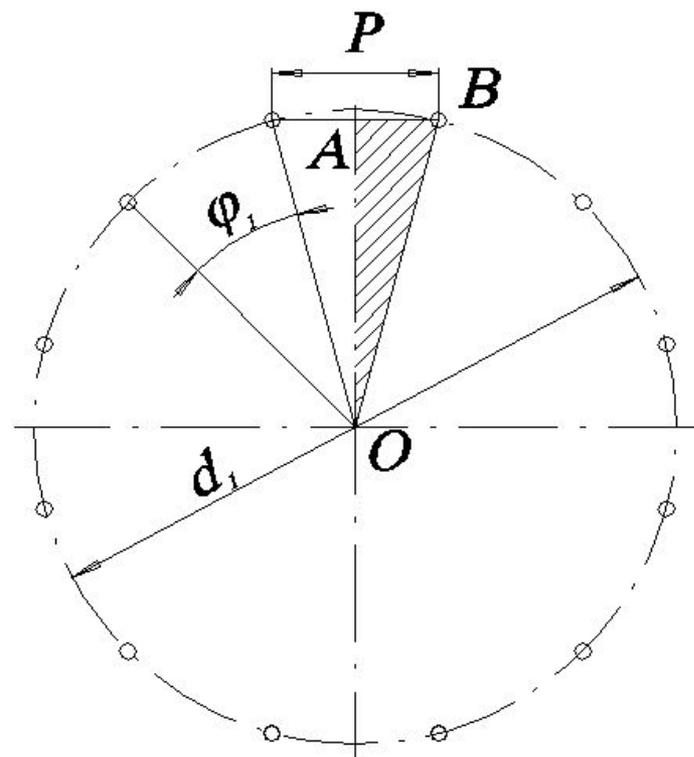
$$P/2 = d_1 \cdot \sin(\varphi_1 / 2) / 2$$

где φ_1 - угловой шаг, $\varphi_1 = 360^\circ / z_1$, z_1 - число зубьев малой звездочки.

Тогда делительные диаметры малой и большой звездочек (мм):

$$d_1 = \frac{P}{\sin(180^\circ / z_1)}$$

$$d_2 = \frac{P}{\sin(180^\circ / z_2)}$$



Межосевое расстояние и длина цепи.

Минимальное межосевое расстояние определяют из условий:

1. Размещения звездочек (отсутствия интерференции [пересечения])

$$a_{\min} > 0.5(D_{e1} + D_{e2})$$

где D_{e1} и D_{e2} - наружные диаметры звездочек.

2. Чтобы угол охвата малой звездочки был больше 120° , т.е. угол наклона каждой ветви к оси передачи был меньше 30° . А так как $\sin 30^\circ = 0.5$, то

$$\text{или } a_{\min} > d_2 - d_1 \qquad a > 50P$$

Оптимальное межосевое расстояние

$$a = (30 \dots 50)P$$

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

При $a > 50P$ даже небольшой износ каждого шарнира цепи вызывает значительное удлинение цепи, что приводит к нарушению зацепления цепи с зубьями звездочек.

Обычно межосевое расстояние ограничивают величиной

$$a_{\max} = 80P$$

Формула для определения длины цепи получена по аналогии с формулой для длины ремня, число звеньев получают делением длины цепи на шаг. Число звеньев цепи W зависит от межосевого расстояния a , шага P и чисел зубьев звездочек z_1 и z_2 :

$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a}{P} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{P}{a}$$

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

Межосевое расстояние (без учета провисания цепи) определяют из (13.9) как больший корень квадратного уравнения:

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

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

Для этого межосевое расстояние уменьшают на $(0,002 \dots 0,004)a$.

Окружная сила на звездочках (Н):

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_1} = \frac{10^3 \cdot P_1}{v_1}$$

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

d_1 - делительный диаметр ведущей звездочки, мм;

P_1 - мощность на ведущей звездочке, кВт;

v_1 - скорость движения цепи, м/с.

Расчет цепных передач

Предварительный расчет начинают с определения величины статической разрушающей силы проектируемой цепи

$$F_p' = F_t \cdot S$$

где **S** - коэффициент безопасности, зависящий от степени ответственности передачи, точности определения действующих нагрузок и коррозионного воздействия на передачу. Минимальные значения коэффициента безопасности принимают при отсутствии коррозии **S=6..10**, при активной коррозии **S=18...50**.

По найденному значению F_p' по стандартам на приводные цепи находят несколько вариантов цепи, для которых разрушающая сила несколько больше требуемой ($F_p > F_p'$).

Найденные варианты различаются шагом, числом рядов и типом цепи. Предварительный расчет, как правило, не позволяет выбрать единственный наиболее целесообразный вариант, а лишь очерчивает область возможных решений.

Основной расчет передачи проводят **по условию износостойкости шарниров цепи**. Давление в шарнирах не должно превышать допустимого в данных условиях эксплуатации. Давление в шарнирах **p** связывают с путем трения **S_f** зависимостью

$$p^m \cdot S_f = C$$

где **C** - для конкретных условий эксплуатации некоторая постоянная величина, **m** - показатель степени, зависящий от вида трения в шарнирах, при хорошем смазывании **m=3**, при недостаточном смазывании **m** находится в пределах от **1 до 2**.

Условное давление в шарнирах цепи в предположении нулевого зазора между валиком и втулкой и равномерного распределения давления в шарнире

$$p = \frac{K_{\text{э}} \cdot F_t}{A} \leq [p]$$

где $K_{\text{э}}$ - коэффициент эксплуатации; F_t - окружная сила на звездочках, Н;

A - площадь проекции шарнира на диаметральное сечение, мм²;

$[p]$ - допустимое давление (МПа) для средних эксплуатационных условий, при которых $K_{\text{э}}=1$.

Площадь проекции шарнира

$$A = d \cdot b$$

где d - диаметр валика; b - длина втулки.

Для стандартных цепей A определяется по таблицам в зависимости от шага.

Коэффициент эксплуатации $K_{\text{э}}$ представляют в виде частных коэффициентов:

$$K_{\text{э}} = K_{\text{д}} \cdot K_{\text{а}} \cdot K_{\text{н}} \cdot K_{\text{рег}} \cdot K_{\text{см}} \cdot K_{\text{реж}} \cdot K_{\text{т}}$$

-Коэффициент $K_{\text{д}}$ учитывает динамичность нагрузки, при спокойной нагрузке $K_{\text{д}}=1$; при нагрузке с толчками 1,2...1,5; при сильных ударах 1,8.

-Коэффициент $K_{\text{а}}$ учитывает влияние длины цепи (межосевого расстояния) - чем длиннее цепь, тем реже каждое звено входит в зацепление со звездочкой и тем меньше износ в шарнирах; при $a=(30...50)P$ принимают $K_{\text{а}}=1$; в других случаях

$$K_{\text{а}} = \sqrt[3]{L_0 / L}$$

где L_0 - длина цепи при $a=40P$, L - длина рассчитываемой цепи.

-Коэффициент $K_{\text{н}}$ учитывает влияние наклона линии центров звездочек передачи к горизонту; чем больше наклон передачи, тем меньше допустимый суммарный износ цепи;

при угле наклона $\psi \leq 45^\circ$ $K_{\text{н}}=1$; при $\psi > 45^\circ$

$$K_{\text{н}} = 0,15\sqrt{\psi}$$

-Коэффициент $K_{\text{рег}}$ учитывает влияние регулировки цепи;

для передач с регулировкой положения оси одной из звездочек $K_{\text{рег}}=1$,

для передач с нерегулируемым положением звездочек $K_{\text{рег}}=1,25$.

-Коэффициент $K_{\text{см}}$ учитывает влияния характера смазывания; при непрерывном смазывании в масляной ванне или от насоса $K_{\text{см}}=0,8$;

при регулярном капельном или внутришарнирном смазывании $K_{\text{см}}=1$,

при нерегулярном смазывании 1,5.

-Коэффициент $K_{\text{реж}}$ учитывает влияние режима работы передачи

$$K_{\text{реж}} = \sqrt[3]{N_{\text{см}}}$$

-Коэффициент $K_{\text{т}}$ учитывает влияние температуры окружающей среды, при

$-25 < T < 150$ °C принимают $K_{\text{т}}=1$; при экстремальных условиях $K_{\text{т}} > 1$.

Если по расчету значение коэффициента $K_{\text{э}} > 3$, то возможности передачи используются недостаточно и следует принять меры по улучшению условий работы.

Проверочные расчеты передачи проводят при значительных отличиях реальных условий эксплуатации от средних. Проверку на прочность **при пиковых перегрузках** проводят для передач землеройных, сельскохозяйственных и других машин, при работе которых возникают неучитываемые предельные состояния (встреча с непрогнозируемым препятствием). Условие прочности

$$F_{\max} = k_n \cdot F_t \leq F_p$$

где k_n - кратность кратковременной перегрузки.

Для тяжело нагруженных быстроходных передач (при скорости цепи $v > 20$ м/с) проводят расчет деталей **на сопротивление усталости**. По этому критерию разрушающую силу определяют отдельно для пластин F_{y1} , валиков F_{y2} , втулок F_{y3} и роликов F_{y4} . Допускаемая окружная сила на звездочках по условию сопротивления усталости

$$F_t' = \frac{F_{y\min}}{S}$$

где $F_{y\min}$ - меньшая сила из $F_{y1... y4}$; S - коэффициент безопасности.

Точное определение **ресурса цепи по износу шарниров** весьма затруднительно. Интенсивность изнашивания шарниров цепей при изменении конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов в пределах, характерных для реальных машин, изменяется от 0,00001 до 1000 мкм на 1 м пути трения. Поэтому расчет приводных цепей на износ по единой зависимости пока невозможен.

С достаточной точностью такие расчеты выполняют по методу подобия, согласно которому срок службы рассчитываемой приводной цепи $T = T_a \cdot K$.

где T_a - ресурс цепи в эталонной передаче, ч; K - коэффициент, учитывающий отличия в конструкции, технологии и эксплуатации реальной передачи от эталонной.

Силы, действующие в ветвях передачи

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

$$F_1 = F_t + F_2.$$

Сила натяжения ведомой ветви

$$F_2 = F_0 + F_u.$$

где F_0 - натяжение цепи от силы тяжести; F_u - натяжение от центробежных сил.

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

$$F_0 = \frac{m_1 \cdot g \cdot a}{8 \cdot f}$$

где m_1 - погонная масса цепи, кг/м; g - ускорение свободного падения; a - межосевое расстояние, м; f - стрела провисания цепи, мм.

При вертикальном (и близком к нему) положении линии центров звездочек

$$F_0 = m_1 \cdot g \cdot a.$$

Натяжение цепи от действия центробежных сил определяют по аналогии с ременными передачами

$$F_u = m_1 \cdot v^2.$$

где v - скорость движения цепи, м/с.

Если ветви ремней параллельны, сила на валы $F_\Sigma = F_1 + F_2$. В общем случае, если ветви цепи не параллельны, силу на вал определяют, как и для ременной передачи.

Расчетная сила, действующая на валы передачи

$$F_\Sigma = k_B \cdot F_t$$

где k_B - коэффициент, учитывающий вес цепи, для горизонтальной передачи принимают

$k_B = 1.15$, для вертикальной $k_B = 1.05$.

Переменность скорости движения цепи

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

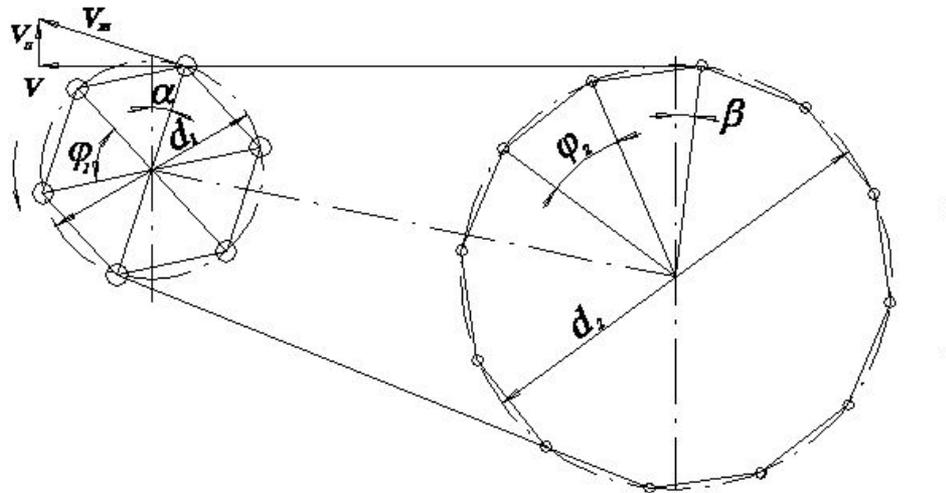
$$v_{ш} = \omega_1 \cdot d_1$$

где d_1 - делительный диаметр малой (ведущей) звездочки, мм.

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

$$v = v_{ш} \cdot \cos \alpha$$

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



Поперечная скорость цепи

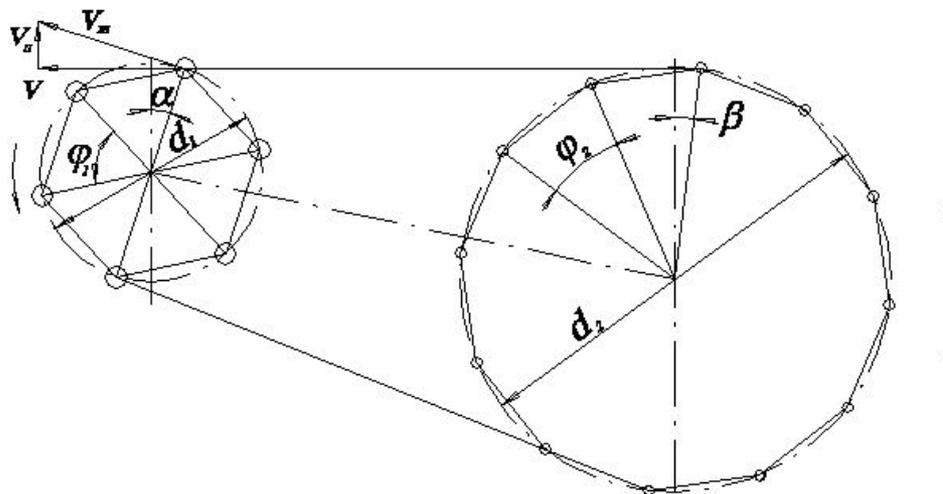
$$v_n = v_w \cdot \sin \alpha.$$

Мгновенная угловая скорость ведомой звездочки

$$\omega_2 = \frac{v}{500 \cdot d_2 \cdot \cos \beta}$$

где d_2 - делительный диаметр большой (ведомой) звездочки, мм;

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



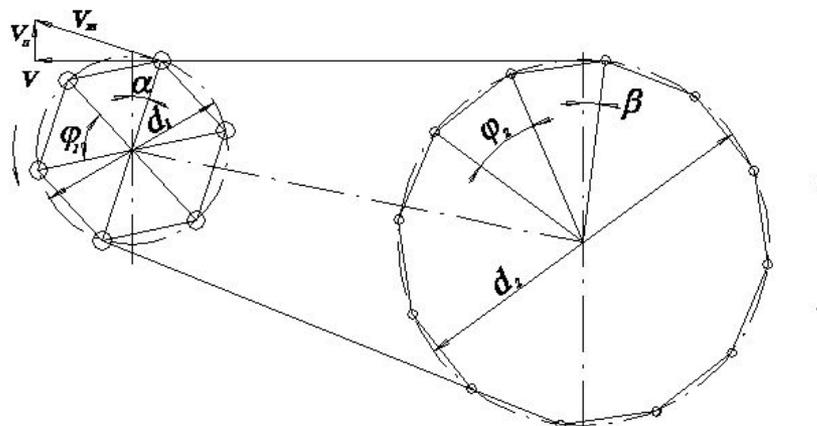
Мгновенное передаточное отношение

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2 \cdot \cos \beta}{d_1 \cdot \cos \alpha}$$

Из данной зависимости следует:

1. Передаточное отношение не постоянно;
2. Равномерность движения тем выше, чем больше числа зубьев звездочек, так как тогда $\cos \beta$ и $\cos \alpha$ ближе к единице (основное влияние оказывает увеличение числа зубьев малой звездочки).

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



Кованые звездочки

Однорядная



Двухрядная

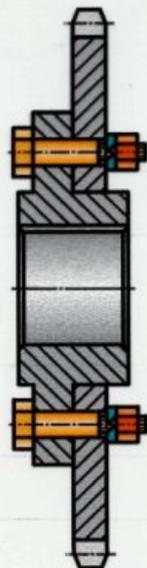


Составные звездочки

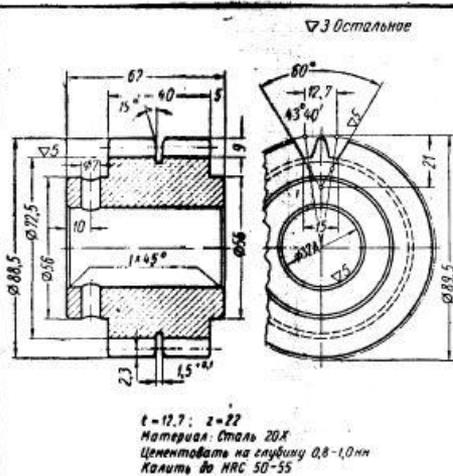
Сварная



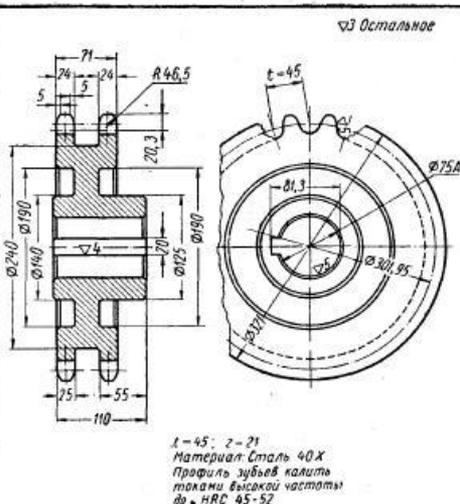
С болтовым соединением



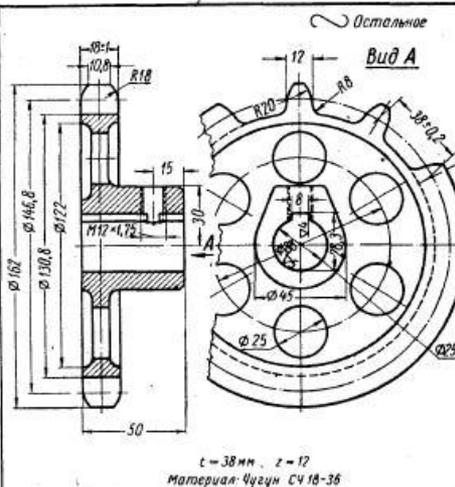
ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ



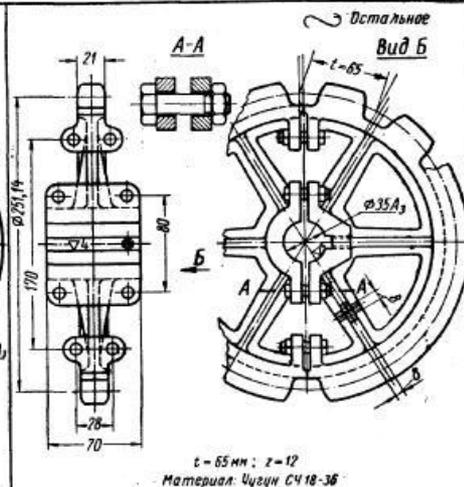
Фиг.1 Звездочка для зубчатой цепи



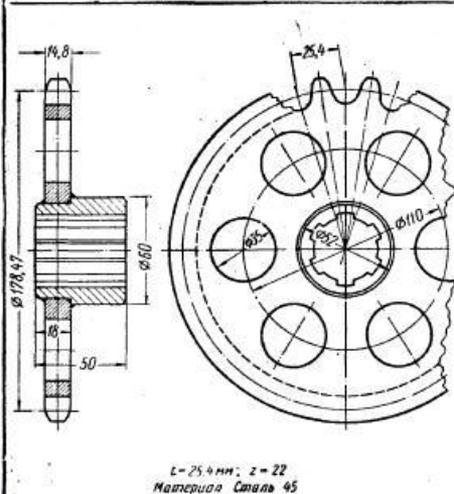
Фиг.2 Звездочка для двухрядной втулочно-роликовой цепи



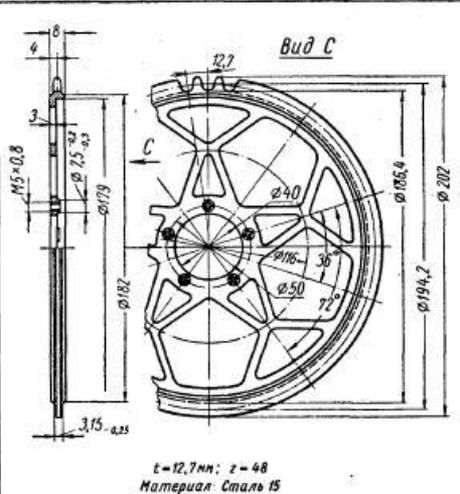
Фиг.3 Звездочка литая для крючковой цепи



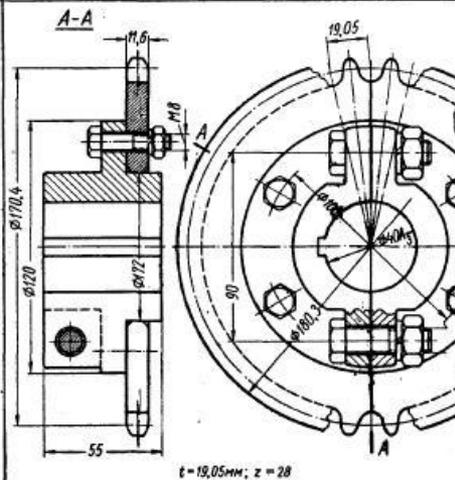
Фиг.4 Звездочка литая разъемная для тяговой цепи



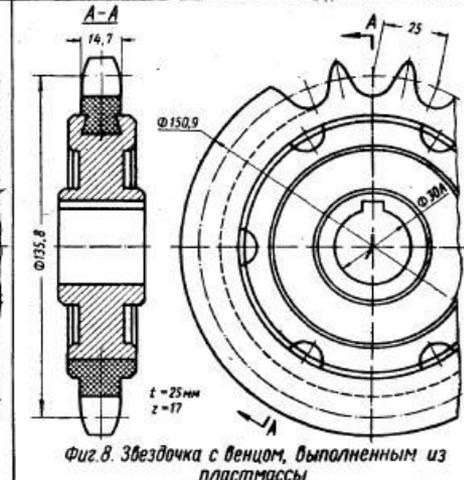
Фиг.5 Звездочка сварная для роликовой цепи



Фиг.6 Звездочка дисковая велосипедная



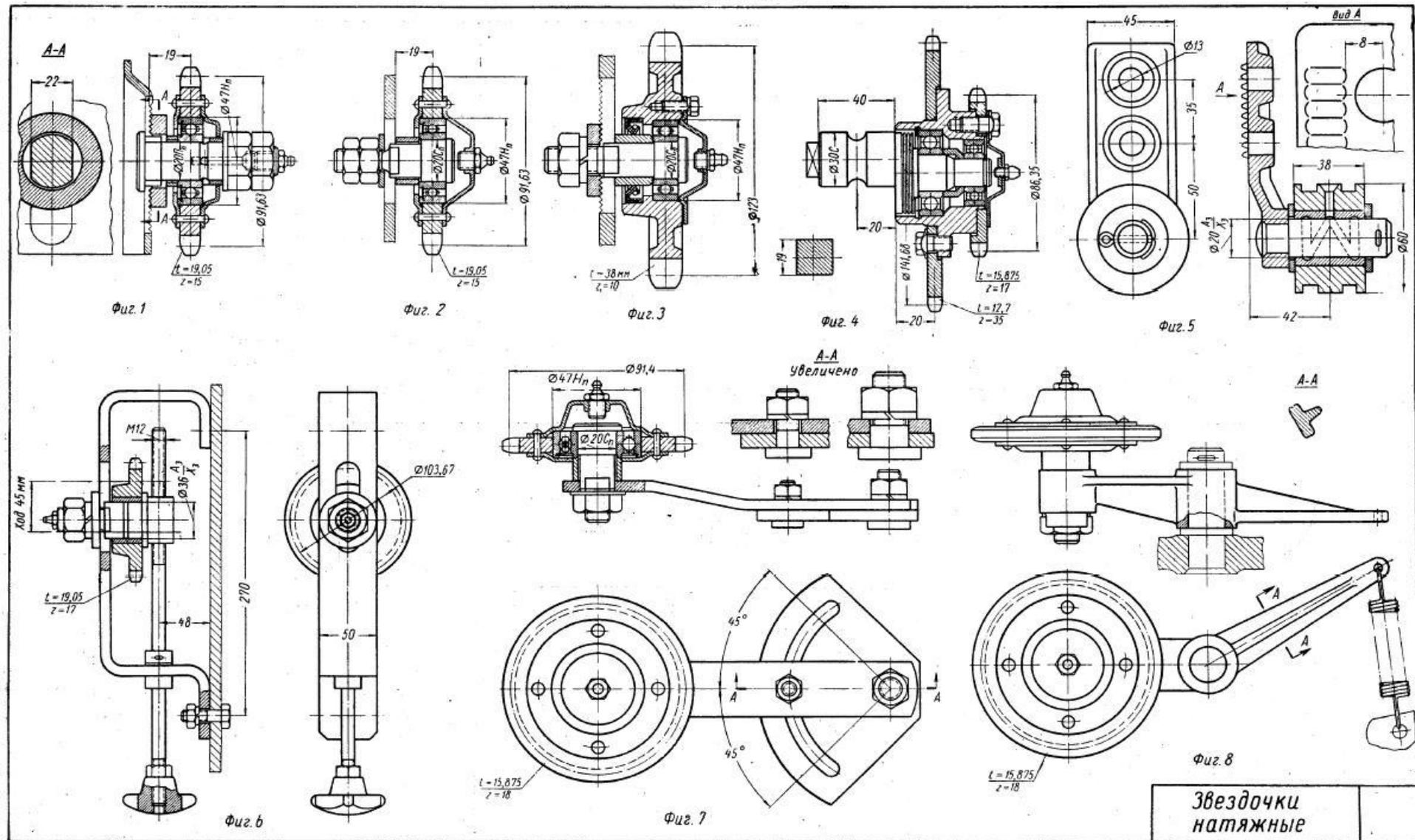
Фиг.7 Звездочка дисковая сборная



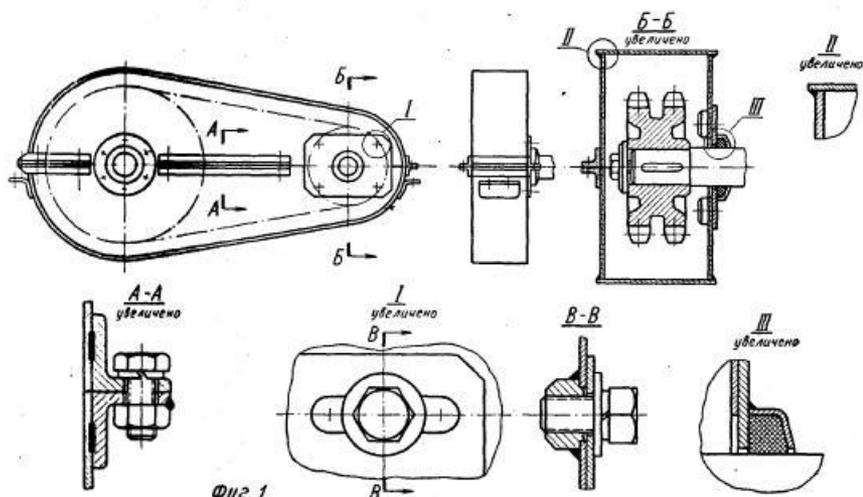
Фиг.8 Звездочка с венцом, выполненным из пластмассы

Конструкции звездочек

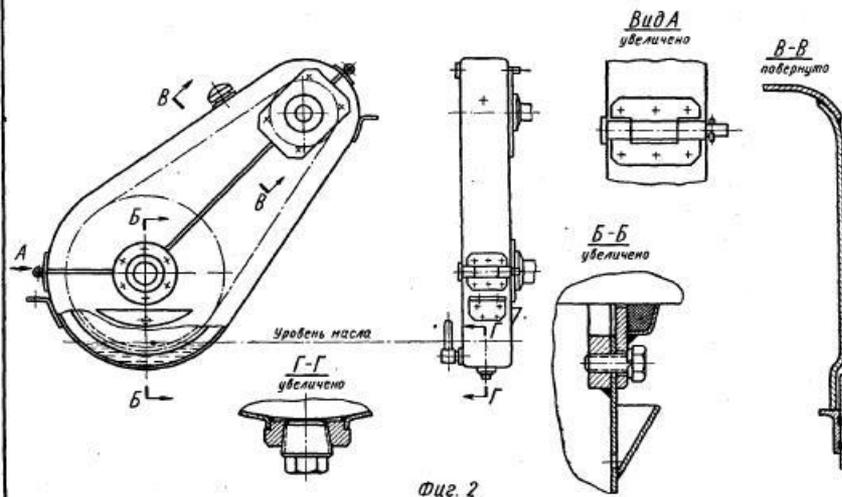
ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ



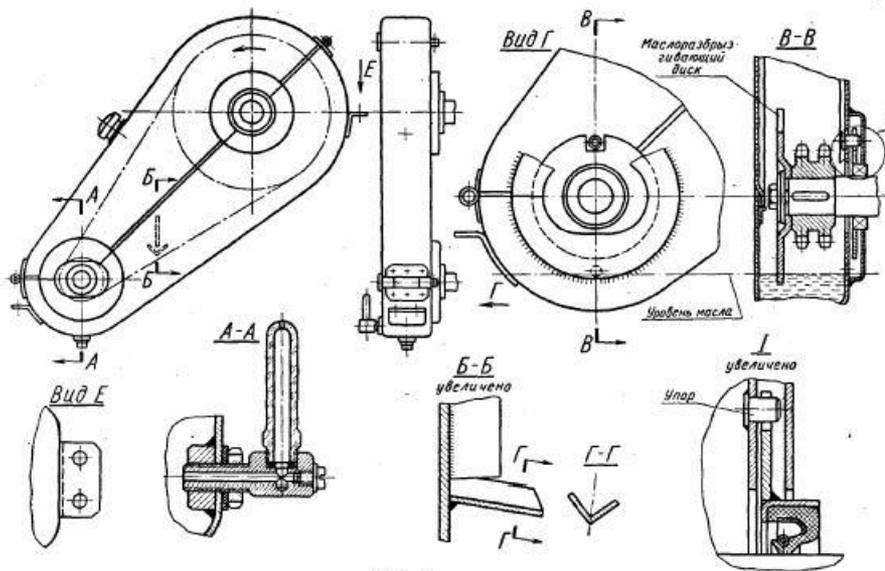
ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ



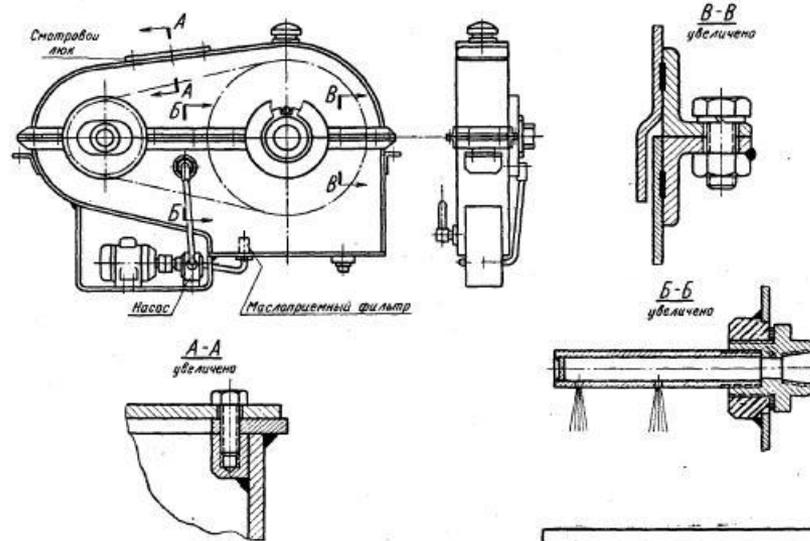
Фиг. 1



Фиг. 2



Фиг. 3



Фиг. 4

Ограждение и смазка
цепных передач

ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Цепи втулочные и втулочно-роликовые для мотоциклов и велосипедов по ГОСТ 3609-52

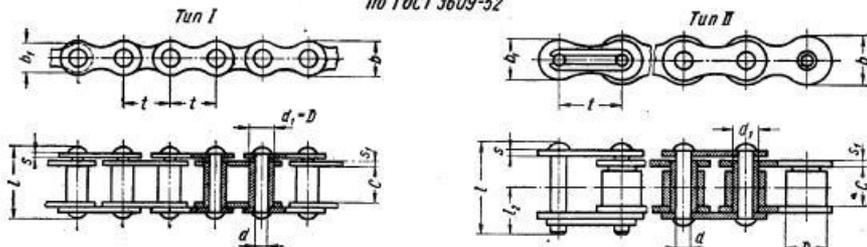


Таблица 1

Обозначение цепи	Тип цепи	Основные параметры						Размеры в мм										Вес 1 пог. м в кг
		t	C	D	F	Разрывная нагрузка в кг	d	d ₁	b	b ₁	s	s ₁	l	l ₂				
		Размеры в мм					Размеры в мм											
1-2 ГОСТ 3609-52	I	9,525	7,5	5	36,4	1000	3,41	5	9	8,8	1,35	1,6	15,3	—	0,5			
1-3 ГОСТ 3609-52	I	9,525	9,5	6	56,9	1200	4,38	6	10	8,8	1,6	1,75	19	—	0,6			
И-1 ГОСТ 3609-52*	II	12,7	3,4	2,8	23,2	750	3,5	5,18	10	8	1	1,2	12,1	7	0,32			
И-2 ГОСТ 3609-52	II	12,7	5,6	8,5	38,3	1500	4,38	6,38	11,8	10,3	1,35	1,35	15,8	9	0,6			
И-3 ГОСТ 3609-52	II	12,7	8,2	8,5	47,7	1500	4,38	6,38	11,8	10,3	1,35	1,35	19,1	11	0,7			
И-4 ГОСТ 3609-52	II	15,875	6,5	10,16	47,8	2000	5,17	7,165	14,6	13	1,55	1,55	19,5	11	0,85			
И-5 ГОСТ 3609-52	II	15,875	9,5	10,16	70,3	2000	5,17	7,165	14,6	13	1,55	1,55	22,5	12,5	1,05			

*Цепь И-1 ГОСТ 3609-52 для велосипеда

Цепи приводные пластинчатые втулочно-роликовые двухрядные нестандартные

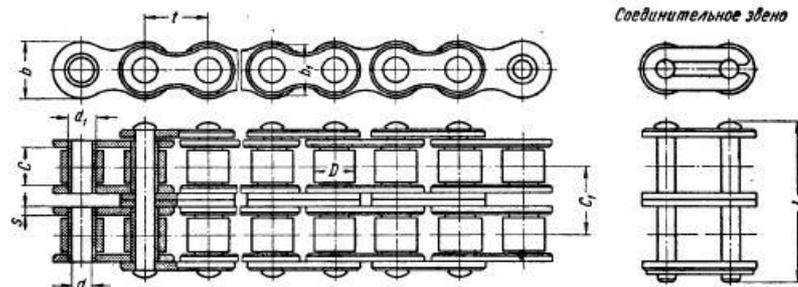


Таблица 3

Обозначение цепи	Основные параметры						Размеры в мм										Вес 1 пог. м в кг
	t	C	C ₁	D	F	Разрывная нагрузка в кг	d	d ₁	b	b ₁	s	l	Размеры в мм				
	Размеры в мм						Размеры в мм										
5Ц-00	12,7	8,2	14,5	8,5	95,4	2800	4,38	6,35	11,6	10,3	1,35	32,3	1,3	1,3			
7Ц-00	15,875	9,5	18	10,16	140,5	3600	5,17	7,165	14,4	13	1,55	37,7	1,9	1,9			

Цепи приводные пластинчатые втулочно-роликовые трехрядные нестандартные

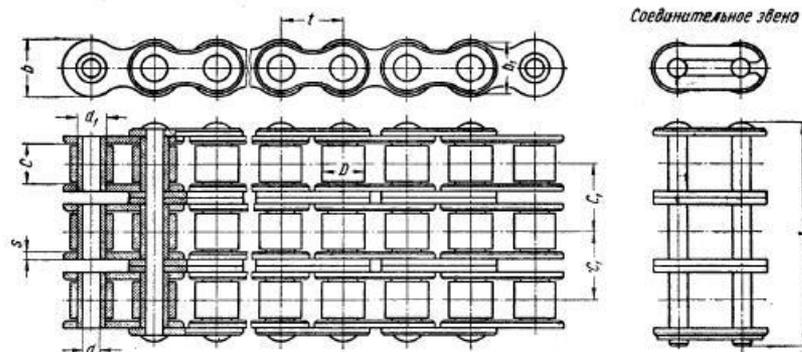


Таблица 4

Обозначение цепи	Основные параметры						Размеры в мм										Вес 1 пог. м в кг
	t	C	C ₁	D	F	Разрывная нагрузка в кг	d	d ₁	b	b ₁	s	l	Размеры в мм				
	Размеры в мм						Размеры в мм										
6Ц-00	12,7	8,2	14,5	8,5	143,0	4200	4,38	6,35	11,6	10,3	1,35	46,75	1,9	1,9			
8Ц-00	15,875	9,5	18	10,16	210,9	6000	5,17	7,165	14,4	13	1,55	55,2	2,9	2,9			

Цепи приводные втулочно-роликовые однорядные для сельскохозяйственных машин по ГОСТ 2599-50

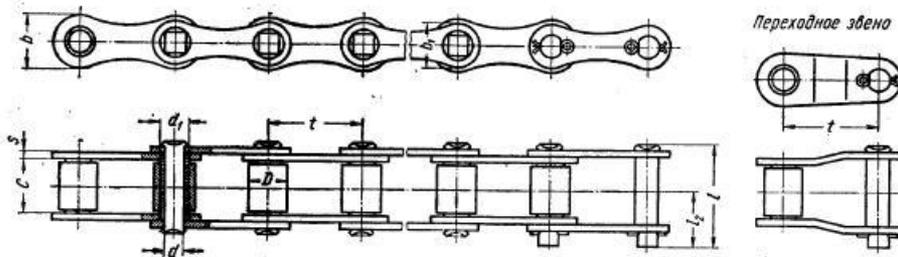


Таблица 2

Обозначение цепи	Основные параметры						Размеры в мм										Вес 1 пог. м в кг
	t	C	D	F	Разрывная нагрузка в кг	d	d ₁	b	b ₁	s	l	l ₂					
	Размеры в мм					Размеры в мм											
15,875 ГОСТ 2599-50	15,875	9,3	10,05	88,8	1750	5,1	7,22	14,5	13,15	2,1	22	11,6	1,2				
19,05 ГОСТ 2599-50	19,05	12,9	12	77,4	2500	6	8,6	16,5	15	3	31,5	16,8	1,9				
25,4 ГОСТ 2599-50	25,4	15,9	16	143,0	5000	9	11,7	23,5	21	4	42	23,4	3,2				
38,0 ГОСТ 2599-50	38,0	22	16	248,6	3000	8,88	11,85	21,5	18	3	44,5	24	2				
41,3 ГОСТ 2599-50	41,3	26	20	280,0	3500	9	14	26,5	23	3	48,5	26,8	3				

Примечание: в таблицах 1, 2, 3 и 4 F — площадь проекции опорной поверхности шарика цепи.

Цепи приводные втулочно-роликовые

К особенностям цепных передач относятся следующие:

1. По мере изнашивания шарниров цепи вытягиваются и могут соскакивать со звездочек. Это связано с большим числом звеньев цепи. Так, например, если каждое звено, износившись, вытянется за счет образовавшихся зазоров на 0,1 мм, то цепь из 100 звеньев вытянется на $0,1 \times 100 = 10$ мм, а это уже серьезная величина вытяжки. При этом цепь начинает сильно провисать на ведомой ветви, что ведет к нарушению правильной работы. Натяжение цепи регулируется перемещением вала одной из звездочек, нажимными роликами или оттяжными звездочками. Можно вынимать из цепи звенья, ступенчато уменьшая ее длину.
2. При большом числе зубьев на звездочке (свыше 90 — 120, а для зубчатой цепи более 140) цепь начинает соскакивать с нее. Объясняется это, помимо прочего, тем, что при огибании такой звездочки цепью звенья ее образуют между собой угол, незначительно отличающийся от 180° , и даже большие силы натяжения цепи не могут создать достаточных радиальных сил для прижима звеньев к звездочке. Особенно сильно соскакивают изношенные — «вытянутые» — цепи.
3. Из-за неравномерности хода цепной передачи минимальное число зубьев малой звездочки не должно быть меньше 13—15 при низких частотах вращения и 19 — 23 — при высоких; для зубчатых цепей эти значения больше на 20...30 %. Вследствие этого, а также исходя из вышеприведенного в п. 2 передаточное число цепных передач не должно превышать пяти, в крайних случаях семи.
4. Лучше иметь нечетные числа зубьев звездочек и четные числа звеньев, тогда изнашивание передачи будет более равномерным.
5. В приводах с быстроходным двигателем и редуктором цепную передачу располагают обычно после [редуктора](#).
6. Ведомую ветвь цепи располагают обычно внизу.
7. Для обеспечения самонатяжения угол наклона цепной передачи к горизонту стараются не делать больше 60° либо устанавливают на ведомую ветвь оттяжную звездочку.
8. Применение многорядных цепей нежелательно, так как здесь требуется повышенная точность изготовления звездочек и монтажа передачи.

Пример расчета цепной передачи

Рассчитать передачу роликовой цепью от тихоходного вала редуктора к приводному валу транспортера.

Исходные данные:

Вращающий момент на ведущей звездочке, расположенной на тихоходном валу редуктора $T_1=420$ Н·м;

Частота вращения ведущей звездочки $n_1=60$ об/мин;

Передаточное число $u=3$;

Межосевое расстояние $a \approx 1200$ мм;

Передача расположена под углом $\alpha=40^\circ$ к горизонту, смазка периодическая, работа односменная, положение валов передачи не регулируется.

Решение.

Выбор предварительного значения шага однорядной цепи

$$P = 4,5 \cdot \sqrt[3]{T_1} = 4,5 \cdot \sqrt[3]{420} = 33,7 \text{ мм}$$

Ближайшее значение шага и соответствующей ему площади проекции шарнира (выбирают по справочнику): $P = 31,75\text{мм}$, $A = 260\text{мм}^2$

Обозначение цепи	$A, \text{мм}^2$	$B_{\text{вн}}, \text{мм}$
ПР-8-460	11	3,00
ПР-9,525-910	28	5,72
ПР-12,7-900-1	17,9	2,4
ПР-12,7-900-2	21	3,30
ПР-12,7-1820-1	40	5,4
ПР-12,7-1820-2*	50	7,75
ПР-15,875-2270-1	55	6,48
ПР-15,875-2270-2*	71	9,65
ПР-19,05-3180*	105	12,7
ПР-25,4-5670*	180	15,88
ПР-31,75-8850*	260	19,05
ПР-38,1-12700*	395	25,4
ПР-44,45-17240*	475	25,4
ПР-50,8-22680*	645	31,75

Примечания. A – площадь проекции шарнира, $B_{\text{вн}}$ – расстояние между внутренними пластинами цепи,
* цепи могут изготавливаться двух- и трехрядными.

2. Определение числа зубьев малой (ведущей) и большой (ведомой) звездочек.

$$z_1 = 29 - 2 \cdot u = 23$$

$$z_2 = z_1 \cdot u = 69$$

3. Определение коэффициента эксплуатации.

$K_D = 1,2$ - небольшие колебания нагрузки;

$K_a = 1$ - межосевое расстояние в пределах $(30 \dots 50)P$

$K_H = 1$ - наклон передачи менее 45° ;

$K_{рез} = 1,25$ - положение звездочек не регулируется;

$K_{см} = 1,5$ - смазывание передачи нерегулярное;

$K_{резж} = 1$ - работа односменная;

$K_T = 1$ - температура окружающей среды менее $150^\circ C$

$$K_\varnothing = 1,2 \cdot 1,25 \cdot 1,5 = 2,25$$

4. Определение делительного диаметра малой звездочки

$$d_1 = \frac{P}{\sin(180^\circ / z_1)} = \frac{31,75}{\sin(180^\circ / 23)} = 233,17 \text{ мм}$$

5. Определение окружной силы на звездочках

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 420}{233,17} = 3602 \text{ Н}$$

6. Определение условного давления в шарнирах цепи

$$p = \frac{K_3 \cdot F_t}{A} = \frac{2,25 \cdot 3602}{260} = 31,17 \text{ МПа} < [p]$$

где $[p] = 34,6 \text{ МПа}$ - допускаемое давление в шарнирах (выбирается по справочным таблицам).

Табл. - Допускаемое давление в шарнирах цепи в зависимости от шага и частоты вращения ведущей звездочки.

Шаг P, мм	При частоте вращения малой звезд мин^{-1}						
	50	200	400	600	800	1000	1200
12,7...15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	20
19,05...25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5
31,75...38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15
44,45...50,8	35	26	21	17,5	15	-	-

Вычисление делительного диаметра большой звездочки

$$d_2 = \frac{P}{\sin(180^\circ/z_2)} = \frac{31,75}{\sin(180^\circ/69)} = 697,58 \text{ мм}$$

7. Определение диаметров окружностей выступов звездочек

$$d_{a1} = P \cdot (0,5 + \operatorname{ctg} 180^\circ/z_1) = 31,75 \cdot (0,5 + \operatorname{ctg} 180^\circ/23) = 246,87 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = P \cdot (0,5 + \operatorname{ctg} 180^\circ/z_2) = 31,75 \cdot (0,5 + \operatorname{ctg} 180^\circ/69) = 712,73 \text{ мм}$$

8. Определение ширины зуба звездочки

$$b_1 = 0,9 \cdot B_{BH} - 0,15 = 0,9 \cdot 19,05 - 0,15 = 17 \text{ мм}$$

9. Выбор числа звеньев цепи

$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2 \cdot a}{P} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right) \cdot \frac{P}{a} = \frac{23 + 69}{2} + \frac{2 \cdot 1200}{31,75} + \left(\frac{69 - 23}{2 \cdot \pi} \right) \cdot \frac{31,75}{1200} = 123$$

Принимаем $W = 124$.

10. Уточнение межосевого расстояния

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

$$= \frac{31,75}{4} \cdot \left[124 - \frac{23 + 69}{2} + \sqrt{\left(124 - \frac{23 + 69}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{69 - 23}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] = 1216 \text{ мм}$$

Полученное значение уменьшаем на $\Delta = 0,003 \cdot a^* = 3,65 \text{ мм}$.

Окончательное значение межосевого расстояния $a = a^* - \Delta = 1212 \text{ мм}$

11. Сила, действующая на валы передачи $F_{\Sigma} = k_B \cdot F_t = 1,15 \cdot 3602 = 4142 \text{ Н}$

Вопросы для самоконтроля

- Назначение цепных передач, каковы ее достоинства и недостатки по сравнению с ременной передачей?
- Основные виды цепей: грузовые, тяговые, приводные?
- Устройство роликовых цепей?
- Устройство зубчатых цепей и их преимущества над роликовыми?
- Передаточное отношение ременной передачи?
- Чем ограничено минимальное и максимальное количество зубьев звездочек?
- Оптимальное межосевое расстояние цепных передач?
- Предварительный и основной расчет цепной передачи?
- Переменность скорости движения цепи и мгновенное передаточное отношение?