

ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН
ПОДБОР И РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ
Методические указания по курсовому проектированию

Введение.

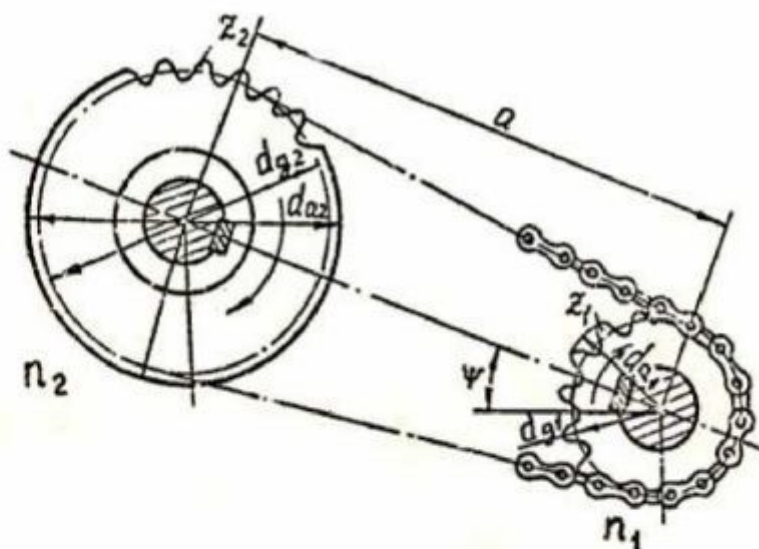
Методические указания по выбору приводных цепей предназначены для студентов, выполняющих курсовые проекты по предметам «Детали машин» и «Подъемно-транспортные средства механизации и автоматизации машиностроения».

Большинство отказов работы цепей связано с износом их шарниров. Поэтому в основу приведенных расчетов положено ограничение давления в шарнире.

Размерность всех величин дана в международной системе единиц СИ. Величины со знаком ' (штрих) - предварительные, они подлежат в дальнейшем уточнению.

1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ.

1. Крутящий момент T_1 на валу ведущей звездочки, Н·м.
2. Частота вращения n_1 вала ведущей звездочки, мин^{-1} .
3. Передаточное число u цепной передачи, $u_{\text{max}}=7$.
(В объектах курсовых проектов по предмету «Детали машин» передаточное число цепной передачи не следует назначать более 2...2,5).
4. Прочие данные, характеризующие условия эксплуатации цепного привода: наклон передачи, характер нагрузки, режим работы и т.п.



2. ПОРЯДОК ВЫБОРА ЦЕПИ.

2.1. Назначение типа цепи. В цепных приводах наибольшее распространение получили цепи типа ПР - приводные роликовые. Во всех случаях следует отдавать предпочтение однорядным цепям. Применение трех- и четырехрядных цепей нежелательно, так как они дороги и требуют повышенной точности изготовления звездочек и монтажа привода. Однако многорядные цепи позволяют выбрать цепь с меньшим шагом и, следовательно, уменьшить радиальные размеры звездочек передачи и снизить уровень шума ее работы.

2.2. Предварительное значение шага однорядной цепи определяется (в мм) по формуле

$$P' \approx 4,5\sqrt[3]{T_1}$$

Полученные значения шага округляют до ближайшего по стандарту и находят (см. табл. 1) значение площади проекции опорной поверхности шарнира однорядной цепи, соответствующее этому шагу.

Таблица 1.

Цепи приводные роликовые однорядные по ГОСТ 13568-75.

Обозначение цепи	A, мм ²	Обозначение цепи	A, мм ²
ПР-8-460	11	ПР-19,05-3180*	105,8
ПР-9,525-910	28	ПР-25,4-5670*	179,7
ПР-12,7-900-1	16,5	ПР-31,76-8850*	262
ПР-12,7-900-2	21,2	ПР-38,1-12700*	394,3
ПР-12,7-1820-1	39,6	ПР-44,5-17240*	473
ПР-12,7-1820-2*	50,3	ПР-50,8-22680*	646
ПР-15,875-2270-1	54,8	ПР-63,5-35380	1000
ПР-15,875-2270-2*	70,9		

Примечание. В табл. 1 величина A - площадь проекции опорной поверхности шарнира однорядной цепи.

Цепи, отмеченные знаком *, изготавливают также двухрядными и трехрядными, при этом их нагрузочная способность возрастает почти пропорционально числу рядов, что учитывают коэффициентом m_p (см. стр. 4).

Обозначения шин расшифровываются следующим образом. Например, ПР-25,7-5670 - цепь приводная роликовая с шагом $P=25,4$ мм и разрушающей нагрузкой 5670 кгс (56700 Н).

2.3. Назначение основных параметров цепной передачи производится в приводимом ниже порядке.

а) Число зубьев z_1 ведущей звездочки. Число зубьев звездочек оказывает большое влияние на работоспособность цепной передачи. С увеличением числа зубьев звездочки уменьшаются размеры передачи и натяжение цепи, снижается сила удара цепи о зуб звездочки при входе в зацепление, уменьшается износ шарниров цепи и зубьев звездочек; снижается неравномерность движения цепи и частоты вращения ведомой звездочки. Однако при большом числе зубьев звездочки возрастает опасность соскакивания цепи даже при незначительном ее износе.

Число зубьев ведущей звездочки для передач, у которых $u \leq 5$, определяют по эмпирической формуле

$$z_1 = 29 - 2u.$$

Если есть ограничение диаметрального размера большей звездочки, то число зубьев ведущей звездочки

$$z_1 \approx \frac{\pi \cdot d'_{\alpha z}}{u \cdot P},$$

где $d'_{\alpha z}$ - желательный делительный диаметр большей звездочки. Значение z_1 должно быть не менее определенного по приведенной выше эмпирической формуле. Если оно значительно меньше, то следует, если это возможно, уменьшить передаточное число цепной передачи или шаг цепи. Последнее может быть достигнуто за счет увеличения рядности цепи. В крайнем случае, если передача тихоходная, т.е. $n_1 < 100 \text{ мин}^{-1}$, можно допустить уменьшение числа зубьев z_1 до 15.

Число зубьев звездочек желательно назначать из ряда простых или нечетных чисел, что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует более равномерному износу передачи.

б) Межосевое расстояние a , если нет ограничения, принимают равным $(30 \dots 50)P$.

в) Наклон передачи. Если угол ψ наклона передачи не задан, то его приближенное значение можно получить из чертежа компоновки привода.

г) Смазывание цепи. Непрерывное смазывание цепи обычно применяют при частоте вращения ведущей звездочки более 100 мин^{-1} .

2.4. Определение давления в шарнире цепи производится по формуле

$$\sigma = \frac{K_o \cdot F_t}{A \cdot m_p} \leq [\sigma],$$

где A - площадь проекции опорной поверхности шарнира однорядной цепи, мм^2 (см. табл. 2);

m_p - коэффициент рядности, $m_p = 1$ при однорядной цепи, $m_p = 1,7$ при двухрядной цепи, $m_p = 2,5$ при трехрядной цепи;

$[\sigma]$ - допускаемое давление в шарнире цепи (см. табл. 2);

F_t - окружная сила, передаваемая цепью, Н; приближенное значение ее определяют по формуле

$$F_t = \frac{2\pi \cdot 10^3 \cdot T_1}{z_1 \cdot P},$$

K_o - коэффициент, учитывающий условия эксплуатации цепи,

$$K_o = K_o \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_{рег} \cdot K_{см} \cdot K_{реж}$$

здесь K_o - коэффициент динамичности нагрузки, $K_o = 1$ при нагрузке без толчков и ударов (ленточные и цепные транспортеры, вентиляторы); $K_o = 1,2 \dots 1,5$ при нагрузке с ударами небольшой интенсивности (компрессоры, автоматические печи, металлорежущие станки), $K_o = 1,6 \dots 1,9$ при нагрузке с сильными ударами (прессы, дробилки, прокатные станы, вибраторы);

K_a - коэффициент межосевого расстояния, $K_a = 0,8$ при $a \geq 80P$,

$K_a = 1$ при $a=(30 \dots 50)P$, $K_a = 1.25$ при $a \leq 25P$;

K_H - коэффициент наклона линии центров, $K_H = 1$ при $\psi = 0 \dots 60^\circ$,

$K_H = 1,25$ при $\psi = 60 \dots 90^\circ$;

$K_{рег}$ - коэффициент регулировки натяжения цепи, $K_{рег} = 1$, если регулировка автоматическая, $K_{рег} = 1,25$ при передаче с нерегулируемым натяжением;

$K_{см}$ - коэффициент смазывания; $K_{см} = 0,8$, если смазывание цепи обильное (масляная ванна), $K_{см} = 1$ при непрерывном смазывании цепи при помощи капельницы, $K_{см} = 1,5$ при нерегулярном смазывании цепи;

$K_{реж}$ - коэффициент режима, $K_{реж} = 1$ при работе привода в одну смену, $K_{реж} = 1,25$ при работе привода в две смены, $K_{реж} = 1,45$ при работе привода в три смены.

Таблица 2.

Допускаемое давление в шарнире приводной цепи, в зависимости от шага и частоты вращения ведущей звездочки.

P, мм	[σ], МПа							
	n_1 , мин ⁻¹							
	10	50	100	200	400	630	800	1000
12,7 15,875	40 40	35 35	33 33	31 31	28,5 28,5	26 26	24 24	22,5 22,5
19,05 25,4	40 40	35 35	32,5 32,5	30 30	26 26	23,5 23,5	21 21	19 19
31,75 38,10	40 40	35 35	32 32	29 29	24 24	21 21	18,5 18,5	16,5 16,5
44,45 50,80	40 40	35 35	30 50	26 26	21 21	17,5 17,5	15 15	- -

Значение давления в шарнире должно находиться в пределах:

$$0.6[\sigma] \leq \sigma \leq 1.05[\sigma].$$

Если полученное значение давления в шарнире превышает или значительно меньше допустимого, то, меняя z_1 , P , рядность цепи или параметры, влияющие на K_s , добиваются выполнения указанного условия.

Для принятой цепи из справочника выписывают ее обозначение и ее основные параметры: шаг, диаметр ролика (для втулочных цепей - диаметр втулки), расстояние между внутренними пластинами, наибольшую ширину звена, ширину внутренней пластины (все это необходимо для конструирования звездочек).

2.5. Число зубьев ведомой звездочки

$$z_2' = u \cdot z_1$$

Значение z_2' округляют до целого, желательно нечетного числа z_2 . Число зубьев большей звездочки не должно превосходить 120. Ограничение связано с увеличением шага цепи при ее износе. При большом числе зубьев звездочки его обстоятельство приводит к соскакиванию цепи со звездочки.

2.6. Уточнение передаточного числа цепной передачи. Этот расчет выполняют только в том случае, если значение числа зубьев z_2 ведомой звездочки было округлено. Передаточное число цепной передачи

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

2.7. Частота вращения ведомого вага

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

2.8. Делительный диаметр ведущей звездочки (в мм)

$$d_{s1} = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}}$$

2.9. Делительный диаметр ведомой звездочки (в мм)

$$d_{s2} = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}}$$

Примечание. Для определения размеров прочих элементов звездочек (диаметра окружности выступов, диаметра обода, ширины зуба, ширины зубчатого венца и т.п.) необходимых для разработки чертежа, см.[3] лист 184.

2.10. Межосевое расстояние, если нет ограничений, определяют по формуле $a = (30 \dots 50)P$.

2.11. Потребное число звеньев цепи

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

Значение числа звеньев w' обычно округляют до четного числа w , так как при нечетном числе звеньев цепи приходится применять для соединения ее концов специальные переходные звенья с изогнутыми пластинами.

2.12. Уточненное межосевое расстояние рассчитывают так:

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

Подученное значение a для передач с нерегулируемым межосевым расстоянием уменьшают приблизительно на $\Delta = (0,002 \dots 0,004)a$. Это необходимо, чтобы исключить случайное перенапряжение цепи, которое может получиться из-

за радиальных биений звездочек и их валов. Межосевое расстояние a , округленное до целого числа, принимают за окончательное.

В остальных случаях, т.е. в передачах с изменяемым межосевым расстоянием, уменьшение a на величину Δ обеспечивают за счет регулировки.

2.13. Нагрузку на валы звездочек определяют по формуле

$$F_b = k_b F_t = k_b \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_g}$$

где $k_b = 1,15$ при угле наклона передачи к горизонту менее 60° ;

$k_b = 1,05$ при угле наклона передачи к горизонту более 60° .

ПРИМЕР ВЫБОРА ЦЕПИ ДЛЯ ПРИВОДА ТРАНСПОРТЕРА

Исходные данные:

$T_1 = 280$ Н·м - крутящий момент на валу ведущей звездочки;

$n_1 = 95$ мин⁻¹ - частота вращения ведущей звездочки;

$u = 2,1$ - передаточное число цепкой передачи.

Привод работает в одну смену; ожидаемый наклон передачи к горизонту около 50° . Желательно, чтобы делительный диаметр ведомой звездочки не превышал 430 мм.

Решение

1. Назначим однорядную роликовую цепь типа ПР.

2. Предварительное значение шага для однорядной цепи

$$P = 4,5 \sqrt[3]{T_1} = 4,5 \sqrt[3]{280} = 29,44 \text{ мм.}$$

Ближайшее значение шагов по стандарту:

$P = 31,75$ мм; значение $A = 262$ мм²;

$P = 25,4$ мм; значение $A = 179,7$ мм².

3. Назначение основных параметров:

а) число зубьев ведущей звездочки.

Найдем рекомендуемое число зубьев z_1 , в зависимости от передаточного числа;

$$z_1 = 29 - 2u = 29 - 2 \cdot 2,1 = 24,8 \approx 25.$$

Найдем число зубьев z_1 из условия: делительный диаметр ведомой звездочки не должен превышать 410 мм:

$$z_1 = \frac{\pi d_g^2}{uP}.$$

Цепь с шагом $P=31,75$ мм.

$$\text{Тогда } z_1 = \frac{3,14 \cdot 430}{2,1 \cdot 31,75} = 20,25.$$

Полученное значение меньше рекомендуемого. Следовательно, эту цепь применять нежелательно

Цепь с шагом $P=25,4$ мм.

$$\text{Тогда } z_1 = \frac{3,14 \cdot 430}{2,1 \cdot 25,4} = 25,3.$$

Для этой цепи можно назначить $z_1 = 25$, что согласуется с рекомендуемым значением.

Далее расчет будем вести для цепи с шагом $P=25,4$ мм;

б) межосевое расстояние.

Примем, что $a = 40P$;

в) наклон передачи по условию – около 50° ;

г) примем, что смазывание цепи нерегулярное. Цепь будут смазывать периодически при помощи кисти.

4. Определение давления в шарнире.

Найдем значение коэффициента K_s ;

$K_d = 1,2$ - нагрузка с небольшими ударами;

$K_a = 1$ - оптимальное межосевое расстояние;

$K_n = 1$ - наклон передачи менее 60° ;

$K_{рег} = 1,25$ - передача с нерегулируемым натяжением цепи;

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

$K_{реж} = 1$ - работа в одну смену;

$$K_o = 1,2 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,5 \cdot 1$$

Окружная сила, передаваемая цепью,

$$F_t = \frac{2\pi \cdot 10^3 \cdot T_1}{z_1 \cdot P} = \frac{6,28 \cdot 10^3 \cdot 280}{25 \cdot 25,4} = 2769 \approx 2770 \text{ Н.}$$

Давление в шарнире однорядной цепи

$$\sigma = \frac{K_s \cdot F_t}{A \cdot m_p} = \frac{2,25 \cdot 2770}{179,7 \cdot 1} = 34,68 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} > [\sigma] = 32,5 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

Однорядная цепь не подходит.

Найдем давление в шарнире для двухрядной цепи при $m = 1,7$:

$$\sigma = \frac{2,25 \cdot 2770}{179,7 \cdot 1,7} = 20,4 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} < [\sigma].$$

Для дальнейших расчетов принимаем двухрядную цепь 2ПР-25,4-11340.

Ее параметры: шаг $P = 25,4$ мм, диаметр ролика $d_1 = 15,88$ мм, расстояние между внутренними пластинами $B_{вн} = 15,88$ мм, ширина внутренней пластины $h = 24,13$ мм, расстояние между рядами $A_p = 29,29$ мм*, наибольшая ширина звена $b = 68$ мм.

* По ГОСТ 13568-75 параметр A_p обозначен A

5. Число зубьев ведомой звездочки

$$z_2 = u \cdot z_1 = 2,1 \cdot 25 = 52,5. \text{ Принимаем } z_2=53.$$

6. Частота вращения ведомой звездочки

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{95}{2,1} = 45,24 \text{ мин}^{-1}.$$

7. Делительный диаметр ведущей звездочки

$$d_{o1} = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{25}} = 202,66 \text{ мм}.$$

8. Диаметр окружности выступов ведущей звездочки

$$d_{a1} = P \cdot \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_1}\right) = 25,4 \cdot \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{25}\right) = 213,76 \text{ мм}.$$

9. Делительный диаметр ведомой звездочки

$$d_{o2} = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{53}} = 428,757 \text{ мм}.$$

10. Диаметр окружности выступов ведомой звездочки

$$d_{a2} = P \cdot \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_2}\right) = 25,4 \cdot \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{53}\right) = 440,70 \text{ мм}.$$

11. Диаметр обода ведущей звездочки (наибольший)

$$d_{c1} = P \cdot \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_1} - 1,3 \cdot h = 25,4 \cdot \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{25} - 1,3 \cdot 24,13 = 169,69 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_{c1}=165$ мм.

12. Диаметр обода ведомого звездочки (наибольший)

$$d_{c2} = P \cdot \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_2} - 1,3 \cdot h = 25,4 \cdot \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{53} - 1,3 \cdot 24,13 = 396,64 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_{c2}=380$ мм.

13. Ширина зуба звездочки

$$b_1 = 0,90 \cdot b_{\text{ин}} - 0,15 = 0,90 \cdot 15,88 - 0,15 = 14,14 \text{ мм}.$$

14. Ширина зубчатого венца звездочки

$$B = 29,29 + 14,14 = 43,4 \text{ мм}.$$

15. Межосевое расстояние

$$a' = 40 \cdot P = 40 \cdot 25,4 = 1016 \text{ мм}.$$

16. Потребное число звеньев цепи

$$w' = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a'}{P} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{P}{a'} = \frac{25 + 53}{2} + \frac{2 \cdot 1016}{25,4} + \left(\frac{53 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \frac{25,4}{1016} = 119,5.$$

Принимаем $w = 120$.

17. Уточненное межосевое расстояние

$$a' = \frac{P}{4} \left[w - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(w - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] =$$
$$= \frac{25,4}{4} \left[120 - \frac{25 + 53}{2} + \sqrt{\left(120 - \frac{25 + 53}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{53 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] = 1034,89 \text{ мм.}$$

Полученное значение a' уменьшаем на $\Delta = (0,002 \dots 0,004)$ $a' =$

$= (0,002 \dots 0,004) \cdot 1034,89 = 2,07 \dots 4,14 \text{ мм}$. Окончательное значение межосевого расстояния:

$$a = a' - \Delta = 1034,89 - \Delta = 1032 \text{ мм.}$$

18. Нагрузка на валы звездочек

$$F_e = K_e \cdot F_l = K_e \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_{g1}} = 1,15 \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 280}{202,66} = 3178 \text{ Н.}$$

Литература

1. Готовцев А.А., Столбин Г.В., Котенок И.П., Проектирование цепных передач. Справочник. - М.: Машиностроение, 1978,
2. Решетов Д.Н. Детали машин. - М.: Машгиз, 1974.
3. Решетов Д.Н. Детали машин. Атлас конструкций. – М.: Машгиз, 1979.