

ТЕМА 2. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ. ЛЕКЦИЯ № 3. Цепные передачи (ЦП).

Вопросы, изложенные в лекции:

1. Конструктивные особенности ЦП.
2. Кинематика ЦП.
3. Динамика и расчет ЦП.

Учебная литература:

Детали машин и подъемное оборудование. Под рук. Г.И. Мельникова - М.: Воениздат, 1980. стр. 56-66.

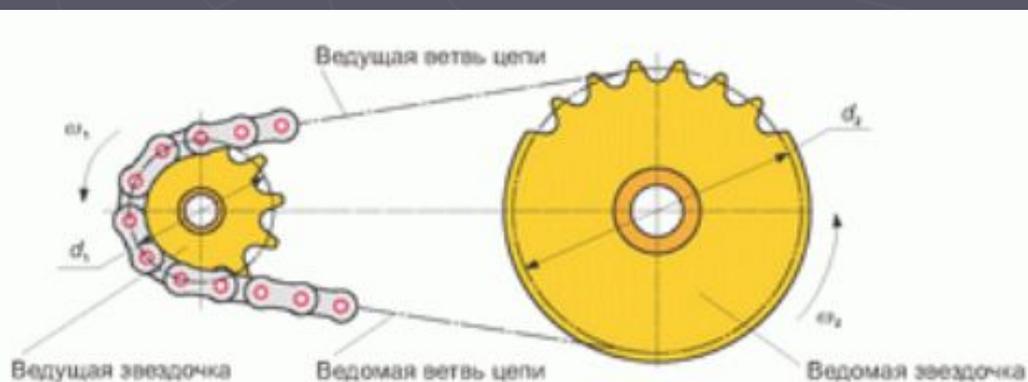
Н.Г. Куклин и др. Детали машин: Учебник для техникумов / Н.Г. Куклин, Г. С. Куклина, В.К. житков.- 5-е изд., перераб. и допол.- М.: Илекса, 1999. стр. 87-100; 293-306.

Соловьев В.И. Детали машин (Курс лекций. II часть). - Новосибирск: НВИ, 1997. стр. 87-105.

Конструктивные особенности ЦП.

Определение:

Цепная передача – механизм для передачи вращательного движения между параллельными валами с помощью жестко закрепленных на них зубчатых колес – звездочек и охватывающей их многозвенной гибкой связи с жесткими звеньями, называемой цепью.



Цепные передачи применяются в машинах общепромышленного и военного назначения: в ДВС для привода кулачковых валов механизма газораспределения; для привода ведущих колес (велосипед, мотоцикл, автогрейдер, дополнительные колеса БРДМ); в приводе лебедки БТР-80; в автомате заряжания пушки БМП-3 и др. механизмах.

Рис. 3.1. Цепная передача.

Гусеничный движитель гусеничных машин также является цепной передачей специфического назначения, преобразующей вращательное движение ведущего колеса в поступательное движение самой машины.

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, а следовательно, и стабильность передаточного отношения при уменьшенной нагрузке на валы и их опоры.
4. Относительно высокий КПД (0,96...0,98 при достаточной смазке).

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 из-за ударного взаимодействия с впадиной звездочки, трения скольжения в самом шарнире и трудности смазки.
3. Вытягивание цепи (увеличение шага) вследствие износа шарниров и удлинения пластин.
4. Сравнительно высокая стоимость.

Классификация цепей, применяемых в промышленности:

1. тяговые цепи для перемещения грузов по горизонтальной или наклонной поверхности;



2. грузовые цепи для подъема грузов;

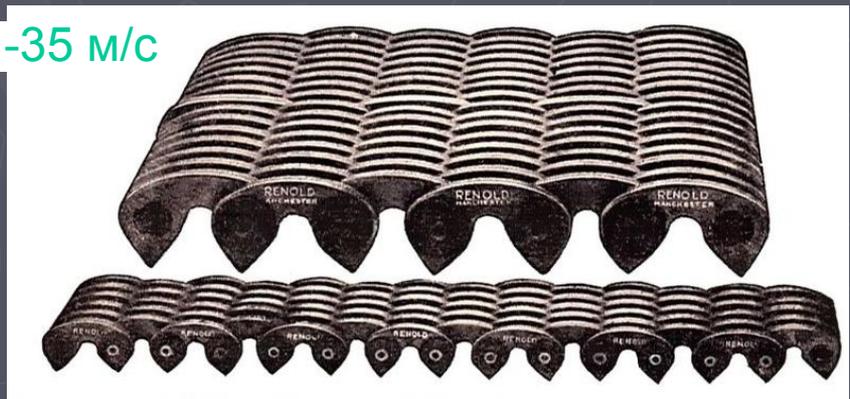


3. приводные цепи для передачи движения, чаще вращательного, в цепных передачах.

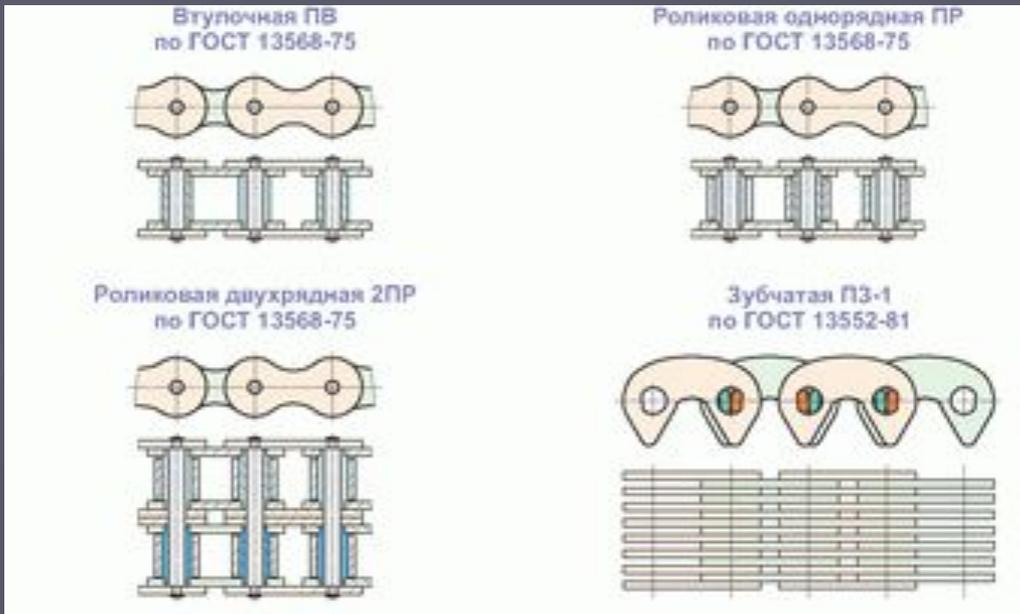
Наиболее известны роликовые, втулочные и зубчатые приводные цепи. Эти три разновидности стандартизованы.



25 -35 м/с



СТАНДАРТНЫЕ ПРИВОДНЫЕ ЦЕПИ



Роликовая цепь (рис. 3.2) состоит из звеньев с наружными пластинами 1, соединенных между собой двумя осями 3, и звеньев с внутренними пластинами 2, которые втулками 4 тоже соединены между собой. Втулки 4 надеты на оси 3 с возможностью вращения, образуя таким образом шарнир цепи. На каждой из втулок 4 сидит свободно вращающийся ролик 5. Цепь обычно проектируется с четным числом звеньев, тогда замыкающим звеном, соединяющим концы цепи в замкнутое кольцо, является звено с наружными пластинами, оси которого могут выниматься и крепятся при сборке разрезной шайбой или шплинтом (рис. 3.2 б). При нечетном числе звеньев цепи для её замыкания применяется специальное звено с разными концевыми частями (рис. 3.2 в).

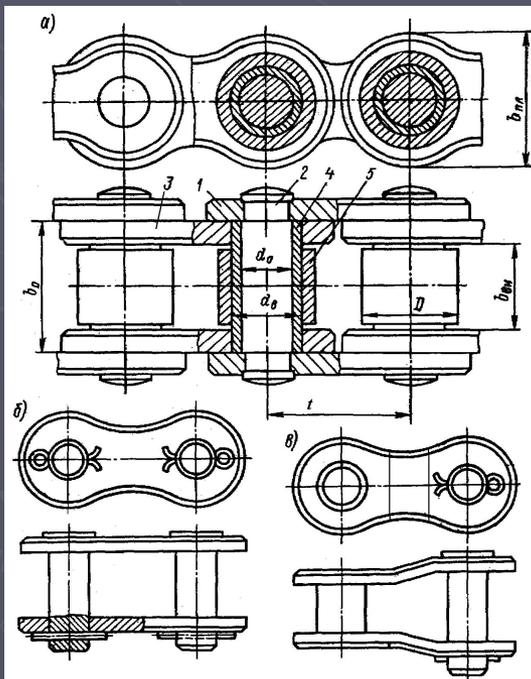
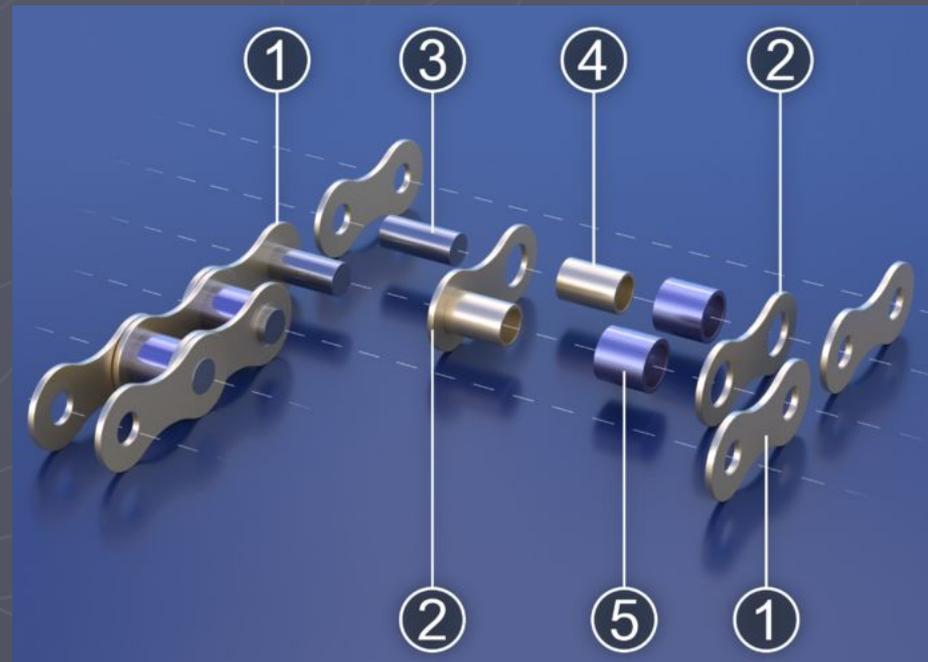


Рис. 3.2.
Конструкция
роликовой цепи.



Втулочная цепь отличается от роликовой только отсутствием роликов, что несколько снижает массу цепи и позволяет уменьшить шаг между шарнирами звеньев, однако способствует увеличению скорости износа шарниров цепи и снижает КПД цепной передачи.

Пластины роликовых и втулочных цепей изготавливаются из углеродистых или углеродистых легированных сталей (стали **45, 50, 40X, 40XH, 30XH3A** и др.) и закаливают до $HRC_{\text{э}}$ **40...50**; оси, втулки и ролики – из мало- или среднеуглеродистых сталей с различной степенью легирования (стали **15, 20, 15X, 20X, 20XH3A, 20XH4A, 30XH3A** и др.), их подвергают поверхностной химико-термической обработке (цементация, цианирование, азотирование) и закаливают до поверхностной твердости $HRC_{\text{э}}$ **50...65**.

Геометрические параметры роликовой цепи

Обозначение цепи	p	b_3 , не менее	d_1	d_3	h , не более	b_7 , не более	b_8 , не более	Разрушающая нагрузка, не менее, даН	масса цепи q , кг
ПР-8-460	8	3	2,31	5	7,5	12	7	460	0,2
ПР-9, 525-910	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	10	910	0,45
ПР-12, 7-900-1	12,7	2,4	3,66	7,75	10	8,7	...	900	0,3
ПР-12, 7-900-2	12,7	3,3	3,66	8,51	10	12	7	900	0,35
ПР-12, 7-1820-1	12,7	5,4	4,45	8,51	11,8	19	10	1820	0,65
ПР-12, 7-1820-2	12,7	7,75	4,45	10,16	11,8	21	11	1820	0,75
ПР-15, 875-2300-1	15,785	6,48	5,08	10,16	14,8	20	11	2300	0,8
ПР-15, 875-2300-2	15,875	9,65	5,08	11,91	14,8	24	13	2300	1
ПР-19, 05-3180	19,05	12,7	5,94	15,88	18,2	33	18	3180	1,9
ПР-25, 4-6000	25,4	15,88	7,92	19,05	24,2	39	22	6000	2,6
ПР-31, 75-8900	31,75	19,05	9,53	22,23	30,2	46	24	8900	3,8
ПР-38, 1-12700	38,1	25,4	11,1	25,4	36,2	58	30	12700	6,5
ПР-44, 45-17240	44,45	25,4	12,7	28,58	42,4	62	34	18240	7,5
ПР-50, 8-22700	50,8	31,75	14,27	39,68	48,3	72	38	22700	9,7
ПР-63, 5-35400	63,5	38,1	19,84	39,68	60,4	89	48	35400	16

Параметры роликовой цепи, основными из которых являются шаг между геометрическими осями шарниров t и предельная разрушающая нагрузка F_r , стандартизованы (ГОСТ 13568-75). Пример обозначения роликовых цепей: ПР-15,875-22,7-1; 2ПР-15,875-45,4; где первая цифра означает число рядов (для однорядной цепи цифра не ставится), буквы ПР – приводная роликовая, цифра после букв – шаг цепи в мм, следующая цифра – разрушающая нагрузка в кН, последняя цифра – вид исполнения (1 – облегченная цепь, 2 – нормальное исполнение), при наличии только одного исполнения для данного типоразмера цепи последняя цифра не ставится.

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

Основные геометрические соотношения в цепной передаче (рис. 3.3).

- p – шаг цепи;
- a – межосевое расстояние;
- d_1 – делительный диаметр ведущей звездочки;
- d_2 – делительный диаметр ведомой звездочки;
- θ^2 – угол наклона цепной передачи;
- f – величина провисания цепи.

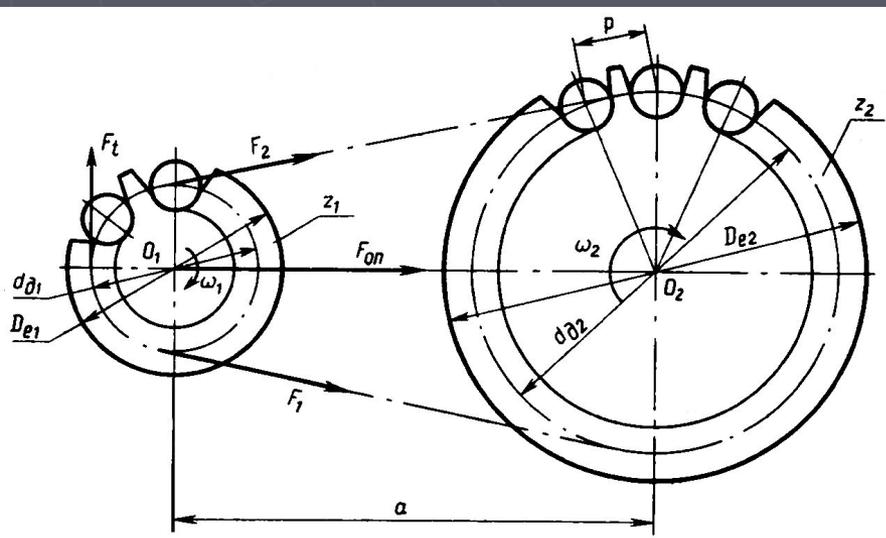


Рис. 3.3. Схема цепной передачи.

Межосевое расстояние передачи выбирается в зависимости от шага цепи по следующему соотношению

$$a = (30 \dots 50)p \quad (3.1)$$

В этом выражении меньшие значения коэффициента в правой части соответствуют меньшим передаточным числам и наоборот.

Делительный диаметр d звездочки (диаметр окружности на которой лежат оси шарниров цепи, охватывающей звездочку) также зависит от шага цепи p :

$$d = \frac{p}{\sin(\pi / z)} \quad , \quad (3.2)$$

где z — число зубьев звездочки.

В свою очередь число зубьев меньшей звездочки (её параметрам присвоим индекс «1») выбирают по эмпирическим соотношениям: для роликовых и втулочных цепей

$$z_1 = 29 - 2 \cdot u \quad \text{при условии } z_1 \geq 13; \quad (3.3)$$

для зубчатых цепей

$$z_1 = 35 - 2 \cdot u \quad \text{при условии } z_1 \geq 17; \quad (3.4)$$

где u — передаточное число.

Число зубьев большей звездочки $z_2 \approx z_1 \cdot u$ с округлением до ближайшего большего нечетного числа. При этом рекомендуется принимать число зубьев большей звездочки не более 120 для роликовых и втулочных цепей и не более 140 для зубчатых цепей.

Длину цепи L_p , выраженную в шагах (число звеньев цепи), для известного межосевого расстояния a можно вычислить по выражению

$$L_p = \frac{2 \cdot a}{p} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a} \quad . \quad (3.5)$$

Полученное по выражению (3.5) значение необходимо округлить до ближайшего целого четного числа. При четном числе звеньев цепи и нечетных числах зубьев звездочек будет обеспечен наиболее равномерный износ как самих звездочек, так и шарниров цепи.

Далее по выбранному числу звеньев цепи необходимо уточнить межосевое расстояние передачи

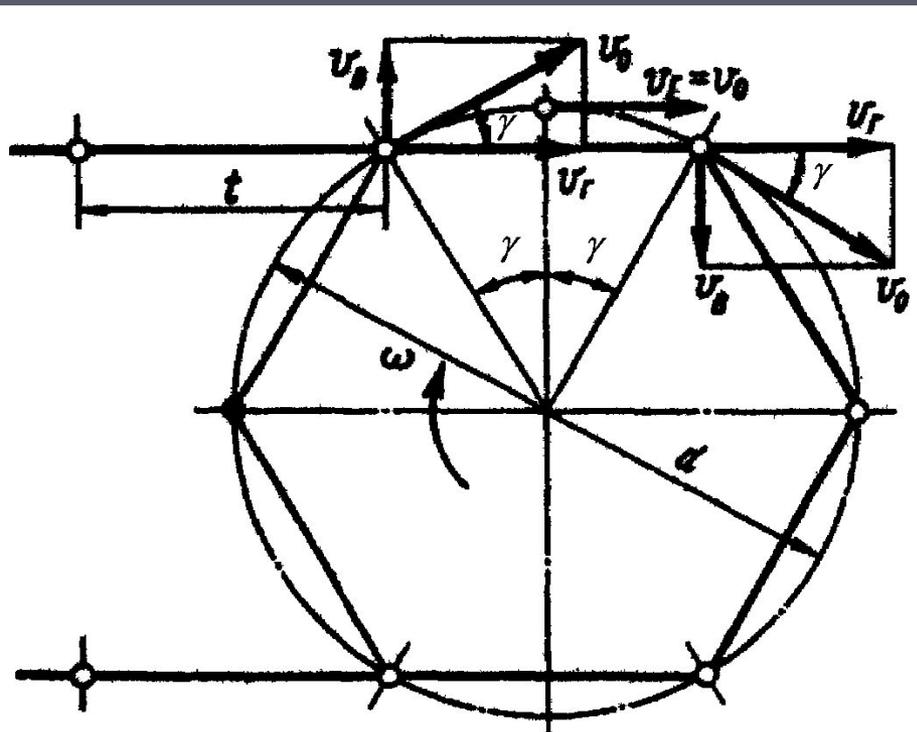
$$a = \frac{p}{4} \cdot \left[L_p - \frac{z_2 + z_1}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_2 + z_1}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] \quad (3.6)$$

Полученное расчетом по (3.6) значение межосевого расстояния с целью исключения перенатяжения цепи из-за неточностей изготовления и монтажа сокращают на $0,2...0,4\%$, так чтобы свободная (ведомая) ветвь цепи имела некоторое провисание f (рис. 3.3). Для передачи, у которой угол θ наклона межосевой линии к горизонту не превышает 40° , величина провисания ведомой ветви цепи

$$f = 0,02a_{\phi}$$

$$\theta > 40^\circ \quad f = 0,015a_{\phi}$$

Кинематика ЦП.



Среднюю скорость $V_{ц}$ (м/с) цепи в цепной передаче можно определить по выражению

$$V_{ц} = \frac{n_i \cdot z_i \cdot t}{60 \cdot 10^3}, \quad (3.7)$$

где n_i – частота вращения i -того вала, об/мин; z_i – число зубьев звездочки, закрепленной на i -том валу; t – шаг цепи, мм.

Передаточное число u цепной передачи можно выразить через её кинематические и конструктивные показатели

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (3.8)$$

Рис. 3.4. Схема совместного движения цепи и звездочки.

Передаточное отношение, вычисленное по (3.8) является средним за оборот, но в пределах поворота звездочки на один угловой шаг ($2\pi/z$) мгновенное передаточное отношение не остается постоянным. Чтобы доказать это обратимся к схеме рис. 3.4.

Пусть ведущая звездочка, имеющая z зубьев, вращается с угловой скоростью $\omega = const$ по ходу часовой стрелки. Тогда тангенциальная скорость любой точки, лежащей на делительной окружности может быть найдена по известному соотношению

$$V_0 = \frac{\omega \cdot d}{2} = \frac{\pi \cdot n \cdot d}{60} . \quad (3.9)$$

Эта тангенциальная скорость всегда может быть представлена горизонтальной V_2 и вертикальной V_6 составляющими. Составляющие тангенциальной скорости звездочки для места входа шарнира цепи во впадину звездочки (на схеме рис. 3.4 левый шарнир на верхней, набегающей, ветви цепи) и для предыдущего шарнира, уже движущегося совместно со звездочкой (на схеме рис. 3.4 правый верхний шарнир) по величине составляют

$$V_{\Gamma} = V_0 \cdot \cos \gamma ;$$

$$V_{\epsilon} = V_0 \cdot \sin \gamma ;$$

где угол γ составляет половину углового шага звездочки, то есть

$$\gamma = \pi / z$$

Величина пульсации скорости цепи, равная отношению разности этих двух скоростей к средней скорости цепи в этом случае составит

$$\delta V_{\dot{\sigma}} = 2 \cdot \frac{1 - \cos \gamma}{1 + \cos \gamma} = 2 \cdot \left(\operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} \right)^2. \quad (3.10)$$

Динамика и расчет ЦП.

При работе цепной передачи на цепь действуют:

1. **Окружная** (тангенциальная для звездочек) **сила** F_t , участвующая в передаче мощности от ведущей звездочки к ведомой. Эту силу приближенно (то есть в среднем, поскольку её величина колеблется) можно найти по известному выражению

$$F_1 = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}, \quad (3.11)$$

где T_1 – вращающий момент на валу ведущей звездочки, а d_1 – делительный диаметр этой звездочки. Усилие это пульсирует в силу изменения расстояния между направлением действия этой силы и осью вращения звездочки. Относительная величина пульсации этой силы δF_t , как и пульсация скорости, составит

$$\delta F_t = 2 \cdot \frac{1 - \cos \gamma}{1 + \cos \gamma} = 2 \cdot \left(\operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} \right)^2. \quad (3.12)$$

Сила предварительного натяжения F_0 , обусловленная провисанием ведомой ветви цепи

$$F_0 = \left(\frac{a}{8 \cdot f} \right) \cdot a \cdot q \cdot g = k_f \cdot a \cdot q \cdot g \quad ; \quad (3.13)$$

где q – удельная масса цепи, кг/м; a – межосевое расстояние передачи, м; g – ускорение свободного падения, м/с²; k_f – коэффициент учитывающий условия провисания цепи. Для горизонтальной передачи ($\theta=0$) $k_f = 6$; для наклонной передачи, у которой $0 < \theta \leq 45^\circ$, $k_f = 3$; для вертикальной передачи ($\theta=90^\circ$) $k_f = 1$.

Натяжение F_V , от действия центробежных сил на элементы цепи при обегании ими звездочек. Это усилие, также как и в ременной передаче, составит

$$F_V = q \cdot V_u^2 \quad ; \quad (3.14)$$

Сила F_V растягивает цепь по всей её длине, но звездочкам не передается. В ведущей ветви цепи все эти силы суммируются

$$F_1 = F_t + F_0 + F_V \quad . \quad (3.15)$$

Порядок расчета роликовой ЦП

Исходные данные:

- T_1 – вращающий момент на ведущей звездочке ;
 n_1 – частота вращения ведущей звездочки (входного вала);
 n_2 – частота вращения ведомой звездочки (выходного вала).

Алгоритм расчёта:

1) *Определить шаг цепи :*

$$p = 2,83 \sqrt{\frac{T_1 \cdot 10^3 K_\varepsilon}{v z_1 [p_\lambda]}}$$

- T_1 вращающий момент на приводной звездочке, Н·м; K_ε – коэффициент эксплуатации, v – число рядов цепи;

$$K_\varepsilon = K_d K_c K_\theta K_H K_p$$

где K_d – коэффициент динамичности нагрузки (1,2...1,5); K_c – коэффициент смазывания, непрерывное смазывание $K_c = 0,8$; регулярное капельное -- $K_c = 1$; периодическое - $K_c = 1,5$; K_θ - коэффициент наклона передачи, $\theta \leq 45^\circ$ - $K_\theta = 1$, K_H – коэффициент натяжения цепи, натяжение смещением оси одной из звёздочек – $K_H = 1$, оттяжной звёздочкой или нажимным роликом - $K_H = 1,1$, нерегулируемая передача – $K_H = 1,25$;

- коэффициент сменности (продолжительности)

работы передачи, в котором T_p – время работы передачи в течение суток, часов;

$$K_p = 0,75 \cdot (T_p / 24 + 1)$$

$[p_r]$ — допустимое давление, в шарнирах цепи, , зависит от частоты вращения приводной звездочки , об/мин и ожидаемого шага цепи и выбирается с табл.

Допустимое давление в шарнирах роликовых цепей , Н/мм²

Шаг цепи p , мм	При частоте вращения меньшей звездочки n_1 , об/мин							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7...15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
19,05...25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15
31,75...38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	—
44,45...50,8	35	26	21	17,5	15	—	—	—

2. Определить число зубьев ведомой звездочки.

Полученное значение округлить к целому нечетному числу. Для предотвращения соскакивания цепи максимальное число зубьев ведомой звездочки ограничено:

3. Определить фактическое передаточное число и проверить его отклонение от заданного u :

$$z_2 \leq 120$$

4. Определить оптимальное межосевое расстояние a . При условии долговечности цепи ,

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

Тогда — межосевое расстояние в шагах.

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

5. Определить число звеньев цепи l_p :

$$a_p = \frac{a}{p} = 30...50$$

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

6. Уточнить межосевое расстояние a_p в шагах:

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

Полученное значение не округлять до целого числа.

7. Определить фактическое межосевое расстояние a , мм :

$$a = a_p p$$

8. Определить длину цепи l , мм: $l = l_p p$

Полученное значение не округлять до целого числа.

9. Определить диаметры звездочек, мм.

Диаметр делительной окружности:

ведущей звездочки

ведомой звездочки

$$d_{o1} = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}}$$

$$d_{o2} = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}}$$

Диаметр окружности выступов:

ведущей звездочки

ведомой звездочки

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

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

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

$$K_{z1} = \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{z_1} \right)$$

— ведущей звездочки,

$$K_{z2} = \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{z_2} \right)$$

— ведомой звездочки;

$\lambda = \frac{p}{d_1}$ — геометрическая характеристика зацепления (d_1 — диаметр ролика шарнира цепи).

Диаметр окружности впадин:

ведущей звездочки

$$D_{i1} = d_{\partial 1} - \left(d_1 - 0,175\sqrt{d_{\partial 1}} \right)$$

ведомой звездочки

$$D_{i2} = d_{\partial 2} - \left(d_1 - 0,175\sqrt{d_{\partial 2}} \right)$$

Проверочный расчет

1. Проверить частоту вращения меньшей звездочки : $n_1 \leq [n_1]$

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

2. Проверить число ударов цепи об зубья звездочек . $U \leq [U]$

где $U = \frac{4z_1 n_1}{60l_p}$ — расчетное число ударов цепи; $[U] = \frac{508}{p}$ допустимое число ударов

3. Определить фактическую скорость цепи , м/с: $v = \frac{z_1 p n_1}{60 \cdot 10^3}$

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

Проверить давление в шарнирах цепи : $p_n = \frac{F_t K_3}{A} \leq [p_n]$

где A — площадь проекции опорной поверхности шарнира, : $A = d_1 b_3$

где d_1 и b_3 — соответственно диаметр валика и ширина внутреннего звена цепи, мм (табл. 4.9а);

Допустимое давление в шарнирах цепи уточняют согласно фактической скорости цепи , м/с Пригодность рассчитанной цепи определяется соотношением

$$p_n \leq [p_n]$$

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

6. Проверить прочность цепи.

Прочность цепи удовлетворяется соотношением
(4.52.)

$$S \geq [S]$$

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

S — расчетный коэффициент запаса прочности,

$$S = \frac{F_p}{F_t K_\delta + F_o + F_v}$$

где F — разрушающая нагрузка цепи, Н, которая зависит от шага цепи;

F_t — окружная сила, переданная цепью, Н (п. 13);

K_δ — коэффициент, который учитывает характер нагрузки (п. 1);

F_o — предыдущее натяжение цепи от провисания ведомой ветки (от ее силы веса), Н,

$$F_o = K_f q a g$$

где K_f — коэффициент провисания;

$K_f = 6$ — для горизонтальных передач; $K_f = 3$ — для передач, наклоненных к горизонту 45° ; $K_f = 1$ — для вертикальных передач;

q — масса 1 м цепи, кг/м;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ — ускорение свободного падения;

F_v — натяжение цепи от центробежных сил, Н;

где v , м/с — фактическая скорость цепи (п. 12).

$$F_v = qv^2$$

Допустимые коэффициенты, запаса прочности для роликовых (втулочных) цепей

Шаг p , мм □	Частота вращения меньшей звездочки n_1 , об/мин □								
	50□	100□	200□	300□	400□	500□	600□	800□	1000□
12,7□	7,1□	7,3□	7,6□	7,9□	8,2□	8,5□	8,8□	9,4□	10□
15,875□	7,2□	7,4□	7,8□	8,2□	8,6□	8,9□	9,3□	10,1□	10,8□
19,05□	7,2□	7,8□	8□	8,4□	8,9□	9,4□	9,7□	10,8□	11,7□
25,4□	7,3□	7,6□	8,3□	8,9□	9,5□	10,2□	10,8□	12□	13,3□
31,75□	7,4□	7,8□	8,6□	9,4□	10,2□	11□	11,8□	13,4□	—□
38,1□	7,5□	8□	8,9□	9,8□	10,8□	11,8□	12,7□	—□	—□
44,45□	7,6□	8,1□	9,2□	10,3□	11,4□	12,5□	—□	—□	—□
50,8□	7,7□	8,3□	9,5□	10,8□	12□	—□	—□	—□	—□

7. Определить силу давления цепи на вал : $F_{ен} = k_\epsilon F_t + 2F_o$

где k_ϵ — коэффициент нагрузки вала 1,05 -1,15. При ударной нагрузке табличное значение увеличить на 10...15%.

КОНСТРУКЦИИ ЗВЕЗДОЧЕК ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Кованные звездочки

Однорядная



Двухрядная



Составные звездочки

Сварная



С болтовым соединением

