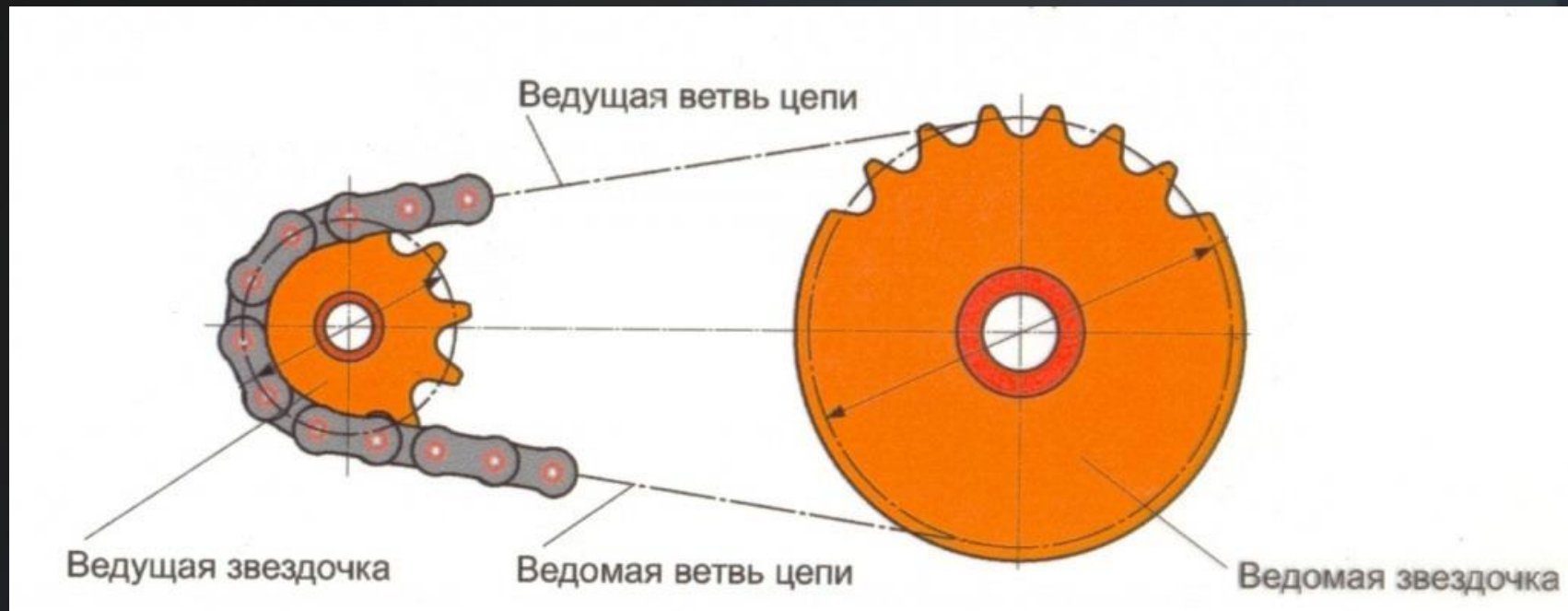


A close-up photograph of a mechanical system featuring a dark metal chain on the left and a large, dark metal gear on the right. The background is a warm, out-of-focus orange-brown color. The text "ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ" is overlaid in the center in a bold, yellow font with a red outline.

ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Цепная передача – это передача зацеплением с гибкой связью, состоящая из ведущей и ведомой звездочек и охватывающей их цепи



Передачи используют в сельскохозяйственных, подъемно-транспортных, текстильных и полиграфических машинах, мотоциклах, велосипедах, автомобилях, нефтебуровом оборудовании и т.д.

НАТЯЖНЫЕ УСТРОЙСТВА

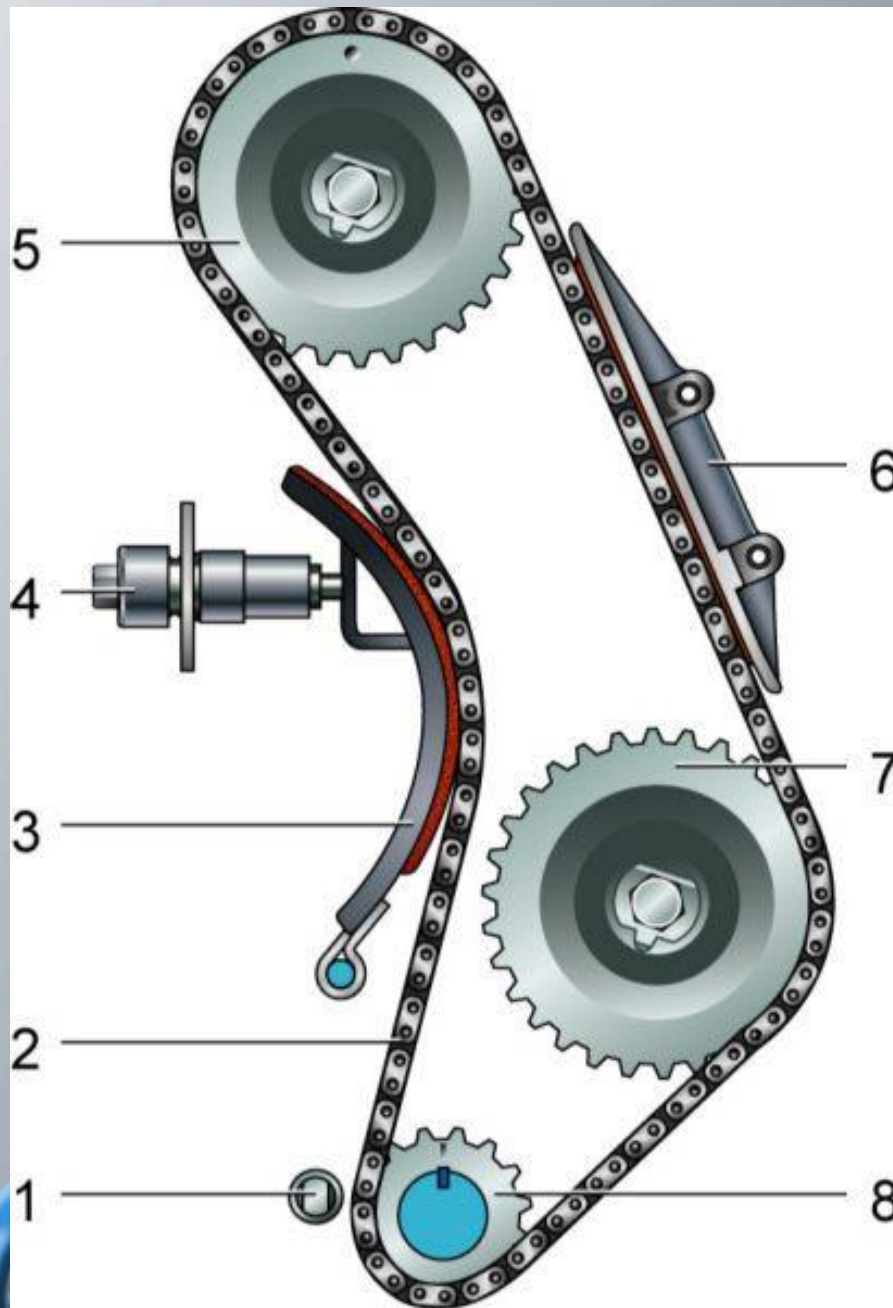
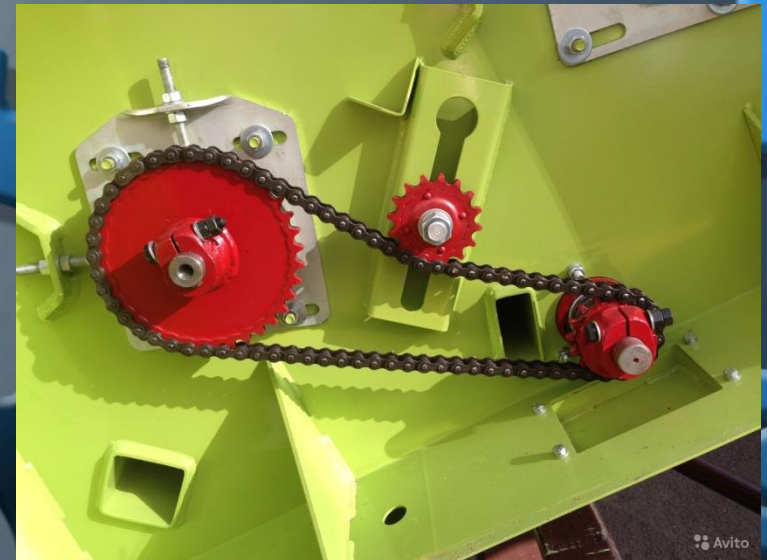
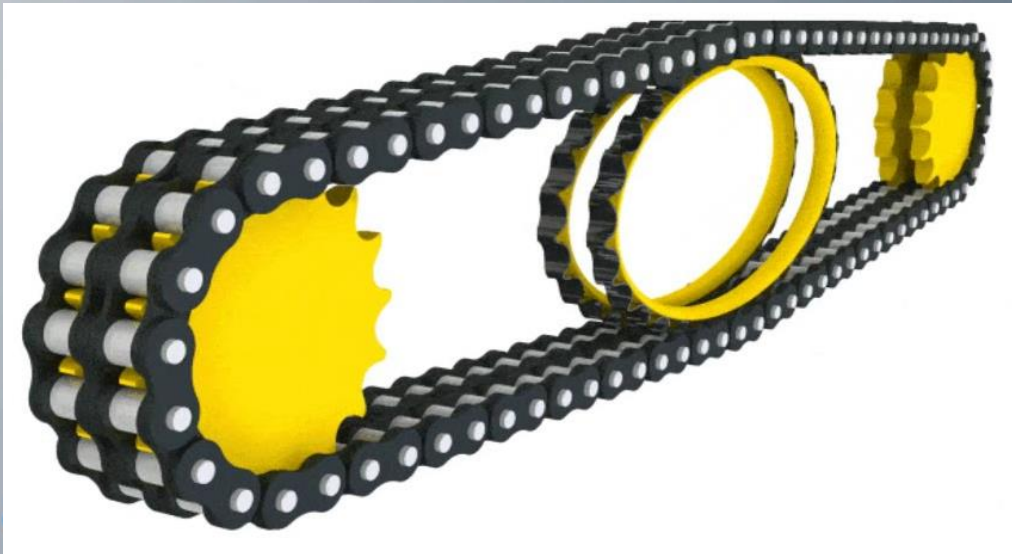
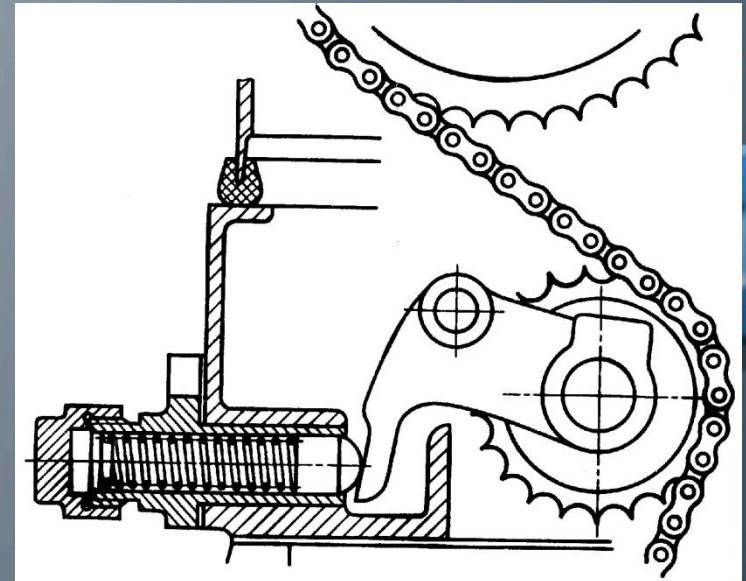
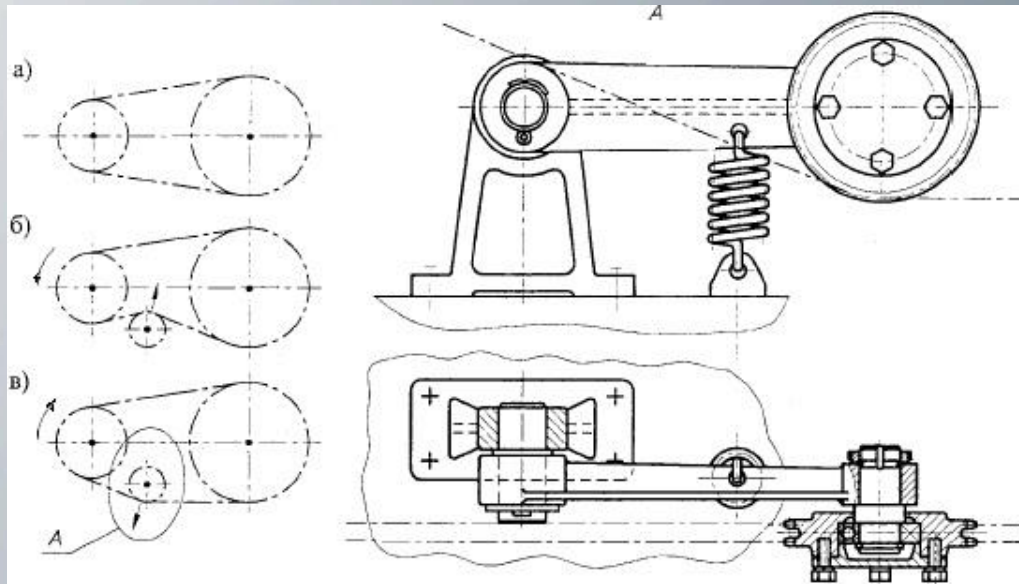
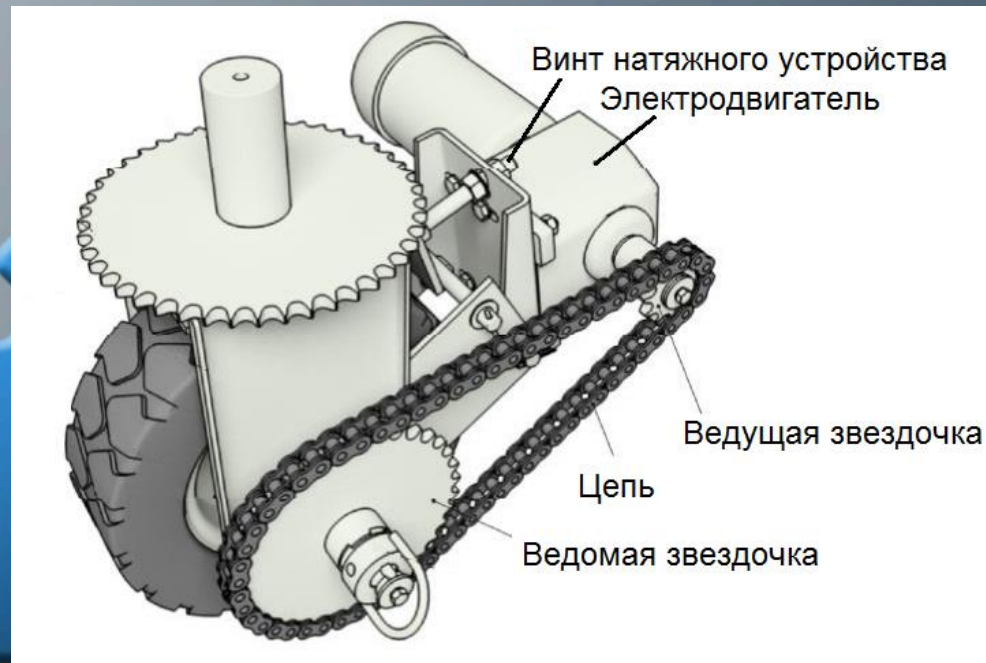
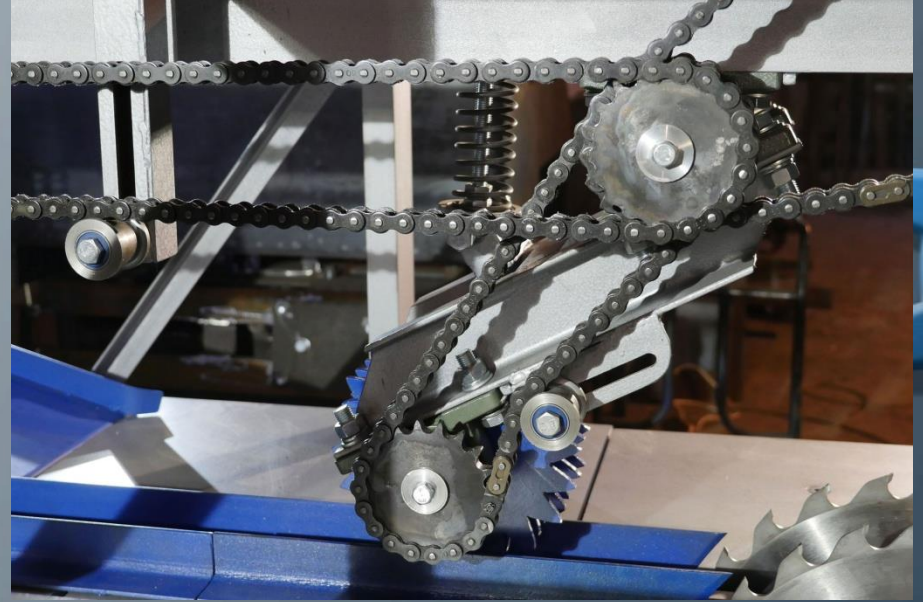


Схема цепного привода
распределительного вала:
1 – ограничительный палец,
2 – цепь,
3 – башмак натяжного
устройства,
4 – плунжерный натяжитель
цепи,
5 – звездочка
распределительного вала,
6 – успокоитель цепи,
7 – звездочка вала
вспомогательных механизмов,
8 – звездочка коленчатого
вала

НАТЯЖНЫЕ УСТРОЙСТВА



НАТЯЖНЫЕ УСТРОЙСТВА



Достоинства цепных передач:

1. Возможность передачи движения на достаточно большие расстояния (до 8 м).
2. Возможность передачи движения нескольким валам одной цепью.
3. Отсутствие проскальзывания
4. Незначительные нагрузки на валы и их опоры.
5. Относительно высокий КПД (0,96...0,98 при достаточной смазке)
6. Меньшие, чем у ременных передач, габариты

Недостатки цепных передач:

1. Повышенная шумность и виброактивность при работе вследствие пульсации скорости цепи и возникающих при этом динамических нагрузок
2. Интенсивный износ шарниров цепи
3. Вытягивание цепи вследствие износа шарниров и удлинения пластин
4. Необходимость смазки и регулировки
5. Сравнительно высокая стоимость

Цепи по назначению разделяют на три группы

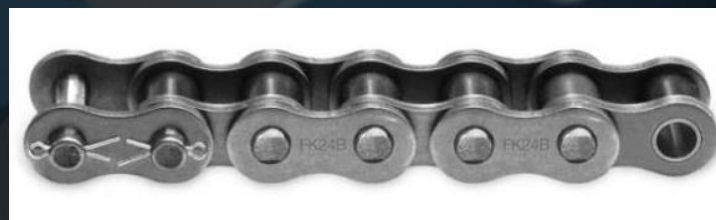
- тяговые цепи (для перемещения грузов по горизонтальной или наклонной поверхности)



- грузовые цепи (для подъема грузов)

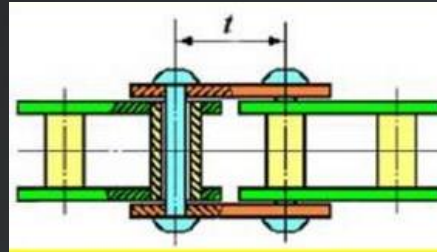


- приводные цепи (для передачи движения, чаще вращательного)

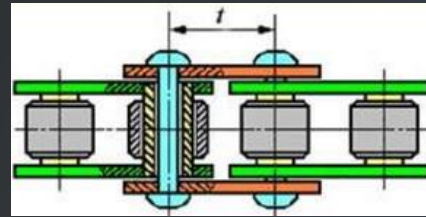


ПО КОНСТРУКЦИИ ПРИВОДНЫЕ ЦЕПИ РАЗЛИЧАЮТ:

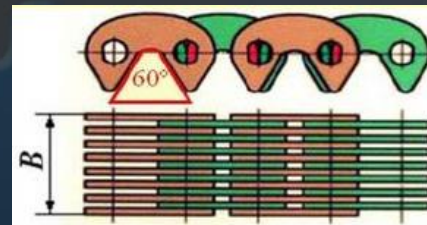
Втулочные



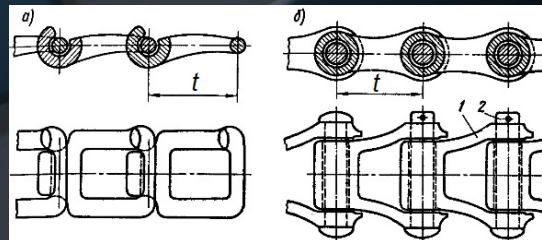
Роликовые



Зубчатые



Фасоннозвенные

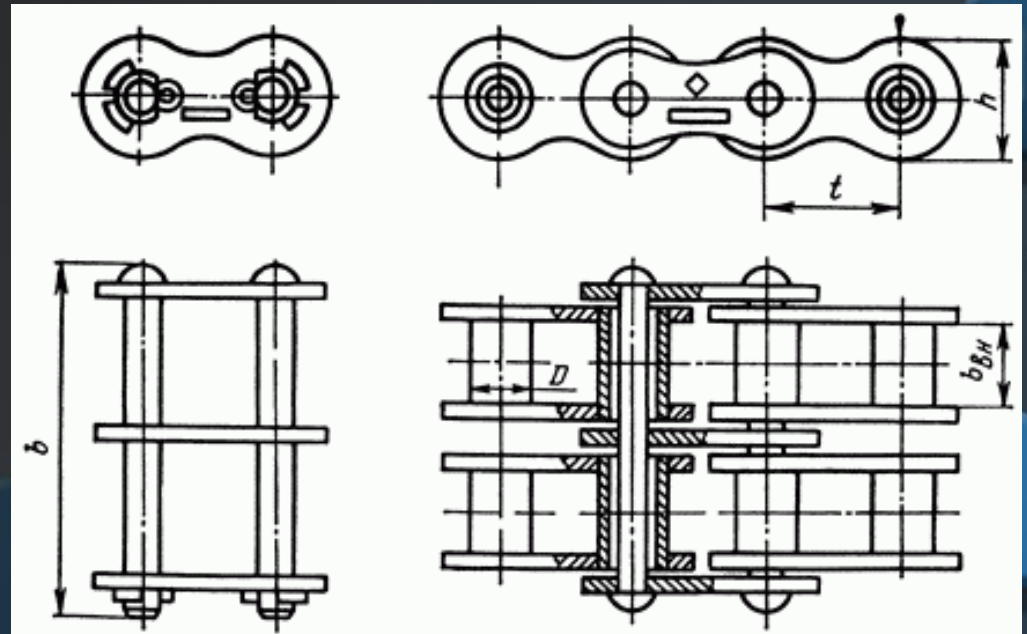


Основные характеристики цепей

Геометрические характеристики

Шаг (t) – расстояние между осями соседних шарниров цепи, мм

Ширина (b), мм



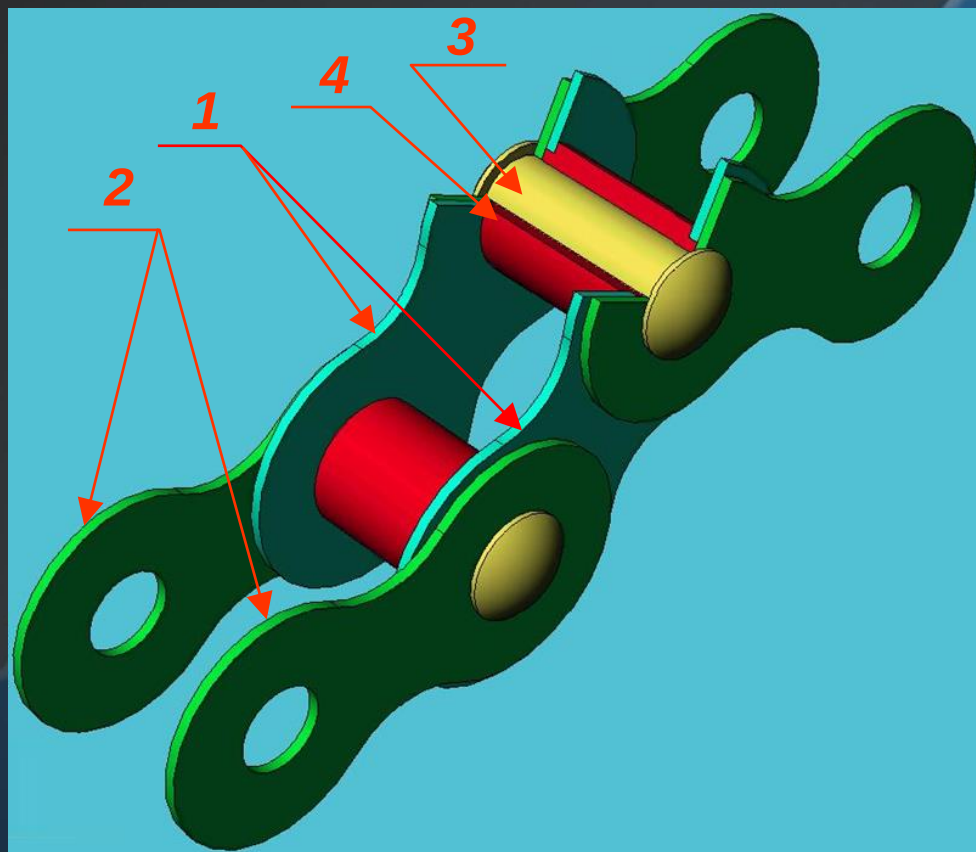
Силовая характеристика

Разрушающая нагрузка цепи (Q), кН

Приводные втулочные цепи

Втулочные цепи наиболее легкие и дешевые цепи, но обладают низкой прочностью и износостойкостью.

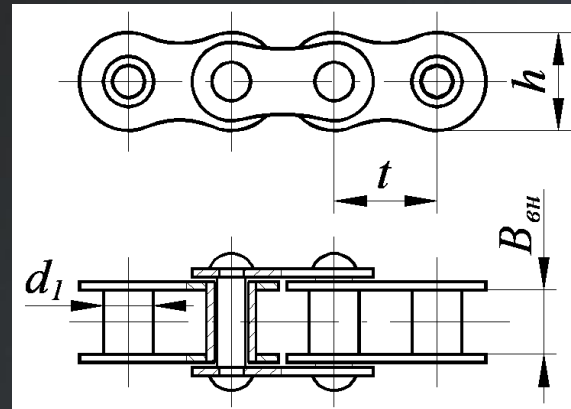
Применяют в малонагруженных передачах при скоростях менее 10 м/с



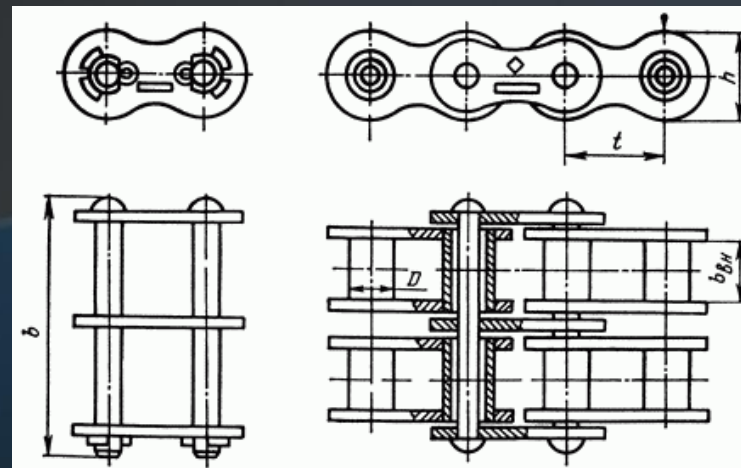
- 1 – внутренние пластины
- 2 – наружные пластины
- 3 – ось
- 4 – втулка

Приводные втулочные цепи по ГОСТ 13568-2017

ПВ – втулочные однорядные



2ПВ – втулочные двухрядные

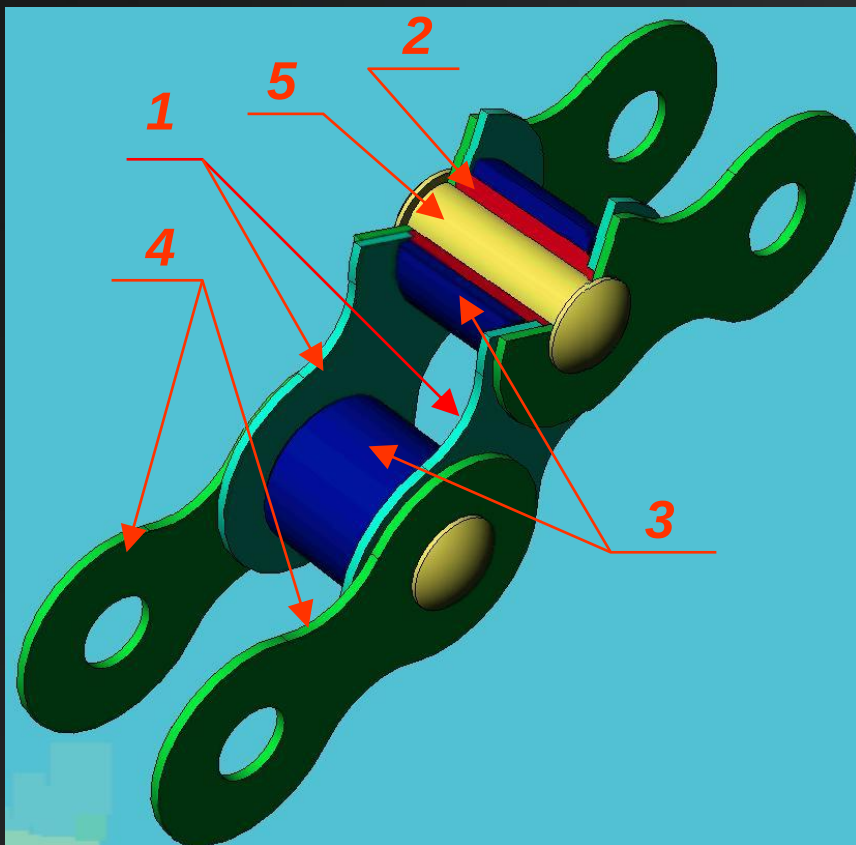


Пример условного обозначения:

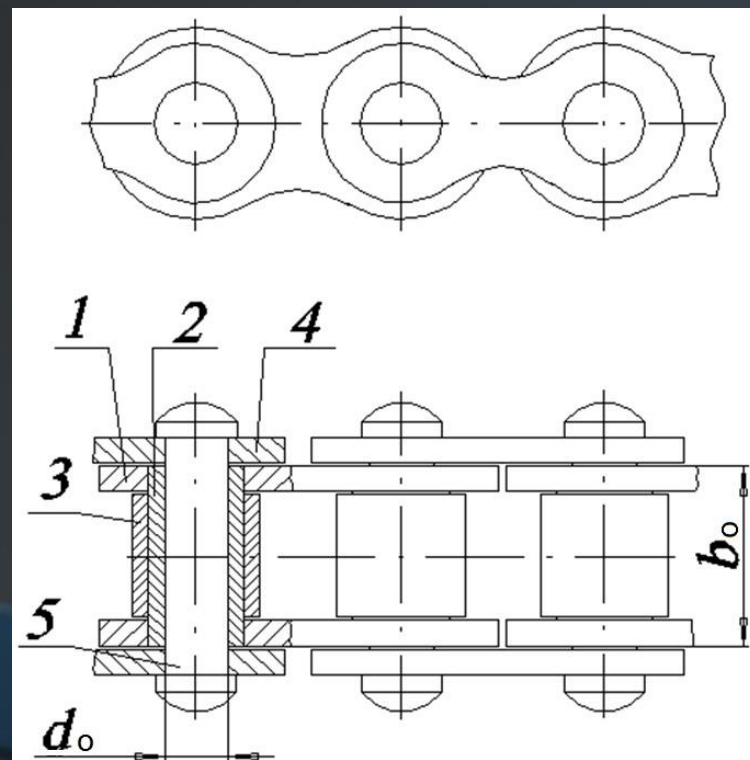
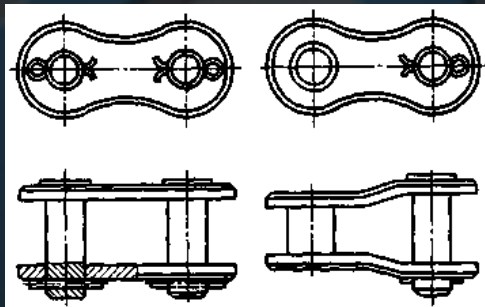
Цепь 2ПВ-9,525-20 ГОСТ 13568-2017

Цепь приводная втулочная двухрядная, с шагом $t=9,525$ мм, разрушающей нагрузкой $Q=20$ кН

Приводные роликовые цепи



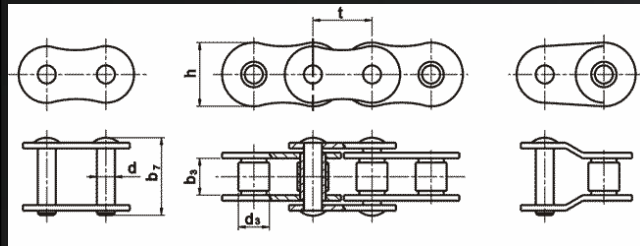
Применяют в
передачах при
скоростях
до 20 м/с



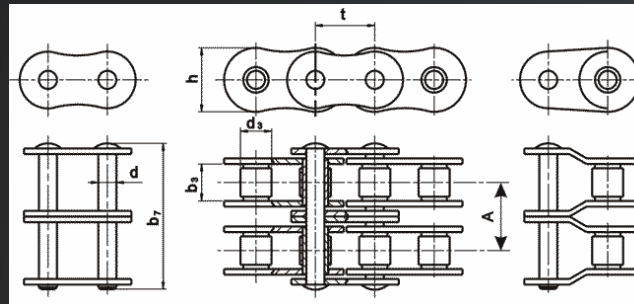
- 1 – внутренние пластины
- 2 – втулка
- 3 – ролик
- 4 – наружные пластины
- 5 – ось

Приводные роликовые цепи по ГОСТ 13568-2017

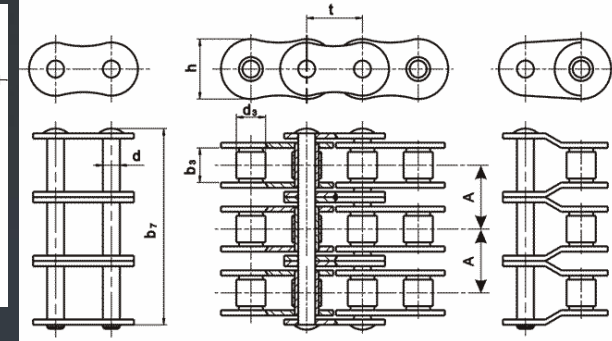
ПР - роликовые
однорядные



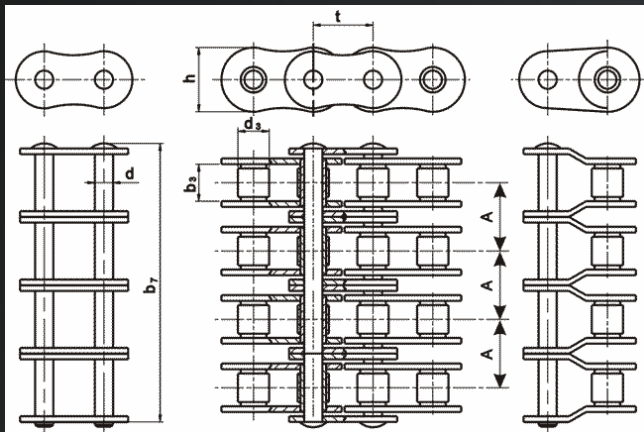
2ПР - роликовые
двухрядные



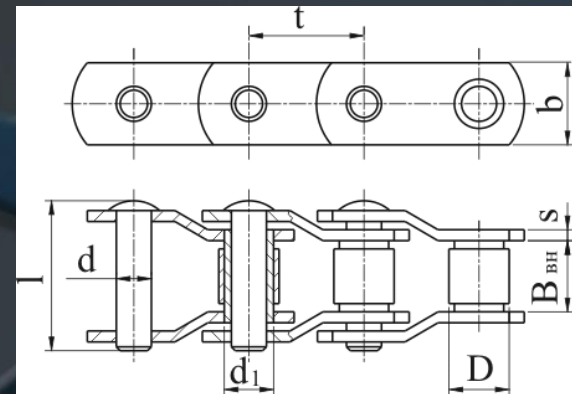
3ПР - роликовые
трехрядные



4ПР - роликовые четырехрядные



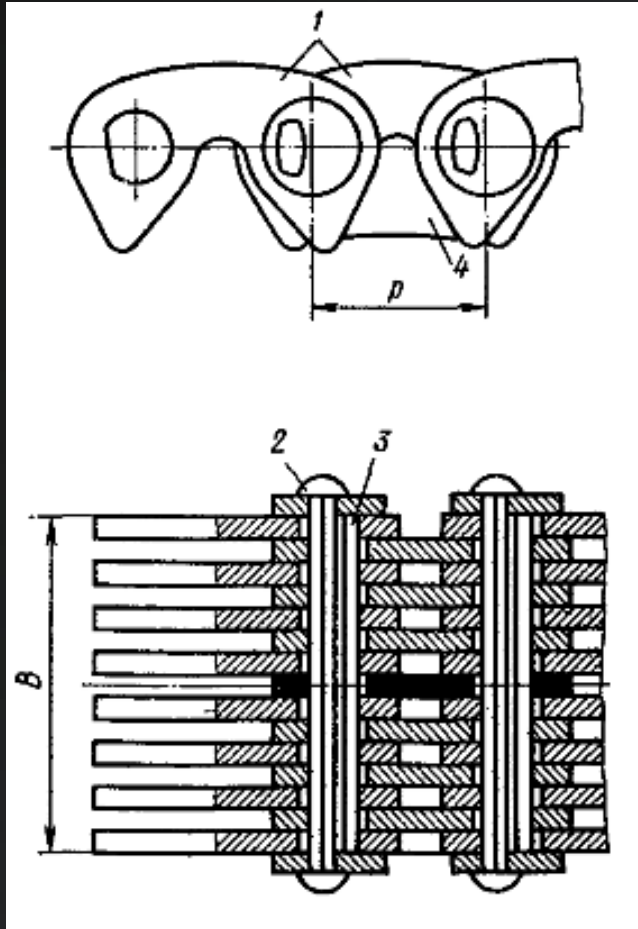
ПРИ - роликовые с изогнутыми пластинами



Пример условного обозначения: **Цепь 3ПР-25,4-171 ГОСТ 13568-97**

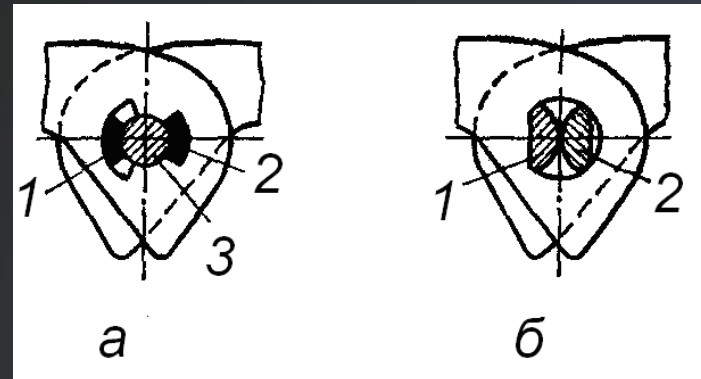
Цепь приводная роликовая трехрядная, с шагом $t=25,4$ мм, разрушающей нагрузкой 171 кН

Приводные зубчатые цепи



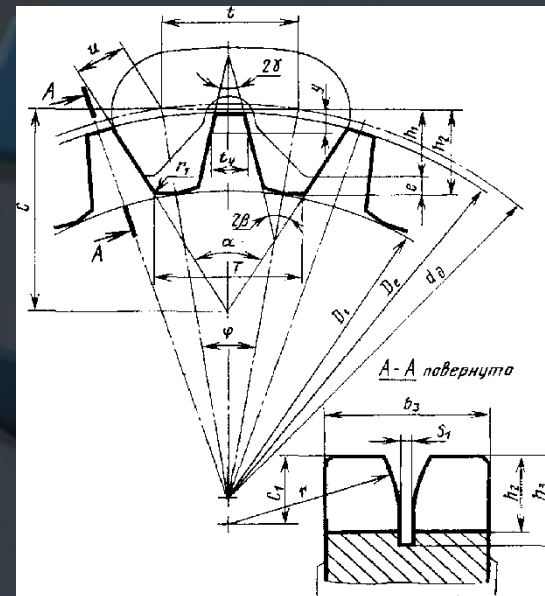
- 1 – пластины звеньев
- 2 и 3 – призмы с криволинейными рабочими поверхностями
- 4 – направляющие пластины

Шарниры зубчатых цепей

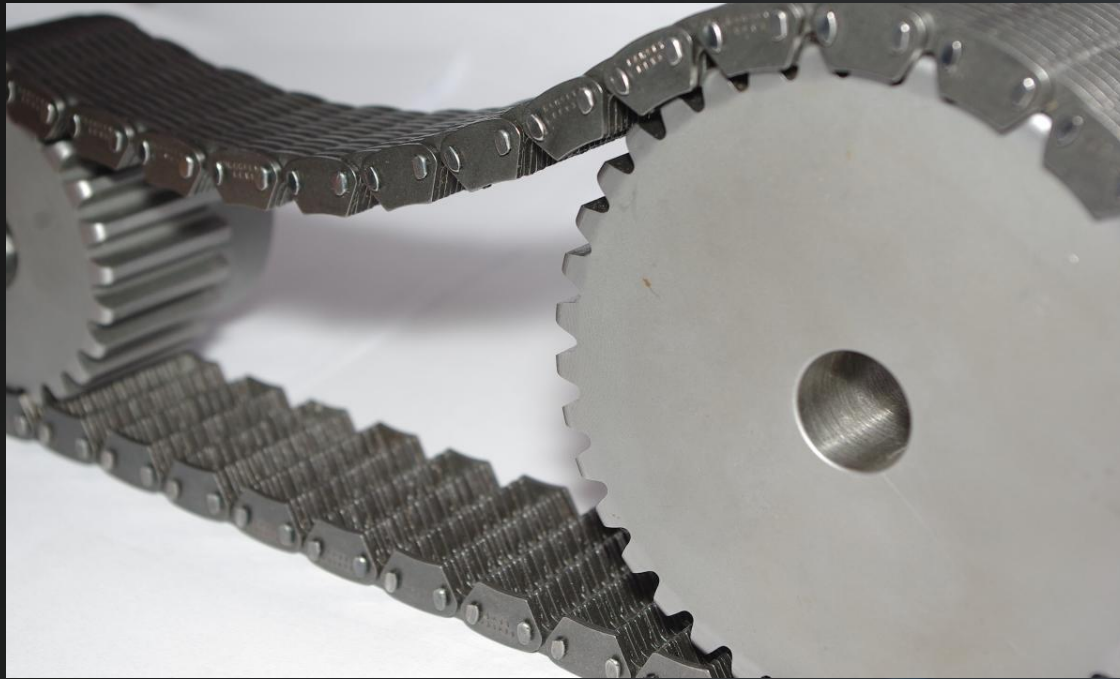


- а – шарнир трения скольжения
- б – шарнир трения качения

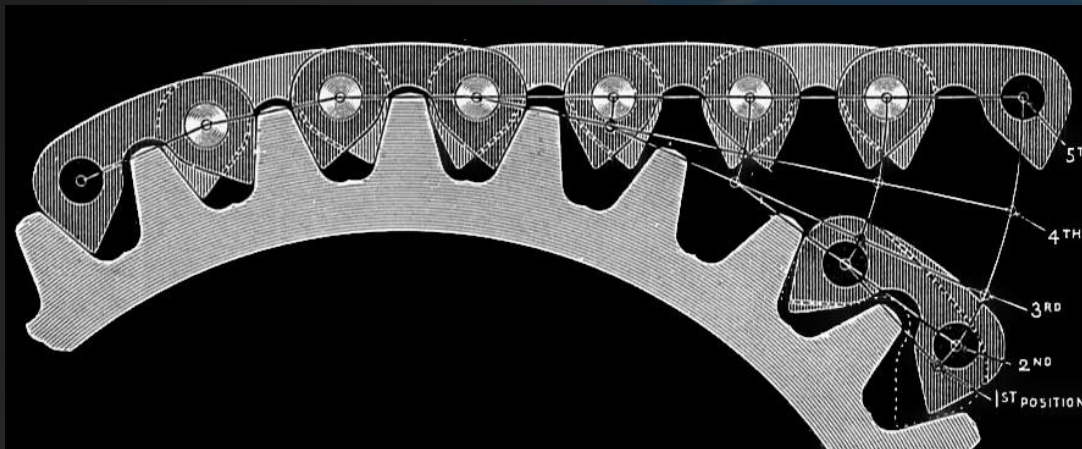
Звездочка для приводной зубчатой цепи



Приводные зубчатые цепи



- Работают более плавно и бесшумно
- Лучше воспринимают ударную нагрузку
- Зубчатые цепи обладают минимальным шагом и поэтому допускают более высокие скорости (до 35 м/с)
- Тяжелее ПР и ПВ
- Сложнее в изготовлении
- Высокая стоимость



Пример условного обозначения:

Цепь ПЗ-1-15,875-50-38
ГОСТ 13552-81

Приводная зубчатая цепь, тип 1 (с односторонним зацеплением), с шагом $t=15,875$ мм, разрушающей нагрузкой 50 кН, рабочей шириной $b=38$ мм

Материалы, используемые при изготовлении цепей и звездочек

Цепи должны быть прочными и износостойкими.

Пластины цепей изготавливают из стали (сталь 50; сталь 40х и др.) с закалкой до твердости HRC 40-50.

Оси, втулки, ролики выполняют из цементируемых сталей (сталь 15; сталь 20; сталь 15х и др.) с закалкой до твердости HRC 52-65.

Для изготовления звездочек используют:

Сталь 40, 45, 40Х, 50Г2, 35ХГСА, 40ХН с закалкой до твердости HRC 40...50.

Для тихоходных передач при $V < 3 \text{ м/с}$ и отсутствии динамических нагрузок применяют СЧ15, СЧ18, СЧ20, СЧ30 с твердостью поверхности HB260...300

Числа зубьев звездочек

Для обеспечения плавности работы, высокой долговечности, ограничения шума в передачах со средними и высокими скоростями:

$$z_{1\min} = 29 - 2u \geq 19$$

В тихоходных передачах допускается $z_{1\min} = 13 \dots 15$

В передачах, работающих с ударными нагрузками $z_{1\min} \geq 23$

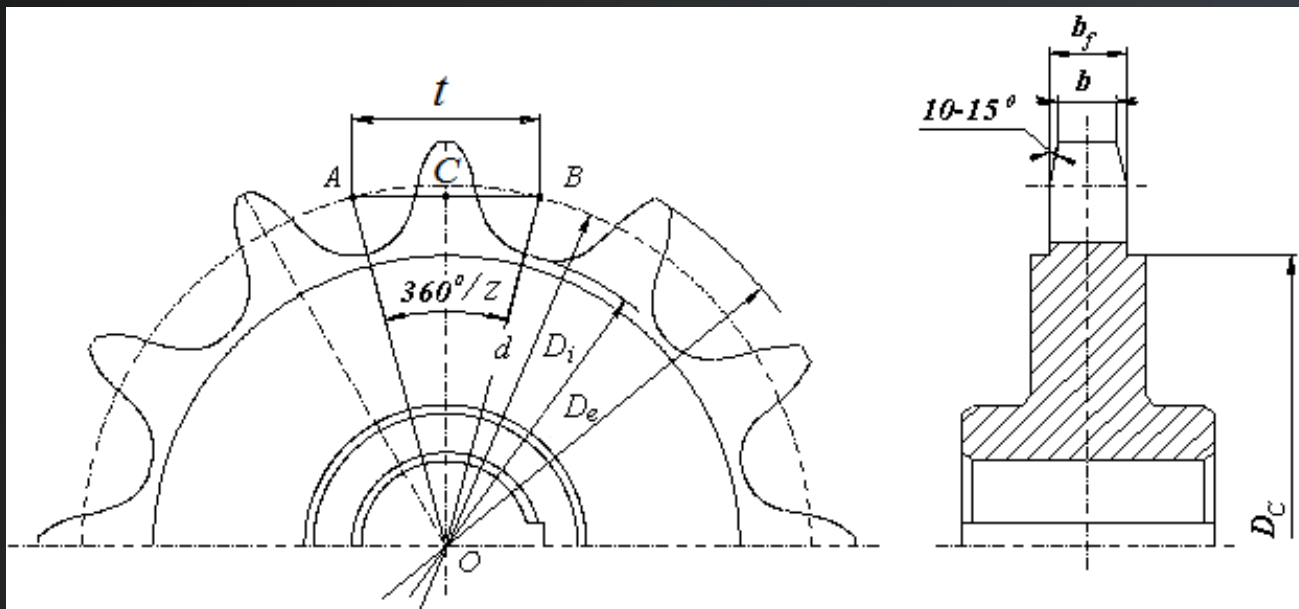
Число зубьев z_2 ограничивают по соображениям износостойкости

- для ПВ и ПР: $z_{2\max} \leq 120$

- для ПЗ: $z_{2\max} \leq 140$

Для равномерного изнашивания цепи рекомендуется применять нечетное число зубьев на малой звездочке и четное на большой

ГЕОМЕТРИЯ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ



Диаметр делительной окружности звездочки

$$d = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$$

t – шаг цепи

z – число зубьев звездочки

ГЕОМЕТРИЯ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Межосевое расстояние

- **Оптимальное** значение межосевого расстояния:

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

- **Минимальное** значение ограничивается условием обеспечения угла обхвата цепью меньшей звездочки $\alpha \geq 120^\circ$

$$a_{\min} \approx 25t$$

- **Максимальное** значение ограничивается во избежание чрезмерного натяжения цепи силой собственной тяжести

$$a_{\max} \leq 80t$$

При оптимальном a ведущая ветвь цепи может располагаться над ведомой, или под ней; при значениях, близких к максимальным, ведущая ветвь должна находиться над ведомой во избежание соприкосновения ветвей или захлестывания лишних зубьев провисающей ведомой ветвью

ГЕОМЕТРИЯ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

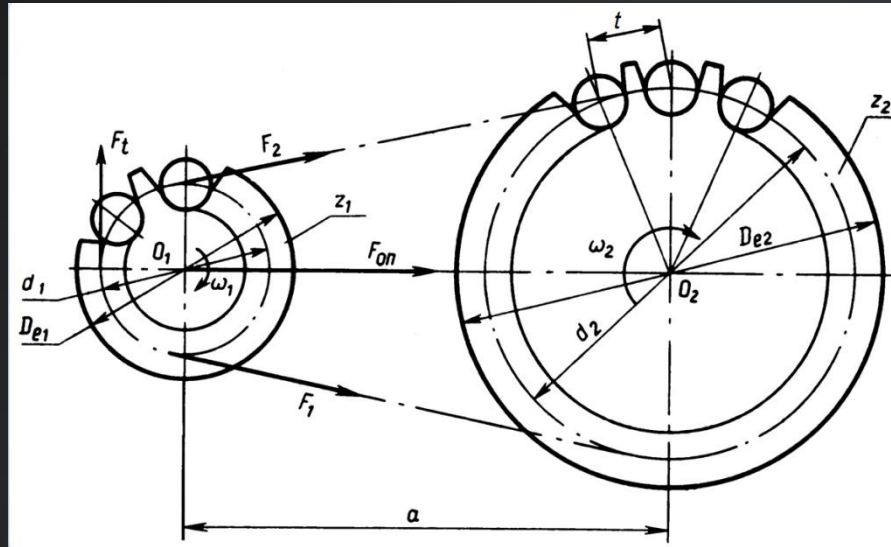
Число звеньев цепи

$$L_t = \frac{2a}{t} + \frac{(z_1 + z_2)}{2} + \frac{t(z_2 - z_1)^2}{4\pi^2 a}$$

Чтобы не применять переходное звено, число звеньев следует округлить до четного числа

Длина цепи $L = L_t t$

ГЕОМЕТРИЯ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ



По выбранному числу звеньев цепи необходимо уточнить межосевое расстояние передачи

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

В передачах с нерегулируемым межосевым расстоянием для обеспечения необходимого провисания цепи устанавливают монтажное межосевое расстояние, которое меньше расчетного на $(0,002...0,004)a$; при значительной вытяжке цепи за счет износа шарниров удаляют необходимое число звеньев

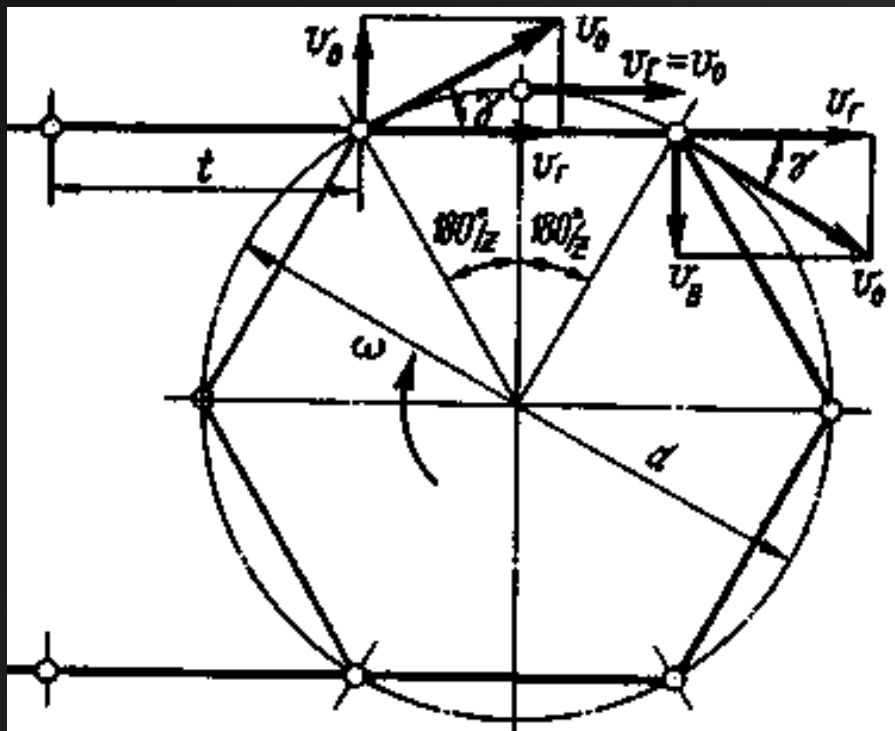
Кинематика цепных передач

Передаточное отношение $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$

Передаточное число $u = \frac{z_2}{z_1}$

Так как $\frac{d_2}{d_1} = \frac{\sin \frac{180^\circ}{z_1}}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} \neq \frac{z_2}{z_1}$, то $u \neq \frac{d_2}{d_1}$

*Передаточное отношение является средним за оборот;
в пределах поворота звездочки на угловой шаг $360/z$ мгновенное
передаточное отношение не остается постоянным*



За 1 оборот звездочки цепь
пройдет путь $S = zt$

Время одного оборота $T_{об} = 2\pi/\omega$

Средняя скорость цепи $V = \frac{\omega_1 z_1 t}{2\pi} = \frac{\omega_2 z_2 t}{2\pi}$

V_Γ - горизонтальная составляющая
скорости

V_B - вертикальная составляющая
скорости

0°	$180^\circ/z$	$360^\circ/z$
$V_\Gamma = V_0 \cos \gamma$	$V_\Gamma = V_0$	$V_\Gamma = V_0 \cos \gamma$
$V_B = V_0 \sin \gamma$	$V_B = 0$	$V_B = -V_0 \sin \gamma$

Изменение V_Γ за оборот звездочки на угол $360^\circ/z$ приводит к изменению ω_2 и мгновенного передаточного отношения

Изменение V_B приводит к соударению шарниров цепи о впадины звездочки, поперечным колебаниям цепи и динамическим нагрузкам на всю передачу

СИЛЫ В ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧЕ

Усилия, действующие на ведущую и ведомую ветви цепи:

$$F_1 = F_t + F_q + F_v$$

$$F_2 = F_q + F_v$$

Окружная сила: $F_t = 2T/d$

Натяжение от провисания ведомой ветви цепи $F_q = k_f qga$

q - масса одного метра цепи

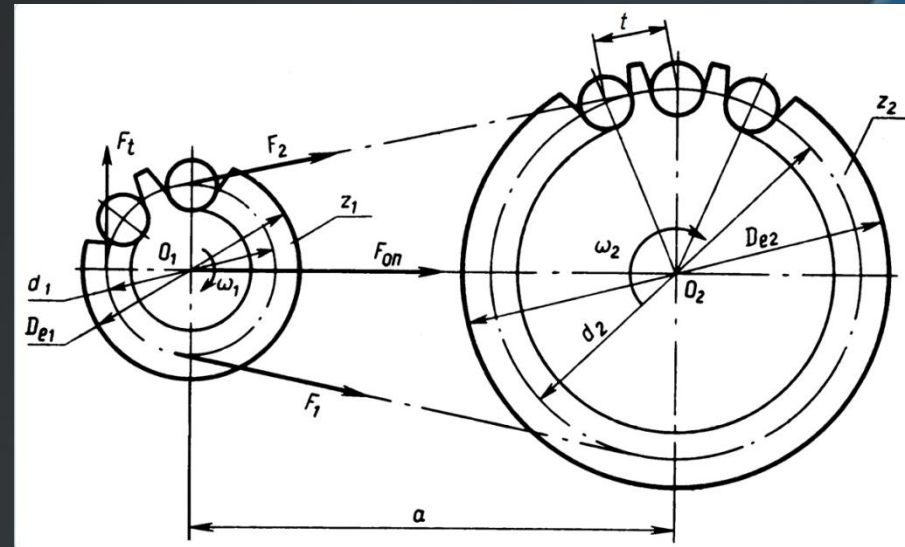
g – ускорение свободного падения

a – межосевое расстояние

k_f - коэффициент провисания цепи (для горизонтальных передач $k_f = 6$,
для вертикальных $k_f = 1$, при угле наклона 40° $k_f = 3$)

Натяжение от центробежных сил: $F_v = qv^2$

Нагрузка на валы: $F_\epsilon = F_t + 2F_q$



Причины выхода цепных передач из работоспособного состояния

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

Критерии работоспособности цепных передач

Основной причиной потери работоспособности цепных передач является *износ шарниров цепи*

Долговечность ПВ и ПР - 2000...5000 часов; ПЗ – 8000...10000 час.

Основными критериями работоспособности приводных цепей являются:

Износостойкость их шарниров

Статическая прочность цепи

Расчет цепи на износостойкость шарниров

Несущая способность цепной передачи определяется значением давления, действующего на опорные поверхности шарниров цепи. Соответственно расчет цепи заключается в расчете ее шарниров на износостойкость по допускаемому давлению $[p]$ для шарниров

$$p = \frac{K \cdot F_t}{m \cdot A_{on}} \leq [p]$$

p – давление в шарнире

$[p]$ – допускаемое среднее давление в шарнирах, установленное для типовой передачи, работающей в средних условиях эксплуатации, при постоянной нагрузке и долговечности 3000...5000 часов

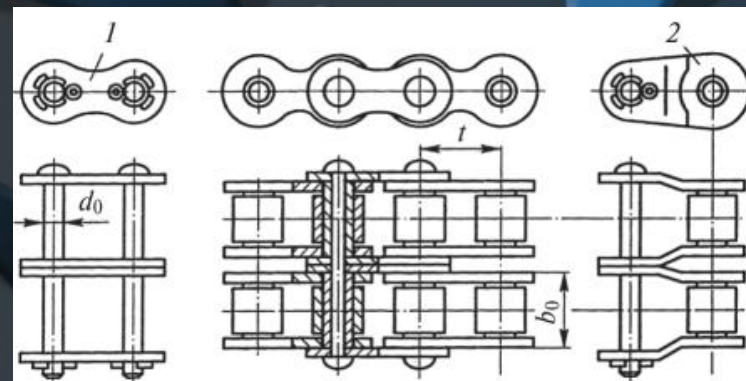
$F_t = 2T/d$ – окружное усилие; T – вращающий момент; d – диаметр делительной окружности звездочки

$A_{on} = d_0 b_0 \approx (0,25...0,28) t^2$ – площадь проекции опорной поверхности шарнира

d_0 – диаметр оси; b_0 – длина втулки

m – число рядов цепи

K – коэффициент эксплуатации, учитывающий конкретные особенности рассчитываемой передачи



$$K = K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6$$

- K_1 - коэффициент динамичности нагрузки
(при спокойной нагрузке – 1; при толчках – 1,2...1,5; при сильных ударах – 1,8)
- K_2 - коэффициент, учитывающий межосевое расстояние
(при $a = (30...50)t$ – 1; при $a < 30t$ – 1,25; при $a > 50t$ – 0,9)
- K_3 - коэффициент, учитывающий способ смазки
(при непрерывной смазке – 0,8; при капельной – 1;
при периодической – 1,5)
- K_4 - коэффициент режима работы
(односменная -1; двухсменная – 1,25; трехсменная – 1,45)
- K_5 - коэффициент, учитывающий наклон межосевой линии к горизонту
- K_6 - коэффициент монтажа передачи (передвигающиеся опоры – 1; при наличии оттяжных звездочек или нажимных роликов – 1,15; нерегулируемое натяжение – 1,25)

Проектный расчет передачи на износостойкость

Шаг цепи из условия износостойкости, мм

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

Полученное значение шага округляют до ближайшего стандартного значения

Проверочный расчет на статическую прочность

$$s = \frac{Q}{F_1} = \frac{Q}{K_d F_t + F_v + F_q} \geq [s]$$

S - Расчетный коэффициент запаса прочности цепи

$[s]$ - допускаемый коэффициент запаса прочности цепи

Q - разрушающая нагрузка цепи

F_1 - усилие натяжения ведущей ветви цепи

K_d - динамический коэффициент

Смазывание цепи

- ▶ При работе с перерывами с окружной скоростью до 4 м/с применяют периодическое смазывание ручной масленкой каждые 6...8 ч.
- ▶ При скорости до 8 м/с применяют консистентную внутришарнирную смазку, осуществляемую периодически через 120...180 ч. погружением цепи в нагретую до разжижения смазку
- ▶ Для ответственных силовых передач применяют непрерывную картерную смазку: при скорости до 8 м/с с окунанием цепи в масляную ванну; при большой скорости –принудительной циркуляционной подачей смазки от насоса

Рекомендации по конструированию цепных передач

- ▶ В приводах с быстроходными двигателями цепную передачу рекомендуется устанавливать после редуктора
- ▶ Ведомую ветвь цепи рекомендуется располагать внизу во избежание подхватывания ее звеньев зубьями ведущей звездочки
- ▶ Для обеспечения достаточного самонатяжения цепи не следует делать угол наклона линии центров к горизонту более 60 град.
- ▶ При угле более 60 град. Применяют оттяжную звездочку, которую устанавливают на ведомой ветви
- ▶ Поскольку цепь в поперечном сечении не обладает гибкостью, валы цепной передачи должны быть параллельными, а звездочки установлены в одной плоскости

Порядок расчета цепной передачи приводными роликовыми цепями

1) Определить числа зубьев ведущей и ведомой звездочек

$$z_{1\min} = 29 - 2u \geq 19$$
$$z_2 = z_1 u$$

2) Определить фактическое передаточное число и проверить его отклонение от заданного u

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1}$$
$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} 100\% \leq 4\%$$

3) Определить шаг цепи :

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

где T_1 - вращающий момент на приводной звездочке, Н·мм;

K – коэффициент эксплуатации,

m – число рядов цепи;

$[p]$ — допустимое давление в шарнирах цепи (зависит от частоты вращения приводной звездочки, об/мин и ожидаемого шага цепи)

4) Принять оптимальное межосевое расстояние a

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

Тогда $a_p = \frac{a}{t} = 30 \dots 50$ — межосевое расстояние в шагах.

5) Определить число звеньев цепи:

$$L_t = 2a_p + \frac{z_2 + z_1}{2} + \frac{[(z_2 - z_1)/2\pi]^2}{a_p}$$

Полученное значение округлить до целого четного числа.

6) Уточнить межосевое расстояние

$$a = 0,25t \left\{ L_t - 0,5(z_2 + z_1) + \sqrt{[L_t - 0,5(z_2 + z_1)]^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right\}$$

7) Определить длину цепи $L = L_t t$

9) Определить диаметры звездочек, мм

Диаметры делительных окружностей:

ведущей звездочки

$$d_1 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}}$$

ведомой звездочки

$$d_2 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}}$$

Диаметры окружностей выступов:

ведущей звездочки

$$D_{e1} = t \left(K + K_{z1} - \frac{0,31}{\lambda} \right)$$

ведомой звездочки

$$D_{e2} = t \left(K + K_{z2} - \frac{0,31}{\lambda} \right)$$

где $K = 0,7$ коэффициент высоты зуба; K_z — коэффициент числа зубьев:

$$K_{z1} = \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{z_1} \right) \text{ — ведущей звездочки, } K_{z2} = \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{z_2} \right) \text{ — ведомой звездочки;}$$

$$\lambda = \frac{t}{d_p} \text{ — геометрическая характеристика зацепления (} d_p \text{ — диаметр ролика шарнира цепи).}$$

Диаметры окружностей впадин:

ведущей звездочки

$$D_{i1} = d_1 - (d_p - 0,175\sqrt{d_1})$$

ведомой звездочки

$$D_{i2} = d_2 - (d_p - 0,175\sqrt{d_2})$$

10) Проверить частоту вращения меньшей звездочки : $n_1 \leq [n_1]$

где $[n_1] = \frac{15 \cdot 10^3}{t}$ — допустимая частота вращения ;

11) Проверить число ударов цепи о зубья звездочек .

где $U = \frac{4z_1n_1}{60L_t}$ - расчетное число ударов; $[U] = \frac{508}{t}$ - допустимое число ударов

$$U \leq [U]$$

12) Определить фактическую скорость цепи , м/с: $v = \frac{z_1tn_1}{60 \cdot 10^3}$

13) Определить окружную силу, переданную цепью: $F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{v}$

14) Проверить давление в шарнирах цепи : $p = \frac{F_t K}{A_{on}} \leq [p]$

где A — площадь проекции опорной поверхности шарнира: $A_{on} = d_o b_o$

где d_o и b_o — соответственно диаметр оси и длина втулки, мм

Допустимое давление в шарнирах цепи уточняют согласно фактической скорости цепи , м/с .

Пригодность рассчитанной цепи определяется соотношением

$$p \leq [p]$$

Перегрузка цепи не допускается. В случае невыполнения условия износостойкости можно взять цепь типа ПР с большим шагом и повторить проверку давления в шарнире или увеличить число зубьев приводной звездочки цепи и повторить расчет

15) Проверить прочность цепи.

Прочность цепи удовлетворяется соотношением

$$S \geq [S]$$

где $[S]$ — допускаемый коэффициент запаса прочности для роликовых цепей

S — расчетный коэффициент запаса прочности,

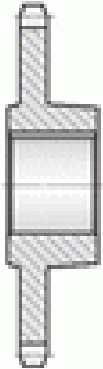
$$S = \frac{Q}{F_t K_\delta + F_q + F_v}$$

16) Определить нагрузку на валы: $F_e = F_t + 2F_q$

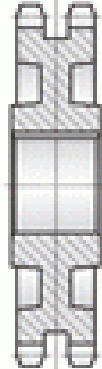
КОНСТРУКЦИИ ЗВЕЗДОЧЕК ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Кованные звездочки

Однорядная

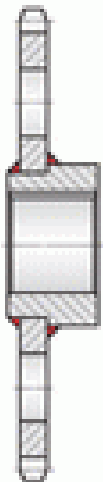


Двухрядная

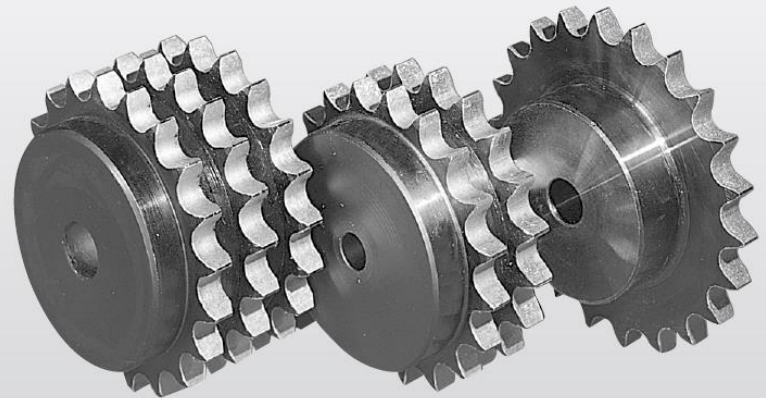
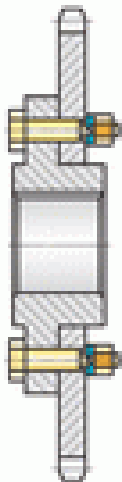


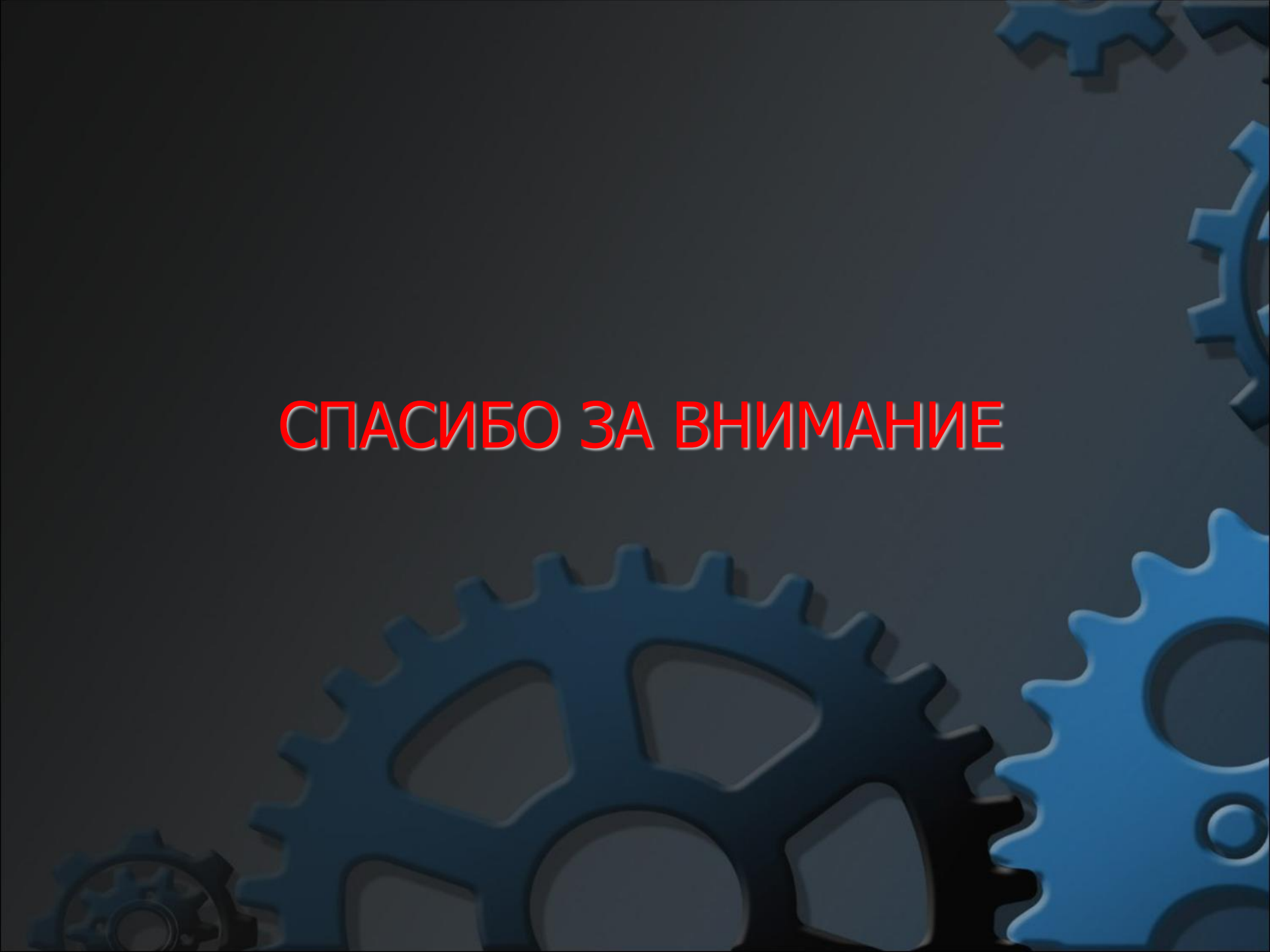
Составные звездочки

Сварная



С болтовым соединением



The background of the slide features several interlocking gears of different sizes and shades of blue. The gears are positioned in the corners and along the right side, creating a mechanical theme. The central text is in a bold, red, sans-serif font with a white outline.

СПАСИБО ЗА ВНИМАНИЕ