

Расчет цепной передачи

В машиностроении цепи находят применение в качестве элементов механических приводов - *приводные* цепи; как тяговые органы машин непрерывного транспорта (конвейеров, элеваторов, транспортеров и эскалаторов) - *тяговые* цепи; в качестве элементов для подвески грузов в подъемно-транспортных машинах - *грузовые* цепи. Здесь приведены краткие сведения лишь о приводных цепях и соответствующих передачах.

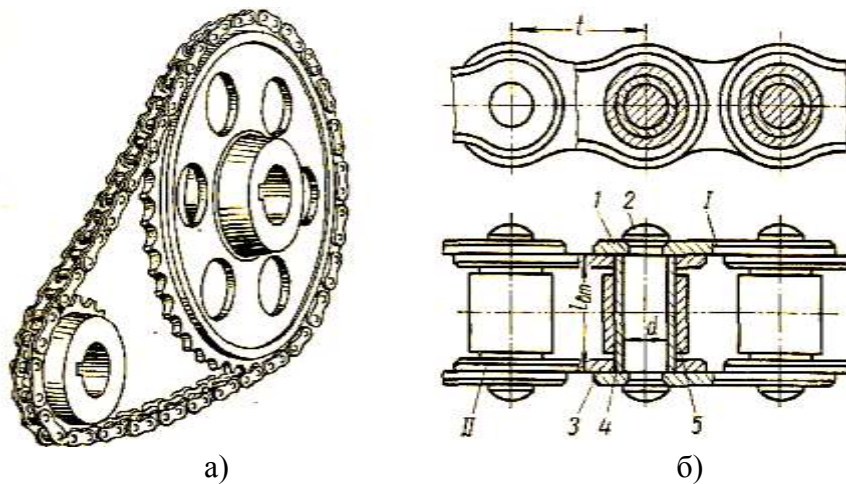


Рисунок 1

Цепные передачи относятся к передачам зацеплением, имеющим промежуточное гибкое звено - цепь. Геометрические оси ведущего и ведомого валов цепной передачи параллельны. Простейшая цепная передача состоит из двух зубчатых колес с зубьями специальной формы - *звездочек* и охватывающей их *бесконечной цепи* (рис. 1а).

Приводные цепи делятся на роликовые и втулочные, зубчатые и фасоннозвенные (крючковые). Приводные цепи широко применяют в транспортном, сельскохозяйственном, горном и химическом машиностроении.

Роликовая цепь (рис. 1б) состоит из чередующихся наружных 1 и внутренних 2 пластин, имеющих относительную подвижность. Каждое звено выполнено из двух пластин (1 и 3 соответственно). Пластины, образующие наружное звено, напрессованы на ось 2, а образующие внутреннее звено - на втулку 4. Для уменьшения износа зубьев звездочек на втулки надеты ролики 5. Шаг цепи t служит основным параметром передачи. Шаг цепи является основным параметром цепной передачи и принимается по ГОСТу. Чем больше шаг, тем выше нагрузочная способность цепи, но сильнее удар звена о зуб в период набегания на звездочку, меньше плавность, бесшумность и долговечность передачи. При больших скоростях выбирают цепи с малым шагом. В быстроходных передачах при больших мощностях рекомендуются также цепи малого шага: зубчатые большой ширины или роликовые многорядные.

Втулочные цепи отличаются от рассмотренных отсутствием роликов. Как следствие, износостойкость передачи втулочной цепью меньше, чем роликовой.

Чтобы сделать звенья неразъемными, оси цепей расклепывают. Предпочтительно применять цепи, имеющие четное число звеньев, так как при нечетном их числе приходится вводить специальное переходное звено.

При больших нагрузках применяют двух- и четырехрядные роликовые цепи; их изготавливают из элементов обычных однорядных цепей, но со специальными более длинными осями. По прочности специальное соединительное звено несколько уступает остальным звеньям.

Зубчатые цепи состоят из наборов пластин зубчатой формы и шарниров. Общий вид

передачи зубчатой цепью показан на рис. 2а; положение звеньев на зубьях звездочки ясно из рис. 2б. Для повышения износостойкости цепи ее шарниры имеют специальные вкладыши (см. рис. 2б). Для направления на звездочках цепи снабжены внутренними или боковыми направляющими пластинами.

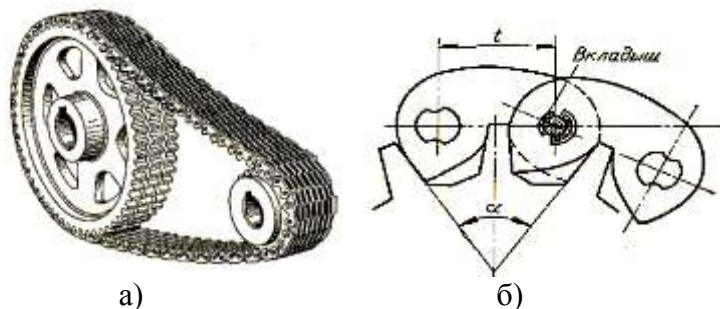


Рисунок 2

Зубчатые цепи допускают большие скорости, чем роликовые, обладают повышенной надежностью, но значительно тяжелее и сложнее в изготовлении, поэтому их применяют реже, чем роликовые и втулочные.

Пластины втулочных, роликовых и зубчатых цепей изготавливают из стали 40 и 40Х и подвергают закалке. Оси, втулки и вкладыши делают из цементуемой стали 15, 20, 20Х и др. Эти детали, так же как и пластины, должны иметь высокую твердость.

К **достоинствам** цепных передач относят: 1) возможность применения при значительных расстояниях между валами (до 8 м); 2) меньшие размеры по сравнению с ременными передачами; 3) постоянство среднего передаточного отношения; 4) высокий к. п. д. (при хорошей смазке до 98%); 5) меньшая, чем в ременных передачах, нагрузка на валы и опоры.

Недостатки цепных передач: 1) вытягивание цепи вследствие износа шарниров; 2) необходимость тщательного монтажа и постоянного ухода (регулирование, смазка); 3) некоторая неравномерность хода передачи; 4) непригодность при необходимости периодического реверсирования без пауз.

Передаточное число цепной передачи обычно не выше 5, реже до 8, и лишь для очень тихоходных передач встречаются более высокие значения (тихоходные до 3 м/с).

Длину цепи можно найти по формуле

$$L = 2A + \frac{(z_2 + z_1)t}{2} + \frac{\left[(z_2 - z_1)^2 / 2\pi \right] t^2}{A}, \quad (1)$$

где A - межосевое расстояние передачи, которое принимаем равным в пределах от $30t$ до $80t$.

Число звеньев цепи (или длина цепи, выраженная в шагах) $L_t = L/t$.

Полученное значение L_t следует округлить до ближайшего целого числа (желательно четного).

Окончательное межосевое расстояние (по округленному значению L_t)

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

Цепные передачи выходят из строя в основном в результате износа шарниров и зубьев звездочек. Поэтому и расчет цепей ведется на *износостойкость* по величине *среднего давления в шарнирах*.

Шаг t , мм (см. рис. 3) роликовой или втулочной цепи предварительно определяют по формуле

$$t = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_1 \cdot k_s}{[p] \cdot m \cdot z_1}}, \quad (3)$$

где M_1 - вращающий момент на валу ведущей звездочки, $H \cdot мм$; k_s - коэффициент эксплуатации, зависящий от условий работы передачи (динамические нагрузки, характера смазки и др.); обычно $k_s = 1,5-3,0$; $[p]$ - допускаемое давление в шарнирах цепи, $H / мм^2$; m - число рядов цепи; z_1 - число зубьев ведущей звездочки.

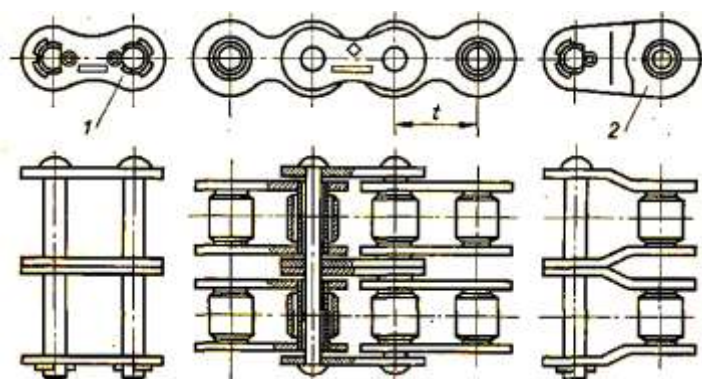


Рисунок 3

Допускаемое давление $[p]$ выбирают из табл. 1, но при предварительном определении шага пользуются средним значениями, указанными в нижней части таблицы.

Таблица 1 - *Допускаемые давления $[p]$ в шарнирах роликовых и втулочных цепей*

n_1 , об/мин						
200	400	600	800	1000	1200	1600
$[p]$						
32,0	29,4	27,0	24,5	23,0	22,5	19,6

Число зубьев z_1 меньшей звездочкой выбирают в зависимости от передаточного числа в пределах 12 - 23 (меньшие значения при больших i).

По найденной величине t выбирают по ГОСТу цепь, шаг которой близок к полученному из расчета. Эту цепь проверяют по величине среднего давления в шарнирах: $p = k_s P / F \leq [p]$

В этой формуле P - окружное усилие на звездочке, H ; $F = d l_{gm}$ (см. рис. 2) - проекция опорной поверхности шарнира, $мм^2$; p - среднее расчетное давление в шарнирах, $H / мм^2$. Значение $[p]$ надо принимать с учетом не только числа оборотов n_1 , но и величины шага t .

Окружное усилие P определяют по формуле $P = N / v$, где N - передаваемая мощность в $Вт$; v - скорость цепи, $м/с$; эта величина определяется из выражения $v = z_1 t \omega_1 / (2\pi \cdot 1000)$. здесь ω_1 - угловая скорость ведущей звездочки, $с^{-1}$; величину t следует подставлять в $мм$.

Подбор и проверка зубчатых цепей производится аналогично, но для выбора шага t и определения величины F служат другие формулы.

Таблица 2 - Расчетный параметр $t \cdot F$ для одно- и двухрядных роликовых цепей

Обозначения однорядной цепи	$(t \cdot F), \text{мм}^3$	Обозначение двухрядной цепи	$(tF), \text{мм}^3$
ПР-8-460	88	2ПР-12,7-3200	108
ПР-9,525-900	267	2ПР-15,875-4500	182
ПР-12,7-1800	6360	2ПР-19,05-6400	343
ПР-15,875-2300	10700	2ПР-25,4-11400	777
ПР-19,05-2500	20200	2ПР-31,75-17700	1420
ПР-25,4-5000	45700	2ПР-38,1-25400	2560
ПР-31,75-7000	83000	2ПР-44,45-34400	3600
ПР-38,1-10000	150000	2ПР-50,8-45400	5550
ПР-44,45-13000	210000		
ПР-50,8-16000	328000		

* Второе число в обозначении цепи определяет шаг соответствующей цепи

<http://www.prikladmeh.ru/lect10.htm>

Пример

Рассчитаем однорядную роликовую передачу ($m=1$).

По формуле (3) определим шаг цепи t .

Примем коэффициент эксплуатации $k_3=2$, число зубьев ведущей звездочки $z_1=12$.

Определим $M_1 = \frac{P_1}{\omega_1}$,

$$P_1 = P_{\text{эд}} \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_0^2 = 4000 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 = 3765,12 \text{ Вт}$$

- мощность на ведущем валу

цепной передачи.

$$\omega_1 = \frac{2\pi n_{\text{эд}}}{i_1 \cdot i_2} = \frac{2\pi \cdot \frac{955}{60}}{2 \cdot 4} = 12,5 \text{ рад/с}$$

- угловая скорость вращения ведущего вала цепной

передачи.

$$M_1 = \frac{3765,12}{12,5} = 301,2 \text{ Н} \cdot \text{м} = 301,2 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$n_1 = \frac{n_{\text{эд}}}{i_1 \cdot i_2} = \frac{955}{2 \cdot 4} = 120 \text{ с}^{-1}$$

Т.к. (частота ведущего вала цепной передачи), то по таблице 1 среднее значение $[p]$ возьмем равным 32 Н/мм^2 .

Тогда по формуле (3) получаем значение

$$t = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{301,2 \cdot 10^3 \cdot 2}{32 \cdot 1 \cdot 12}} = 32,5 \text{ мм}$$

По найденной величине t выбираем из таблицы цепь, шаг которой близок к полученному из расчета. Это цепь - ПР-31,75-7000.

Таким образом, выбранная цепь имеет $t=31,75 \text{ мм}$.

Проверим данную цепь по величине среднего давления в шарнирах:

$$p = k_3 P / F \leq [p]$$

В этой формуле P – окружное усилие на звездочке, Н ; $F = d l_{\text{см}}$ (см. рис. 2) – проекция опорной поверхности шарнира, мм^2 ; p – среднее расчетное давление в

шарнирах, $H / \text{мм}^2$.

Из таблицы 2 для цепи ПР-31,75-7000 $t \cdot F = 83000 \text{ мм}^3$. Отсюда $F = 83000 / 31,75 = 2614,2 \text{ мм}^2$.

Окружное усилие P определяем по формуле $P = N / v$, где N – передаваемая мощность в Вт ; v – скорость цепи, м/с ; эта величина определяется из выражения $v = z_1 t \omega_1 / (2\pi \cdot 1000)$. здесь ω_1 – угловая скорость ведущей звездочки, с^{-1} ; величину t следует подставлять в мм .

В нашем случае $N = P_1 = 3765,12 \text{ Вт}$

$$v = 12 \cdot 31,75 \cdot 12,5 / (2\pi \cdot 1000) = 0,758 \text{ м/с}$$

Рассчитаем

$$P = 3765,12 / 0,758 = 4967,2 \text{ Н}$$

Тогда

$$p = 2 \cdot 4967,2 / 2614,2 = 3,8 \text{ Н/мм}^2 \leq [p] = 32 \text{ Н/мм}^2.$$

Таким образом, выбранная цепь удовлетворяет условию по давлению в шарнирах.

Определим теперь диаметры зубчатых колес (делительные):

$$d_1 = 2 \cdot \frac{\omega_1}{v} = 2 \cdot \frac{12,5}{0,758} = 33 \text{ мм}.$$

$$d_2 = i_3 \cdot d_1 = 4 \cdot 33 = 132 \text{ мм}.$$

Межосевое расстояние передачи принимаем равным в пределах от $30t$ до $80t$.

Зададимся $A = 30t = 30 \cdot 31,75 = 952,5 \text{ мм}$.

По формуле (1) рассчитываем длину цепи: $L = 3076 \text{ мм}$.

Тогда число звеньев $L_t = L / t = 3076 / 31,75 = 96$.

По формуле (2) уточним межосевое расстояние: $A = 1032 \text{ мм}$.