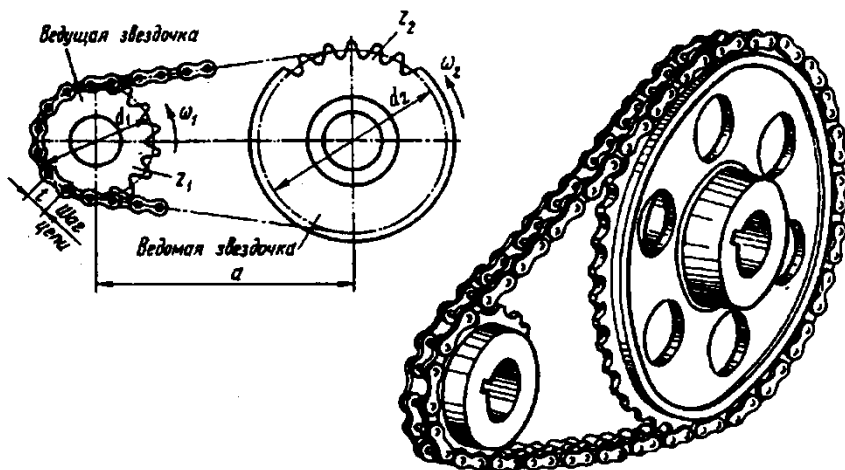


12. Цепные П - схема, работа, достоинства и недостатки, применение, параметры. 13. Виды цепей – конструкция, применение, материал, параметры. Звёздочки. 14. Механика цепной П. 15. Усилия в цепной П – F_y , F_v , F_t . 16. Критерии работоспособности цепной П. Определение шага. Проектный и проверочный расчёт. 17. Смазка цепных П. Натяжение цепи. Нагрузка на валы. 18. Цепной вариатор. 19. Зубчатоременная П – общие сведения, расчёт.

ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Цепная передача (*ЦП*) обычно состоит из ведущей и ведомой звёздочек, которые охватываются приводной цепью. Нагрузка передаётся за счёт зацепления звеньев цепи с зубьями звёздочек.



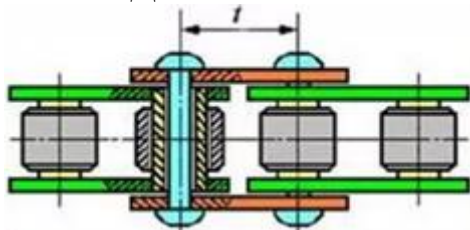
Достоинства – меньшие габариты по сравнению с ременной передачей; нет необходимости в создании значительного усилия предварительного натяжения; большой диапазон межосевого расстояния; отсутствие пробуксовки;

одна цепь может приводить в движение несколько звёздочек.

Недостатки – непостоянство мгновенного передаточного отношения, динамические нагрузки и шум (из-за неравномерности движения цепи и ведомой звёздочки за каждый период поворота на один угловой шаг); «вытягивание» цепи (увеличение шага вследствие износа шарниров) требует применения натяжных устройств и приводит, в конечном итоге, к нарушению зацепления цепи с большой звёздочкой; необходима смазка.

Параметры – мощность до 100 кВт (известна ЦП на 5000 л.с.); передаточное число до 7 (10); скорость цепи до 15 м/с (35); КПД – 0,90...0,95 (открытая ЦП, периодическая смазка), 0,95...0,97 и 0,98 (закрытая ЦП, непрерывная смазка и струйная).

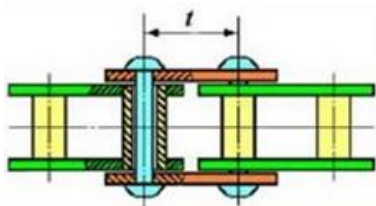
Цепи и звёздочки – по характеру работы цепи различают на ГРУЗОВЫЕ (для подъёмных и грузовых устройств), ТЯГОВЫЕ (для транспортирующих установок) и ПРИВОДНЫЕ – для цепных передач.



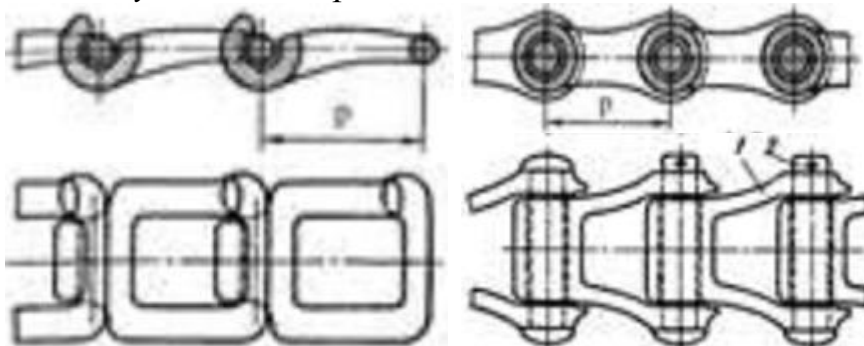
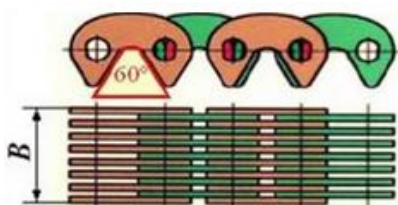
В ЦП наибольшее распространение получили *приводные роликовые цепи* (их также называют *втулочно-роликовые*), которые состоят из последовательно чередующихся внутренних и наружных звеньев, шарнирно соединённых между собой.

Наружное и внутреннее звенья соответственно состоят из двух пластин каждое с запрессованными в них валиками и втулками, последние образуют шарнир скольжения. Для уменьшения износа зубьев звёздочек на втулку одет свободно вращающийся на ней ролик. Приводные роли-

ковые цепи бывают: нормальные однорядные, а также 2-х, 3-х и 4-х рядные; облегчённые длиннорядные; усиленные; с изогнутыми пластинами.

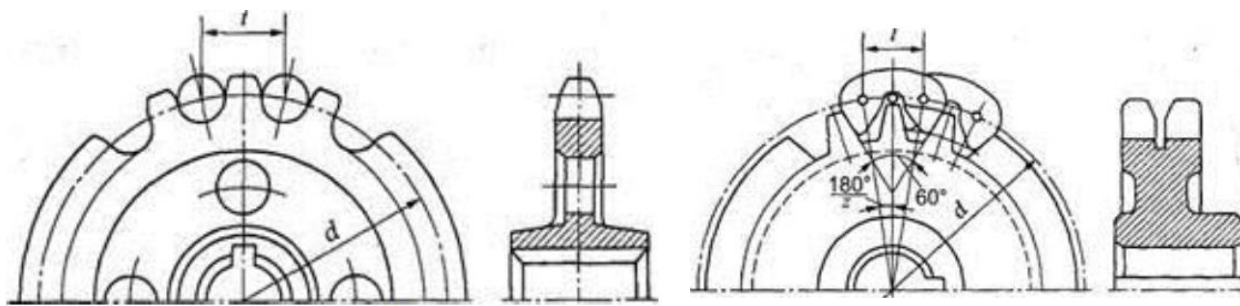


Применяют цепи *втулочные* (нет ролика); *зубчатые* с шарнирами скольжения (простыми и сегментными) или качения с боковыми или внутренними направляющими пластинами; *фасоннозвенные* штампованные и литые, *втулочно-штыревые*.



Изготавливают цепи на специализированных заводах – конструкция, размеры, материал, механические характеристики и точность регламентируются стандартами или нормами. Материал пластин – среднеуглеродистые качественные или легированные стали (45, 50, 40X, 40XН...) с закалкой до твёрдости не менее 32 HRC. Валики, втулки и ролики – из малоуглеродистых сталей (15, 15X, 12XН3А...) с цементацией не 45 HRC.

Звёздочки тихоходных ($V \leq 3$ м/с) изготавливают из чугуна не ниже СЧ 20, для других – из стали, предпочтительно с термообработкой поверхности зубьев 45...55 HRC. Профиль зуба стандартизован, ширина – несколько меньше расстояния между внутренними пластинами цепи. Звёздочка зубчатой цепи с внутренней направляющей пластиной имеет кольцевой паз на середине зуба.

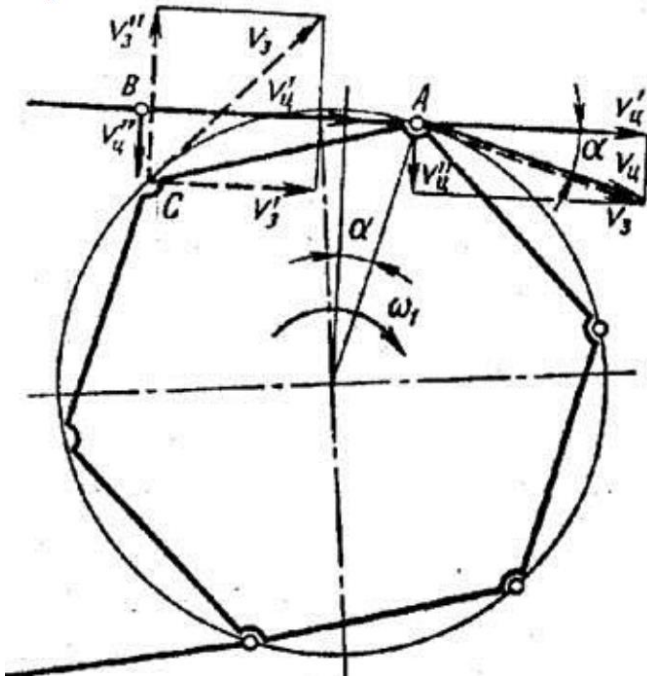


Механика цепной передачи – центры шарниров цепи располагаются на звёздочках с числом зубьев Z_1 и Z_2 в вершинах многоугольников на делительных радиусах R_1 и R_2 . При равномерном вращении ведущей звёздочки с угловой скоростью ω_1 , цепь движется по контуру неравномерно и изменяет своё положение относительно средней линии траектории движения.

Продольная скорость цепи:

$$V_{ц}^{прод} = V_{ц}^I = V_1 \cdot \cos \alpha = \omega_1 R_1 \cos \alpha,$$

где α – угол между перпендикуляром к контуру ведущей ветви цепи и радиусом до центра шарнира, находящегося в зацеплении с ведущей звёздочкой.



Угол α изменяется в диапазоне $-\frac{\pi}{Z_1} \leq \alpha \leq +\frac{\pi}{Z_1}$, и продольная скорость цепи $V_{\text{ц}}^{\text{прод}}$ НЕПОСТОЯННА. Цепь имеет чередующиеся ускорения и замедления вдоль траектории движения и, как следствие, удары в сочленениях. С увеличением Z_1 плавность движения цепи повышается и улучшаются условия работы передачи.

Угловая скорость ведомой звёздочки ω_2 и мгновенное передаточное отношение $U_{\text{мгн}}$:

$$\omega_2 = \frac{V_{\text{ц}}^{\text{прод}}}{R_2 \cos \alpha_2} = \frac{\omega_1 R_1 \cos \alpha_1}{R_2 \cos \alpha_2} = \frac{\omega_1}{R_2/R_1} \cdot \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2} = \frac{\omega_1}{Z_2/Z_1} \cdot \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2} = \frac{\omega_1}{i} \cdot \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2},$$

$$U_{\text{мгн}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\omega_1}{\frac{\omega_1}{i} \cdot \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2}} = i \cdot \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1}$$

где α_2 – аналогичен α_1 , только для ведомой звёздочки, изменяется в диапазоне $-\frac{\pi}{Z_2} \leq \alpha_2 \leq +\frac{\pi}{Z_2}$;

i – передаточное число ЦП, $i = Z_2 / Z_1$.

Как видно из соотношений, ω_2 и $U_{\text{мгн}}$ НЕПОСТОЯННЫ, равномерность движения повышается с увеличением Z_1 и Z_2 .

Участок цепи в момент входа очередного шарнира в зацепление с ведущей звёздочкой имеет направленную вниз скорость $V_{\text{ц}}^{\text{попер}} = V_{\text{ц}}'' = V_1 \cdot \sin \frac{\pi}{Z_1}$, а центр впадины звёздочки равную ей, но направленную вверх скорость, и имеет место УДАР в направлении, перпендикулярном продольному движению цепи. С увеличением Z_1 удар будет меньше.

Поперечная составляющая скорости цепи $V_{\text{ц}}^{\text{попер}}$, изменяясь скачком в момент входа очередного шарнира в зацепление с ведущей звёздочкой, при её повороте на один угловой шаг меняется от $+\omega_1 R_1 \sin \frac{\pi}{Z_1}$ до $-\omega_1 R_1 \sin \frac{\pi}{Z_1}$. Это приводит к колебаниям цепи в поперечном направлении и дополнительным динамическим нагрузкам. Величина последних уменьшается с увеличением Z_1 .

Как вытекает из вышеизложенного, с увеличением числа зубьев ведущей звёздочки Z_1 улучшаются кинематические и динамические показатели ЦП. В то же время увеличение Z_1 и связанное с ним увеличение Z_2 приводит при износе цепи к нарушению нормального зацепления на большой звёздочке из-за роста шага и расположения центров шарниров не на расчётном диаметре D_2 , а на большем диаметре $D_2^{\text{изн}}$.

$$D_2^{\text{изн}} = \frac{t + \Delta t}{\sin \frac{\pi}{Z_2}} = \frac{t}{\sin \frac{\pi}{Z_2}} + \frac{\Delta t}{\sin \frac{\pi}{Z_2}} = D_2 + \frac{\Delta t}{\sin \frac{\pi}{Z_2}} \approx D_2 + \Delta t \frac{Z_2}{\pi},$$

где Δt – допускаемое по условиям эксплуатации увеличение шага t . Обычно $\frac{\Delta t}{t} \leq 3\%$ и для втулочно-роликовых и втулочных цепей $Z_{2\text{макс}}^{\text{в-р}} \leq 120$, для зубчатых цепей $Z_{2\text{макс}}^{\text{зубч}} \leq 140$.

Усилия в цепной передаче – в ЦП нагрузка передаётся за счёт зацепления, для обеспечения которого достаточно поддержания определённой величины провисания цепи под действием собственного веса (как гибкой нити из-за наличия между звеньями шарниров). В первом приближении расстояние между крайними звеньями свободно висящей ветви принимают равным a , тогда усилие в ветвях F_y из условия равновесия участка длиной $\frac{a}{2}$ под действием собственного веса:

$$F_y \cdot y = \frac{q \cdot g \cdot a \cdot a}{2 \cdot 4}$$

$$F_y = \frac{q \cdot g \cdot a^2}{8 \cdot y} = q \cdot g \cdot a \cdot \frac{a}{8y} = q \cdot g \cdot a \cdot K_y, \text{ Н}$$

где q – погонная (линейная) масса цепи, кг/м;

g – ускорение силы тяжести, $9,81 \text{ м/с}^2$;

y – стрела провисания (прогиб), м. На основании практического опыта назначают $0,02 a$ при угле наклона $\theta \leq 40^\circ$, $K_y = 6$;

$(0,015 \dots 0,01) a$ при $\theta > 40^\circ$, $K_y = 3$;

для вертикальной передачи – – – – $K_y = 1$.

Следует обратить внимание на общность зависимости для нахождения усилия от собственного веса в гибких нитях (цепь, канат, лента, струна, провод...) и усилия реакции связей в местах закрепления.

По аналогии с ременной передачей (цепь на звёздочках движется по криволинейной траектории) в ветвях цепи действует усилие от центробежных сил:

$$F_V = q \cdot V^2, \text{ Н}$$

где V – средняя скорость движения цепи, $V = \frac{Z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$, м/с;

t – шаг цепи, мм;

n_1 – частота вращения ведущей звёздочки, об/мин.

Ведущая ветвь нагружается передаваемым окружным усилием:

$$F_t = \frac{P_1}{V} = \frac{2T_1}{D_1} = \frac{2T_1}{\frac{t}{\sin \frac{\pi}{Z_1}}} \approx \frac{2T_1}{\frac{Z_1 \cdot t}{\pi}}, \text{ Н}$$

где P_1 – передаваемая мощность, Вт;

T_1 – крутящий (вращающий) момент на ведущей звёздочке, Н·мм;

D_1 – диаметр делительной окружности ведущей звёздочки, мм.

Основы расчёта цепных передач – цепи стремятся конструировать из условия равнопрочности всех элементов. К основным параметрам цепей относят:

t – шаг цепи, мм;

m – число рядов цепи;

$F_{\text{разр}}$ – разрушающая нагрузка, Н (определяется статическим нагружением до разрыва образца данного типоразмера цепи) ;

A – проекция опорной поверхности шарнира цепи, мм² :

$$A = d_{\text{валика}} \cdot l_{\text{втулки}}$$

q – погонная (линейная) масса цепи, кг/м ;

δ_i, l_i, b_i и d_i – линейные и диаметральные размеры элементов цепи, мм .

Цепи выходят из строя в результате *ИЗНОСА ШАРНИРОВ* (увеличивается шаг и нарушается нормальное зацепление на большой звёздочке) и реже из-за *РАЗРУШЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ*. Соответственно выполняют расчёт:

– на ограничение удельного давления в шарнире (условие износостойкости)

$$p \leq [p], \text{ Н/мм}^2,$$

– на разрыв по коэффициенту запаса (условие прочности)

$$s = \frac{F_{\text{разр}}}{\sum F} \geq [s].$$

При заданных – схеме передачи, передаваемой мощности P_1 , Вт, частоте вращения ведущей звёздочки n_1 , об/мин, передаточном числе i и условиях работы расчёт выполняют в последовательности.

Принимают *тип цепи* по рекомендации.

Определяют *число зубьев* звёздочек:

$Z_1 = 31 - 2 \cdot i \geq 19$ (желательно нечётное; в тихоходных ЦП $V < 2$ м/с $Z_{\text{мин}} = 13$; при ударной нагрузке $Z_{\text{мин}} = 23$);

$Z_2 = i \cdot Z_1 \leq Z_{2\text{макс}}$ ($Z_{2\text{макс}}^{\text{в-р}} \leq 120$, $Z_{2\text{макс}}^{\text{зубч}} \leq 140$ – показано ранее).

Предварительно *определяют шаг цепи* из условия износостойкости.

(В цепной передаче окружное усилие F_t намного превышает F_y и F_v , тогда с учётом исходных данных условие износостойкости можем записать $p = \frac{F_t \cdot K_9}{A} \leq [p]$,

где $F_t \approx \frac{2T_1}{Z_1 \cdot t}$

K_9 – коэффициент эксплуатации, ≤ 3 , если $K_9 > 3$, то меняют условия работы ;

$K_9 = K_{\text{динамичн. нагрузки}} \cdot K_{\text{межосевого расст.}} \cdot K_{\text{наклона}} \cdot K_{\text{натяжения}} \cdot K_{\text{смазки}} \cdot K_{\text{работы в сутки}}$,

$A = 0,28 \cdot t^2 \cdot m$ – для роликовых и втулочных цепей с числом рядов $m = 1,2,3,4$.

$$p = \frac{\frac{2T_1}{Z_1 \cdot t} \cdot K_9}{0,28 \cdot t^2 \cdot m} = \frac{2T_1 \cdot K_9 \cdot \pi}{Z_1 \cdot t \cdot 0,28 \cdot t^2 \cdot m} \approx \frac{22,44 \cdot T_1 \cdot K_9}{t^3 \cdot Z_1 \cdot m} \leq [p]$$

Решая относительно шага t , получаем для втулочных и роликовых цепей :

$$t \geq 2,8^3 \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_9}{Z_1 \cdot m \cdot [p]}}, \text{ мм}$$

где $[p]$ – допускаемое удельное давление в шарнире, Н/мм². Зависит от шага t и задача решается *методом последовательных приближений* (задаются $[p]$, вычисляют шаг и проверяют соответствие шага и давления. С целью получения передачи с приемлемыми параметрами выбирают по стандарту цепи с различными ближайшими шагами и далее просчитывают несколько параллельных вариантов)

Проверяют выбранную цепь по *допускаемой частоте вращения* n_1 малой звёздочки; $n_1 \leq [n_1] \frac{\text{об}}{\text{мин}}$.

Назначают *межосевое расстояние в мм или в шагах*:

$$a = 0,6(D_1 + D_2) + 50 \leq a_{\text{рек}} = (30 \dots 50) \cdot t \leq 80t, \text{ мм}$$

$$a_t = \frac{a}{t} = 0,2(Z_1 + Z_2) \leq a_{t \text{ рек}} = 40 \leq 80, \text{ шагов (не пишут)}$$

Определяют *число звеньев цепи* (по аналогии с формулой длины ремня, заменяя $\pi \cdot D = Z \cdot t$) и округляют до чётного числа (чтобы не ставить переходное звено):

$$L_t = \frac{L}{t} = \frac{2a}{t} + \frac{Z_1 \cdot t + Z_2 \cdot t}{2 \cdot t} + \frac{\left(\frac{Z_2 \cdot t - Z_1 \cdot t}{\pi}\right)^2}{4a \cdot t} = 2a_t + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{\left(\frac{Z_2 - Z_1}{\pi}\right)^2}{4a_t}, \text{ звеньев (не пишут)}$$

Уточняют *значение коэффициента эксплуатации* K_3 , окончательно решая вопросы с входящими в него составляющими.

Определяют *действительное удельное давление* в шарнире и сравнивают с допусковым:

$$p = \frac{P_1 \cdot K_3}{V \cdot A} \leq [p], \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

Определяют *действительный коэффициент запаса* относительно разрушающей нагрузки и сравнивают с допусковым:

$$s = \frac{F_{\text{разр}}}{K_{\text{дин}} \cdot F_t + F_y + F_v} \geq [s],$$

где $K_{\text{дин}}$ – учитывает динамичность нагрузки (входит множителем в K_3).

Уточняют *межосевое расстояние и не округляют*:

$$a_t = 0,25 \left[\left(L_t - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(L_t - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{\pi} \right)^2} \right],$$

$$a = a_t \cdot t, \text{ мм}$$

Определяют *число ударов цепи в секунду* и сравнивают его с допусковым:

$$\lambda = \frac{4Z_1 n_1}{60 \cdot L_t} = \frac{Z_1 n_1}{15 \cdot L_t} \leq [\lambda], \text{ с}^{-1},$$

(за один пробег каждое звено цепи поворачивается четыре раза при контакте с ведущей и ведомой звёздочками).

Делают *заключение о пригодности* конкретного типоразмера цепи.

Назначают *стрелу провисания* $y = 0,02a$, мм (для горизонтальной передачи) и монтажное межосевое расстояние $a_{\text{монт}} = a - 0,5y$, мм.

Определяют *нагрузку на вал*:

$$Q = F_t + 2F_y, \text{ Н}$$

Разрабатывают конструкцию звёздочек, валов, опор, натяжного устройства, определяются со смазкой цепной передачи и её защитой (ограждение).

Смазка цепей – необходима для снижения интенсивности износа и потерь на трение, что происходит за счёт разделения поверхностей валика и втулки, втулки и ролика, ролика и звёздочки и выравнивания удельного давления.

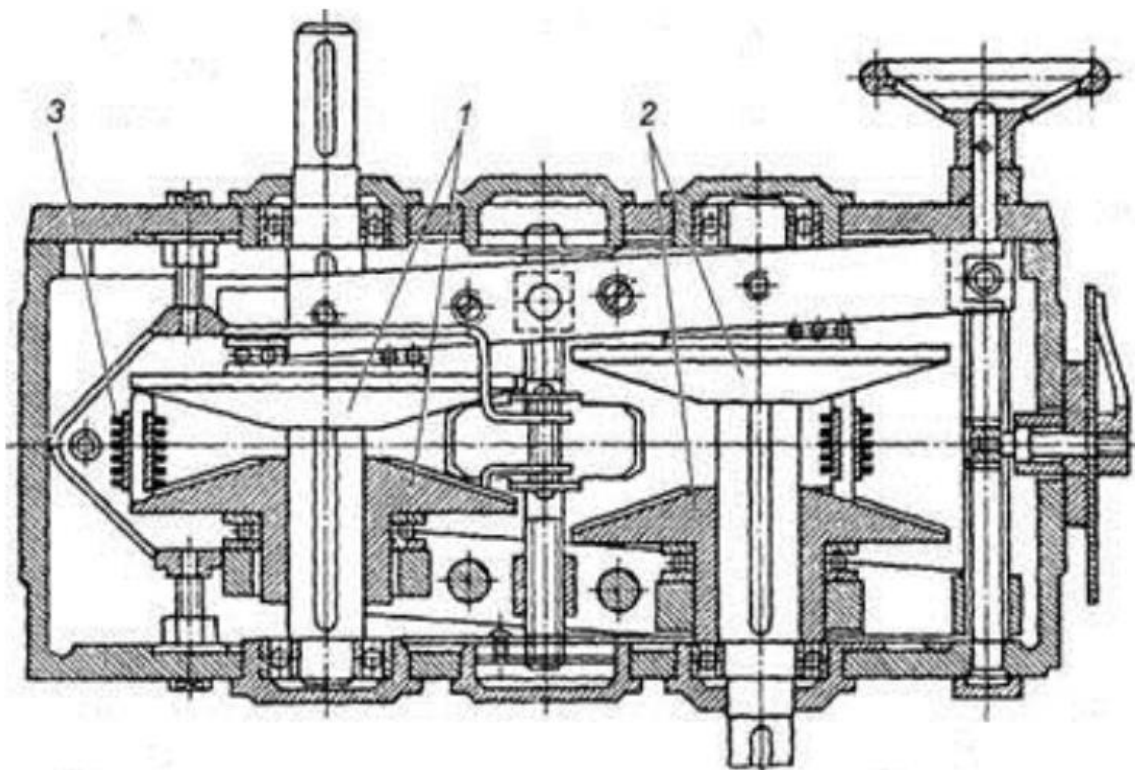
При скорости до 2-х метров в секунду допускается периодическая жидкая смазка примерно раз в смену, либо консистентная, вводимая в шарниры при погружении цепи в подогретую до разжижения смазку. До 6 м/с рекомендуют ка-

пельную, до 8 м/с – картерная с окунанием ведомой ветви на ширину пластины или смазка разбрызгиванием, свыше 8 м/с – струйная.

Кинематическая вязкость, сСт (сантистокс), для открытых передач ориентировочно $p + 6V$, для закрытых $p + 3V$.

Натяжение цепей – производят периодически по мере износа шарниров с помощью натяжной звёздочки (ролика, колодки, башмака, шины) или изменения межосевого расстояния за счёт перемещения одной из звёздочек, либо постоянно с применением пружинных или грузовых элементов. Ход натяжного устройства должен позволить удаление двух звеньев по мере износа (возможна и установка переходного звена).

Цепные вариаторы, как и фрикционные, предназначены для бесступенчатого изменения передаточного числа. Они выполняются в закрытом корпусе и состоят из двух пар раздвижных зубчатых конусов 1, 2 (на каждой паре конусов выступу одного соответствует паз у другого) и охватывающей их цепи 3 специальной конструкции с выдвигными в поперечном направлении пластинами, входящими в пазы конусов. Регулирование передаточного числа осуществляется сближением одной пары конусов и раздвижением другой, при этом цепь меняет свое положение на конусах – на одном диаметр уменьшается, а на другом увеличивается, за счёт чего и меняется передаточное число. КПД $\eta = 0,85 \dots 0,95$, диапазоном регулирования $D = \frac{n_{\text{макс}}}{n_{\text{мин}}} \leq 7$.

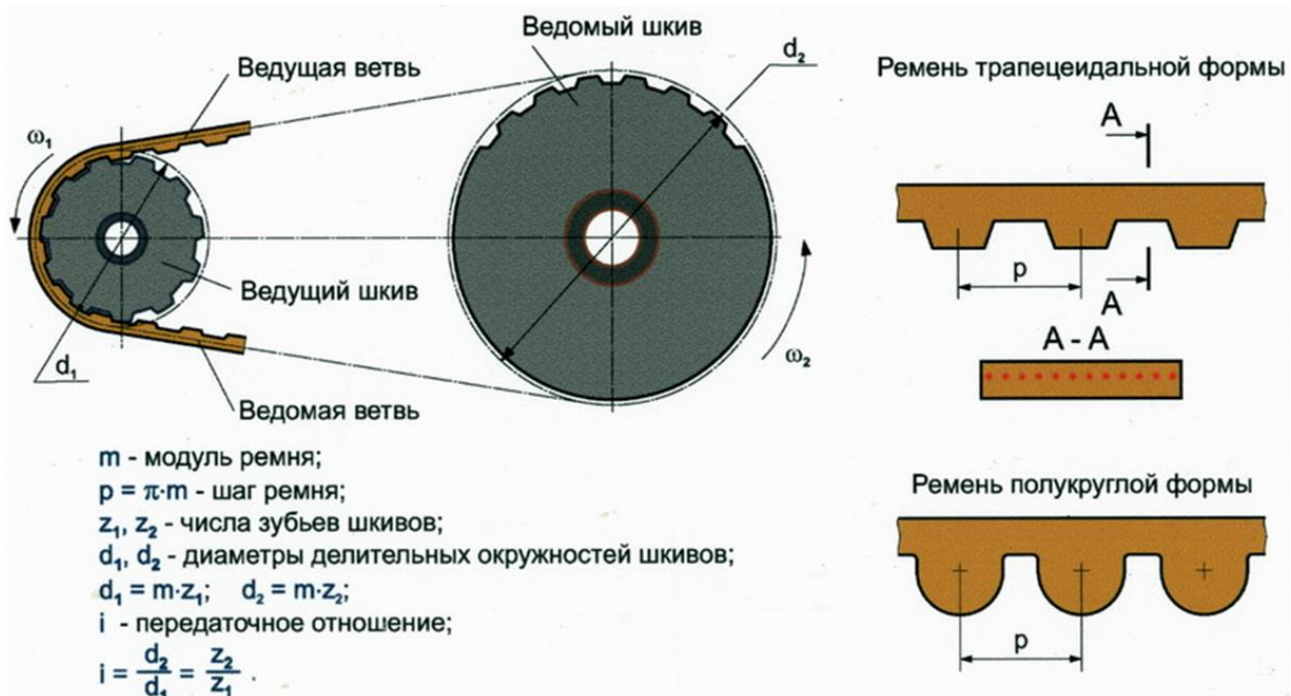


ЗУБЧАТОРЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА

Включает два зубчатых шкива, которые охватываются зубчатым ремнём, движения и нагрузка передаются за счёт зацепления зубьев. По сравнению с ременной – компактнее, нет скольжения и обеспечивается синхронное враще-

ние валов, меньшая нагрузка на вал при равном окружном усилии; по сравнению с цепной – работает плавнее и с меньшим шумом, не требует смазки.

Параметры – мощность $P \leq 100$ кВт (500), скорость $V = 5 \dots 50 \frac{м}{с}$ (100), передаточное число $i \leq 12$ (30), КПД $\eta = 0,98$.



Ремень имеет тянущий слой (каркас – проволока, металлотрос, стекловолокно, полиамидный шнур), заключённый в массив из резины или пластмассы. Основным размерный параметр – модуль $m = \frac{p}{\pi} = 2, 3, 4, 5, 7, 10$ мм (p – шаг, мм), число зубьев ремня $Z_p = 32 \dots 160$ по ряду, ширина $b = 8 \dots 80$ мм по ряду в зависимости от модуля.

Делительный диаметр шкива с числом зубьев Z (окружность расположения тянущего слоя) $d = m \cdot Z$, мм; межосевое расстояние $a = (0,6 \dots 2) \cdot (d_1 + d_2)$, мм или $a_p = \frac{a}{p} = (0,2 \dots 0,6) \cdot (Z_1 + Z_2)$; число зубьев ведущего (малого) шкива $Z_1 = 12 \dots 36$.

Определяют модуль $m = 35^3 \sqrt{\frac{P_1 \text{ кВт}}{n_1 \frac{\text{об}}{\text{мин}}}}$, мм и ширину $b = \frac{2T_1}{[p_1] - q_1 \cdot V^2}$, мм

где P_1 кВт, $n_1 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$, T_1 Нмм – мощность, частота вращения и крутящий (вращающий) момент на ведущем шкиве 1;

$[p_1]$ – допускаемое удельное окружное усилие на один мм ширины ремня, $4 \dots 60 \frac{Н}{мм}$ (зависит от модуля);

q_1 – погонная (линейная) масса полосы ремня шириной в один мм, $\frac{кг}{м \cdot мм}$ (зависит от модуля);

V – скорость ремня, $\frac{м}{с}$.

Число зубьев ремня (по аналогии с цепной передачей):

$$Z_p = 2a_p + \frac{Z_1+Z_2}{2} + \frac{\left(\frac{Z_2-Z_1}{\pi}\right)^2}{4a_p},$$

где $a_p = \frac{a}{p}$ – межосевое расстояние в шагах.

Уточняют межосевое расстояние и *не округляют*:

$$a_p = 0,25 \left[\left(Z_p - \frac{Z_1+Z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(Z_p - \frac{Z_1+Z_2}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{Z_2-Z_1}{\pi} \right)^2} \right],$$

$$a = a_p \cdot p, \text{ мм}$$

Начальное натяжение ремня $F_0 = (1,1 \dots 1,3)F_v = (1,1 \dots 1,3) q_1 \cdot b \cdot V^2$, Н.

Усилие на вал $Q = 1,2 \cdot F_t = 1,2 \cdot \frac{2T_1}{m \cdot Z_1}$, Н.