

Министерство образования Российской Федерации  
Санкт-Петербургский государственный университет  
низкотемпературных и пищевых технологий



Кафедра деталей машин  
и основ инженерного проектирования

## **РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ**

Методические указания  
для студентов всех специальностей

Санкт-Петербург 2001

УДК 621.81

**Ваньшин А.И.** Расчет и конструирование цепных передач.: Метод. указания для студентов всех спец.. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2001. – 23 с.

Изложены теоретические основы и методика расчета цепных передач, приведен пример расчета и конструирования.

Рецензент

Доктор техн. наук, проф. В.Л. Жавнер

Одобрены к изданию методической комиссией факультета техники пищевых производств

© Санкт-Петербургский государственный университет низкотемпературных и пищевых технологий, 2001

## ВВЕДЕНИЕ

В приводах подъемно-транспортных механизмов, сельскохозяйственных, дорожных, пищевых и других машин широко применяются цепные передачи. Они состоят из двух или более звездочек и замкнутой шарнирной цепи. Основными типами приводных цепей являются роликовые, втулочные и зубчатые.

Роликовая цепь показана на рис. 1. Наружная пластина 1 напрессована на валик 3, внутренняя пластина 2 – на втулку 4. В связи с этим относительный поворот (и трение) происходит между валиком и втулкой, а также между втулкой и роликом 5. Наличие втулки позволяет распределить нагрузку по длине валика. Применение ролика приводит к частичной замене трения скольжения зуба звездочки по шарниру на трение качения и распределяет давление зуба на втулку.

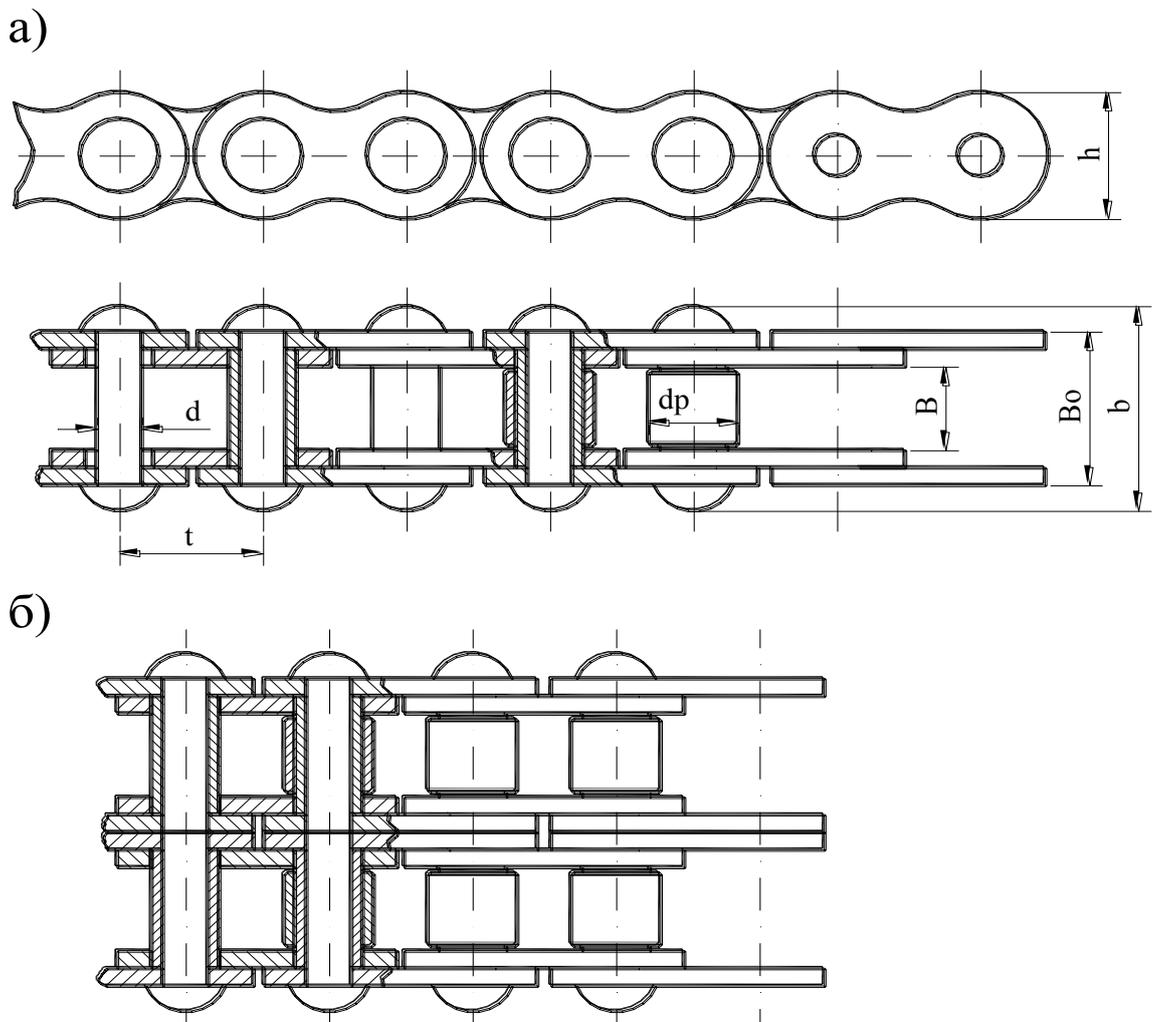


Рис. 1. Цепь приводная роликовая:  
а – однорядная; б – двухрядная

Конструкция втулочной цепи аналогична роликовой, но в ней отсутствует ролик. По этой причине втулочные цепи проще в изготовлении, легче и дешевле, но быстрее изнашиваются.

Зубчатые цепи (рис. 2) изготавливают многорядными, что позволяет передавать большие нагрузки. Они работают более плавно, с меньшим шумом. Недостатками зубчатых цепей являются значительная трудоемкость изготовления и сложность эксплуатации.

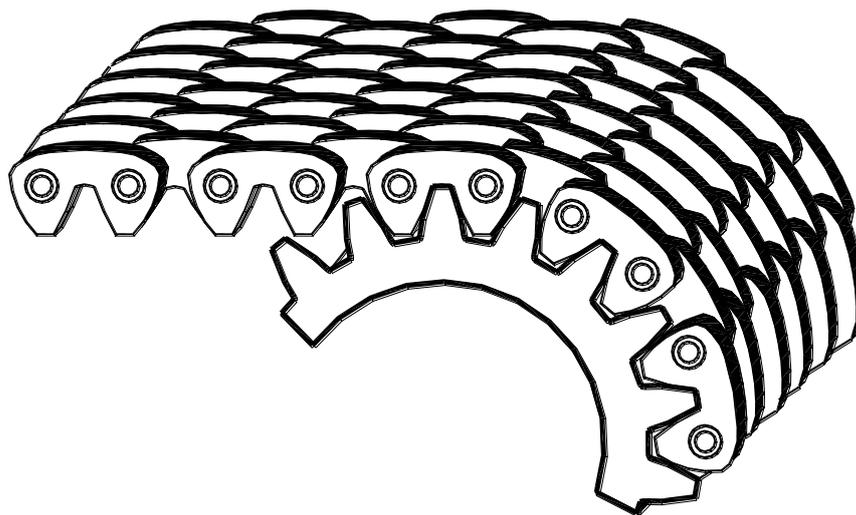


Рис. 2. Цепь зубчатая

В соответствии с вышесказанным наибольшее распространение в качестве приводных получили цепные передачи с роликовыми цепями.

## 1. ХАРАКТЕРИСТИКИ РОЛИКОВЫХ ЦЕПЕЙ

Основными параметрами цепей являются шаг цепи  $t$  и разрушающая нагрузка  $Q$ . Эти и некоторые другие параметры роликовых цепей приведены в табл. 1 и 2.

Таблица 1

**Приводные роликовые однорядные цепи ПР  
по ГОСТ 13568-75**

$t$ , мм	$B$ , мм	$B_0$ , мм	$d$ , мм	$d_p$ , мм	$h$ мм	$b$ , мм	$Q$ , кН	$q$ , кг/м	$A$ , мм <sup>2</sup>
12,7	7,75	13,92	4,45	8,51	11,8	21	18,2	0,75	40
15,875	9,65	16,59	5,08	10,16	14,8	24	22,7	1,0	55
19,05	12,7	22,78	5,96	11,91	18,2	33	31,8	1,9	105

$t$ , мм	$B$ , мм	$B_0$ , мм	$d$ , мм	$d_p$ , мм	$h$ , мм	$b$ , мм	$Q$ , кН	$q$ , кг/м	$A$ , мм <sup>2</sup>
25,4	15,88	29,29	7,95	15,88	24,2	39	56,7	2,6	180
31,75	19,05	35,76	9,55	19,05	30,2	46	91,0	3,8	262
38,1	25,4	45,44	11,12	22,23	36,2	58	127,0	5,5	395
44,45	25,4	48,87	12,72	25,4	42,4	62	172,4	7,5	475
50,8	31,75	58,55	14,29	28,58	48,3	72	226,8	9,7	645

Таблица 2

**Приводные роликовые двухрядные цепи 2ПР  
по ГОСТ 13568-75**

$t$ , мм	$B$ , мм	$B_0$ , мм	$d$ , мм	$d_p$ , мм	$h$ , мм	$b$ , мм	$Q$ , кН	$q$ , кг/м	$A$ , мм <sup>2</sup>
12,7	7,75	13,92	4,45	8,51	11,8	35	31,8	1,4	105
15,875	9,75	16,59	5,08	10,16	14,8	41	45,4	1,9	140
19,05	12,7	22,78	5,96	11,91	18,2	54	72,0	3,5	211
25,4	15,88	29,29	7,95	15,88	24,2	68	113,4	5,0	359
31,75	19,05	35,76	9,55	19,05	30,2	82	177,0	7,3	524
38,1	25,4	45,44	11,12	22,23	36,2	104	254,0	11,0	788
44,45	25,4	48,87	12,72	25,4	42,4	110	344,8	14,4	946
50,8	31,75	58,55	14,29	28,58	48,3	130	453,6	19,1	1292

## 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА

Основным видом повреждения цепных передач является износ шарниров цепи. По этой причине геометрические параметры передач определяют так, чтобы не допустить чрезмерного износа цепи в течение заданного срока эксплуатации.

Долговечность цепи по износу зависит от числа пробегов цепи в единицу времени, числа зубьев звездочек, давления в шарнирах, условий смазки и т. д. Опытным путем установлено, что давление в шарнире влияет на дол-

говечность цепи значительно сильнее всех других факторов [1, 2]. Поэтому условие износостойкости цепи можно записать в следующем виде:

$$p \leq [p], \quad (1)$$

где  $p$  – давление в шарнире;  $[p]$  – допускаемое давление в шарнире по износу.

Давление в шарнире (на поверхности трения валик–втулка) определяется по формуле

$$p = F_{\Sigma}/A, \quad (2)$$

где  $F_{\Sigma}$  – суммарная сила, натягивающая цепь;  $A$  – опорная поверхность шарнира.

Величина  $F_{\Sigma}$  может складываться из четырех составляющих: окружной силы  $F_t$ , натяжения цепи от центробежной силы  $F_{ц}$ , силы провисания  $F_f$ , динамической нагрузки  $F_{дин}$ .

Процесс износа происходит при повороте в шарнире натянутой цепи. Из рис. 3, а видно, что повороты в шарнирах происходят в районе точек а, б, в, г. Натяжение цепи в эти моменты различно (см. график изменения натяжения, рис. 3, б) и зависит от многих факторов, неизвестных при проектном расчете передачи: шага цепи, числа зубьев звездочек, межосевого расстояния, скорости цепи и других [3].

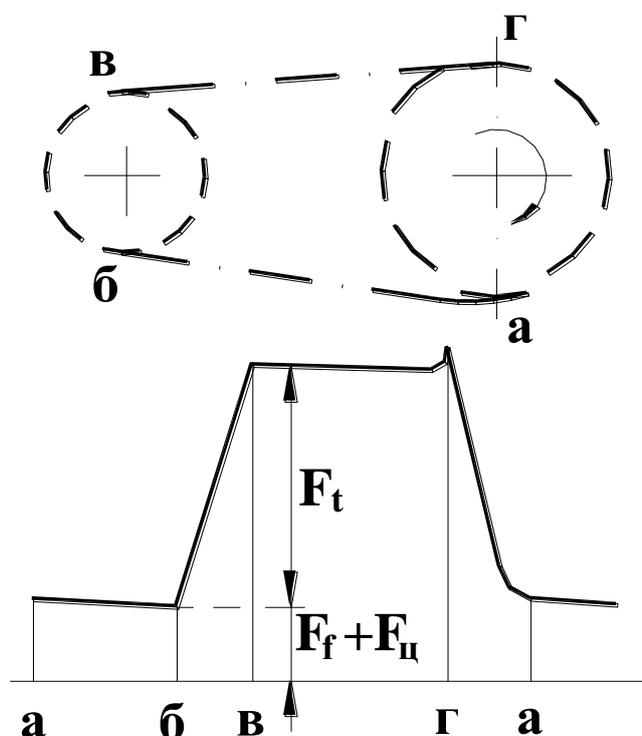


Рис. 3. Схема цепной передачи (а) и гистограмма изменения натяжения цепи (б) (по данным [3])

Поэтому, чтобы определить шаг цепи из условия износостойкости, принимают следующие допущения:

– поворот в шарнире происходит при натяжении цепи, равном  $F_t$  (во всех точках – а, б, в, г рис. 3, а);

– площадь опорной поверхности шарнира  $A$  выражают через величину шага  $t$

$$A = kt^2 \quad (3)$$

причем коэффициент  $k$  для различных величин шага изменяется в пределах от 0,204 до 0,292.

Тогда можно записать

$$p = \frac{F_t}{kt^2} \quad (4)$$

Выражая  $F_t$  через крутящий момент  $T_1$ , получим

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2\pi T_1}{z_1 t}, \quad (5)$$

где  $d_1$  – делительный диаметр ведущей звездочки.

Окончательно

$$p = \frac{2\pi T_1}{z_1 kt^3}. \quad (6)$$

Реальные условия эксплуатации передачи учитываются коэффициентом  $k_3$  (табл. 3). Тогда условие износостойкости шарнира будет иметь вид

$$p = \frac{2\pi T_1 k_3}{z_1 kt^3} \leq [p]. \quad (7)$$

Отсюда

$$t \geq \sqrt[3]{\frac{2\pi k_3 T_1}{k z_1 [p]}} \quad (8)$$

или

$$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{k_3 T_1}{z_1 [p]}} \quad (\text{принято } k = 0,286).$$

Значения коэффициентов  $k_1 \dots k_6$ 

Коэффициент	Условия работы	Значение
$k_1$	Нагрузка: постоянная или близкая к ней переменная	1,0 1,2 ... 1,5
$k_2$	Относительное межосевое расстояние $a_t = a/t$ : < 30 30 ... 50 60 ... 80	1,25 1,0 0,8
$k_3$	Линия центров звездочек наклонена к горизонту: до 60 град. больше 60 град.	1,0 1,25
$k_4$	Натяжение цепи регулируется: передвигающейся опорой нажимным роликом или оттяжными звездочками не регулируется	1,0 1,1 1,25
$k_5$	Смазывание: непрерывное капельное периодическое	0,8 1,0 1,5
$k_6$	Работа: односменная двухсменная трехсменная	1,0 1,25 1,45

Принятые при выводе формулы (8) допущения требуют дополнительной проверки выполнения условия износостойкости после определения окружной силы, уточнения величины опорной поверхности  $A$  и допускаемого давления в шарнире  $[p]$  (см. п. 8в разд. 3).

## 2.1. Проектный расчет

Число зубьев меньшей звездочки выбирается с учетом следующих факторов: увеличение числа зубьев приводит к более равномерному движению цепи (снижаются шум, динамические нагрузки, износ), но при этом увеличиваются габариты передачи, а также раньше теряется зацепление из-

ношенной цепи со звездочкой. С учетом этих факторов формула (9) рекомендует оптимальное число зубьев меньшей звездочки [3].

Ограничение числа зубьев большей звездочки связано с потерей зацепления звездочки даже с малоизношенной цепью.

Число рядов цепи первоначально принимают равным 1. К двухрядной цепи и более переходят, если шаг цепи  $t$  получается больше максимального стандартного или для понижения скорости цепи.

Число звеньев цепи  $L_t$  рекомендуется принимать четным во избежание установки менее прочного переходного звена (рис. 4). При этом для увеличения равномерности износа шарниров числа  $z_1$  и  $L_t$ , а также  $z_2$  и  $L_t$  не должны иметь общих множителей. Например, при  $z_1 = 23$  не рекомендуется принимать  $L_t = 23 \cdot 6 = 138$ , так как любой шарнир цепи в этом случае будет обязательно попадать на один и тот же зуб ведущей звездочки.

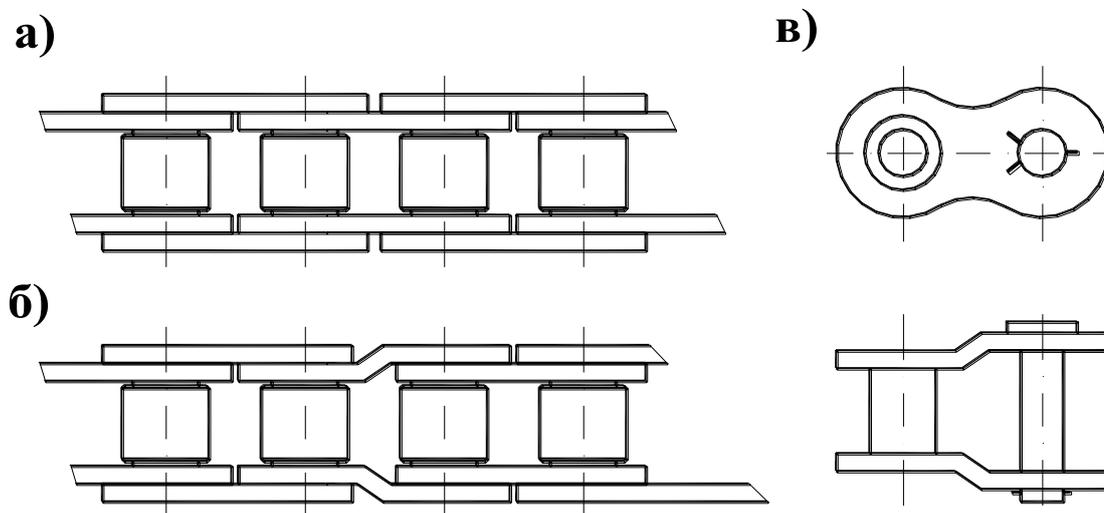


Рис. 4. Роликовая цепь с четным (а) и нечетным (б) числом звеньев;  
в – переходное звено

## 2.2. Проверочные расчеты

Спроектированную передачу необходимо проверить на:

- долговечность по износу;
- прочность.

Кроме этого рекомендуется оценить величину динамических нагрузок на передачу, которые резко возрастают с увеличением скорости цепи. Динамические нагрузки принято ограничивать косвенно, снижая частоту ударов шарниров о зубья звездочек, а также уменьшая скорость цепи ( $v < 10$  м/с). При этих условиях динамические нагрузки не превышают нескольких процентов от окружной силы  $F_t$  и в расчетах на износ и на прочность их можно не учитывать [2].

### 3. РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ С РОЛИКОВОЙ ЦЕПЬЮ

Исходные данные:

- частота вращения ведущей звездочки  $n_1$ , об/мин;
- частота вращения ведомой звездочки  $n_2$ , об/мин;
- крутящий момент на ведомой звездочке  $T_2$ , Н·м.

1. Число зубьев меньшей звездочки

$$z_M = 29 - 2u, \quad (9)$$

где  $u$  – передаточное число,  $u = n_1/n_2$ .

Рекомендуется округлить  $z_M$  до нечетного числа. Минимальное число зубьев  $z_M$  зависит от скорости цепи (например, при  $v < 1$  м/с  $z_{M\min} = 11 \dots 13$ )

2. Число зубьев большей звездочки

$z_6 = z_M \cdot u$  (понижающая передача,  $u > 1$ ) или  $z_6 = z_M/u$  (повышающая передача,  $u < 1$ ).

Максимальное число зубьев звездочки  $z_{6\max} = 120$ .

П р и м е ч а н и е: при  $u > 1$  ведущая звездочка – меньшая, ведомая – большая:  $z_1 = z_M$ ,  $z_2 = z_6$ ; при  $u < 1$  – наоборот.

3. Крутящий момент на ведущей звездочке, Н·мм

$$T_1 = \frac{T_2}{u \cdot \eta_{ц.п}}, \quad (10)$$

где  $\eta_{ц.п}$  – к.п.д. цепной передачи ( $\eta_{ц.п} = 0,96 \dots 0,98$ )

Коэффициент эксплуатации

$$k_3 = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5 \cdot k_6. \quad (11)$$

Значения коэффициентов  $k_1 \dots k_6$  зависят от условий эксплуатации передачи и выбираются по табл. 3.

Шаг цепи, мм ( $T_1$  в Н·мм)

$$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{k_3 T_1}{z_1 [p] k_{ряд}}}, \quad (12)$$

где  $[p]$  – допускаемое давление в шарнире цепи (по условию износостойкости), Н/мм<sup>2</sup> (табл. 4);  $k_{ряд}$  – коэффициент рядности цепи (число рядов цепи  $n_{ряд} = 1 \dots 4$ )

$n_{ряд} \dots$	1	2	3	4
$k_{ряд} \dots$	1	1,7	2,5	3

Поскольку допускаемое давление зависит от неизвестного (на этом этапе расчетов) шага цепи, вычисления должны быть итерационными: задаемся шагом цепи, определяем допускаемое давление (см. табл. 4), вычисляем шаг по формуле 12. Итерации заканчиваются, когда принятое и полученное значение шага совпадут.

Таблица 4

**Допускаемое давление в шарнире цепи [p], Н/мм<sup>2</sup>**

t, мм	Допускаемое давление [p] при n <sub>1</sub> , 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	-	-	-

Окончательный шаг цепи *t* должен быть стандартным (см. табл. 4).

#### 6. Число звеньев цепи

$$L_t = 2a_t + z_{cp} + \frac{c^2}{a_t}, \quad (13)$$

где  $z_{cp} = \frac{z_1 + z_2}{2}$ ;  $c = \frac{z_2 - z_1}{2\pi}$ .

Рекомендуется округлить  $L_t$  до четного числа и согласовать с числами зубьев звездочек (см. п. 3.1).

#### 7. Межосевое расстояние

$$a = \frac{t}{4} \left[ (L_t - z_{cp}) + \sqrt{(L_t - z_{cp})^2 - 8c^2} \right]. \quad (14)$$

#### 8. Проверочные расчеты:

а) скорость цепи не должна превышать 10 м/с во избежание резкого увеличения динамических нагрузок

$$v = \frac{z_1 n_1 t}{60 \cdot 10^3} \leq 10 \quad (n \text{ [об/мин]; } t \text{ [мм]}) \quad (15)$$

Для снижения скорости можно перейти к двухрядной цепи (повторить расчет, начиная с п. 5).

б) давление в шарнирах цепи не должно превышать допускаемого

$$p = \frac{k_3 F_t}{A} \leq [p], \quad (16)$$

где  $F_t$  – окружная сила, Н;  $F_t = 2T_1/d_1$ ;  $d_1$  – диаметр делительной окружности ведущей звездочки, мм;  $d_1 = t/\sin(180/z_1)$ ;  $A$  – площадь проекции опорной поверхности шарнира (см. табл. 1, 2).

Допускаемое давление в шарнирах  $[p]$  уточняется в соответствии с нормами DIN 8195 в зависимости от скорости цепи (табл. 5).

Таблица 5

**Допускаемое давление в шарнире цепи  $[p]$   
по нормам DIN 8195**

$v$ , м/с	0,1	0,4	1	2	4	6	8	10
$[p]$ , Н/мм <sup>2</sup>	32	28	25	21	17	14	12	10

При невыполнении неравенства (16) необходимо увеличить шаг цепи (взять следующий стандартный – табл. 1) и повторить расчет по п. 8.

в) число ударов цепи в секунду при набегании ее на зубья звездочек и сбегании с них

$$w = \frac{4z_1 n_1}{60L_t} \quad (17)$$

не должно превышать допускаемого значения

$$[w] = 508 / t.$$

г) коэффициент запаса прочности  $S$  не должен быть меньше нормативного

$$S = \frac{Q}{k_1 F_t + F_{\text{ц}} + F_f} \geq [S] \quad (18)$$

где  $F_f$  – сила натяжения от провисания цепи,  $F_f = k_f a g q$ ;  $k_f$  – коэффициент, учитывающий наклон передачи к горизонту ( $k_f = 6$  при горизонтальном расположении,  $k_f = 1$  при вертикальном,  $k_f = 3$  при угле, равном 40 град.);  $F_{\text{ц}}$  – центробежная сила, действующая на цепь,  $F_{\text{ц}} = qv^2$ ;  $q$  – масса одного погонного метра цепи (табл. 1, 2), (значение  $[S]$  – табл. 6).

**Допускаемый коэффициент запаса прочности [S]  
для роликовых цепей при  $z = 15-30$**

$t$ , мм	Допускаемый коэффициент запаса прочности [S] при частоте вращения меньшей звездочки $n_m$ , 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	10,0
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,5	8,0	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	12,0	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	11,8	13,4	–
38,1	7,5	8,0	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	12,0	–	–	–	–

#### 4. ПРИМЕР РАСЧЕТА

Исходные данные:

- частота вращения ведущей звездочки  $n_1 = 200$  об/мин;
- частота вращения ведомой звездочки  $n_2 = 60$  об/мин;
- крутящий момент на ведомой звездочке  $T_2 = 2,25$  кН·м.

1. Крутящий момент на ведущей звездочке,

$$T_1 = \frac{T_2}{u\eta_{ц.п}} = \frac{2250}{3,33 \cdot 0,97} = 696 \text{ Н·м};$$

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{200}{60} = 3,33.$$

2. Число зубьев меньшей (ведущей) звездочки

$$z_1 = 29 - 2u = 29 - 2 \cdot 3,33 = 22,34.$$

Принимаем  $z_1 = 23$ .

3. Число зубьев большей (ведомой) звездочки

$$z_2 = uz_1 = 3,33 \cdot 23 = 76,59.$$

Принимаем  $z_2 = 77$ .

4. Задаемся условиями работы передачи (см. табл. 3):

- нагрузка переменная.....  $k_1 = 1,5$
- относительное межосевое расстояние  $a_t = 25$ .....  $k_2 = 1,25$
- передача расположена горизонтально.....  $k_3 = 1$
- натяжение цепи не регулируется.....  $k_4 = 1,25$
- смазывание периодическое.....  $k_5 = 1,5$
- двухсменная работа.....  $k_6 = 1,25$

Коэффициент эксплуатации

$$k_3 = k_1 k_2 k_3 k_4 k_5 k_6 = 1,5 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,5 \cdot 1,25 = 4,39.$$

5. Принимаем цепь однорядную роликовую ПР ( $n_{\text{ряд}} = 1$ ,  $k_{\text{ряд}} = 1$ ). Допускаемое давление в шарнире цепи  $[p]$  (см. табл. 4) зависит от неизвестного пока шага цепи, поэтому предварительно принимаем  $[p] = 30 \text{ Н/мм}^2$  (для  $n_1 = 200 \text{ об/мин}$  и  $t = 19,05 \text{ мм}$  и  $25,4 \text{ мм}$ ).

Шаг цепи

$$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{k_3 T_1}{z_1 [p] k_{\text{ряд}}}} = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{4,39 \cdot 696 \cdot 10^3}{23 \cdot 30 \cdot 1}} = 45,92 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартный шаг цепи  $t = 50,8 \text{ мм}$  (см. табл. 4).

Для такого шага величина  $[p] = 26 \text{ Н/мм}^2$ , поэтому пересчитываем

$$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{4,39 \cdot 696 \cdot 10^3}{23 \cdot 26 \cdot 1}} = 48,16 \text{ мм.}$$

Окончательно  $t = 50,8 \text{ мм}$ .

6. Скорость цепи

$$v = \frac{z_1 n_1 t}{60 \cdot 10^3} = \frac{23 \cdot 200 \cdot 50,8}{60 \cdot 10^3} = 3,89 \text{ м/с.}$$

Скорость не превысила  $10 \text{ м/с}$ , поэтому динамические нагрузки при расчете не учитываем.

7. Давление в шарнирах цепи

$$p = \frac{k_3 F_t}{A} = \frac{4,39 \cdot 3727}{645} = 25,37 \text{ Н/мм}^2,$$

где  $F_t$  – окружная сила,

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 696 \cdot 10^3}{373,53} = 3727 \text{ Н},$$

где  $d_1$  – делительный диаметр ведущей звездочки,

$$d_1 = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{50,8}{\sin \frac{180}{23}} = 373,53 \text{ мм.}$$

По нормам DIN 8195 допускаемое давление в шарнире (см. табл. 5) при скорости цепи 3,89 м/с:  $[p] \approx 17 \text{ Н/мм}^2$ , т. е. давление в шарнирах превышает допускаемое.

8. Для снижения давления в шарнирах следует увеличить шаг цепи, но, поскольку он уже равен максимальному (50,8 мм), перейдем к двухрядной цепи 2ПР ( $n_{\text{ряд}} = 2$ ,  $k_{\text{ряд}} = 1,7$ ).

Повторяем расчет, начиная с п. 5:

$$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{4,39 \cdot 696 \cdot 10^3}{23 \cdot 26 \cdot 1,7}} = 40,60 \text{ мм.}$$

Принимаем  $t = 44,45 \text{ мм}$ .

$$v = \frac{23 \cdot 200 \cdot 44,45}{60 \cdot 10^3} = 3,41 \text{ м/с} \quad \rightarrow \quad [p] \approx 18 \text{ Н/мм}^2 \text{ (см. табл. 5);}$$

$$p = \frac{4259 \cdot 4,39}{946} = 19,76 \text{ Н/мм}^2;$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 696 \cdot 10^3}{326,84} = 4259 \text{ Н};$$

$$d_1 = \frac{44,45}{\sin \frac{180}{23}} = 326,84 \text{ мм.}$$

Давление в шарнирах снова превышает допускаемое. Увеличиваем шаг цепи:  $t = 50,8 \text{ мм}$ .

$$v = \frac{23 \cdot 200 \cdot 50,8}{60 \cdot 10^3} = 3,89 \text{ м/с} \quad \rightarrow \quad [p] \approx 17 \text{ Н/мм}^2;$$

$$p = \frac{3727 \cdot 4,39}{1292} = 12,66 \text{ Н/мм}^2$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 696 \cdot 10^3}{373,53} = 3727 \text{ Н};$$

$$d_1 = \frac{50,8}{\sin \frac{180}{23}} = 373,53 \text{ мм.}$$

Давление в шарнирах меньше допускаемого, поэтому окончательно: двухрядная цепь 2ПР, шаг  $t = 50,8$  мм.

9. Число звеньев цепи

$$L_t = 2a_t + z_{\text{ср}} + \frac{c^2}{a_t} = 2 \cdot 25 + 50 + \frac{8,6^2}{25} = 102,96;$$

$$z_{\text{ср}} = \frac{23 + 77}{2} = 50, \quad c = \frac{z_2 - z_1}{2\pi} = 8,60.$$

Принимаем  $L_t = 102$ . Поскольку  $L_t$  – четное, установка переходного звена не требуется. Общих множителей числа 102 и 23 ( $z_1$ ), 102 и 77 ( $z_2$ ) не имеют, поэтому износ цепи и звездочек будет равномерным (см. п. 2.1).

10. Межосевое расстояние

$$a = \frac{t}{4} \left[ (L_t - z_{\text{ср}}) + \sqrt{(L_t - z_{\text{ср}})^2 - 8c^2} \right] = \frac{50,8}{4} (52 + \sqrt{52^2 - 8 \cdot 8,6^2}) = 1243,97 \text{ мм.}$$

11. Число ударов цепи в секунду

$$w = \frac{4z_1 n_1}{60L_t} = \frac{4 \cdot 23 \cdot 200}{60 \cdot 102} = 3,01;$$

$$[w] = \frac{508}{t} = \frac{508}{50,8} = 10,0 \quad w < [w].$$

12. Коэффициент запаса прочности

$$S = \frac{Q}{k_1 F_t + F_{\text{ц}} + F_f} = \frac{453,6 \cdot 10^3}{1,5 \cdot 3727 + 289 + 1397} = 62,3,$$

где  $F_{\text{ц}} = q \cdot v^2 = 19,1 \cdot 3,89^2 = 289$  Н;  $F_f = k_f \cdot a \cdot g \cdot q = 6 \cdot 1,244 \cdot 9,8 \cdot 19,1 = 1397$  Н;  $[S] = 9,5$  (см. табл. 6).

Коэффициент запаса прочности больше допускаемого.

## 5. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗВЕЗДОЧЕК

Основные размеры звездочек приведены на рис. 5 и в табл. 7. Размеры зуба в поперечном сечении необходимо вычислять с точностью до 0,1 мм.

На рис. 6 и 7 приведены эскизы звездочки и роликовой цепи по данным примера расчета.

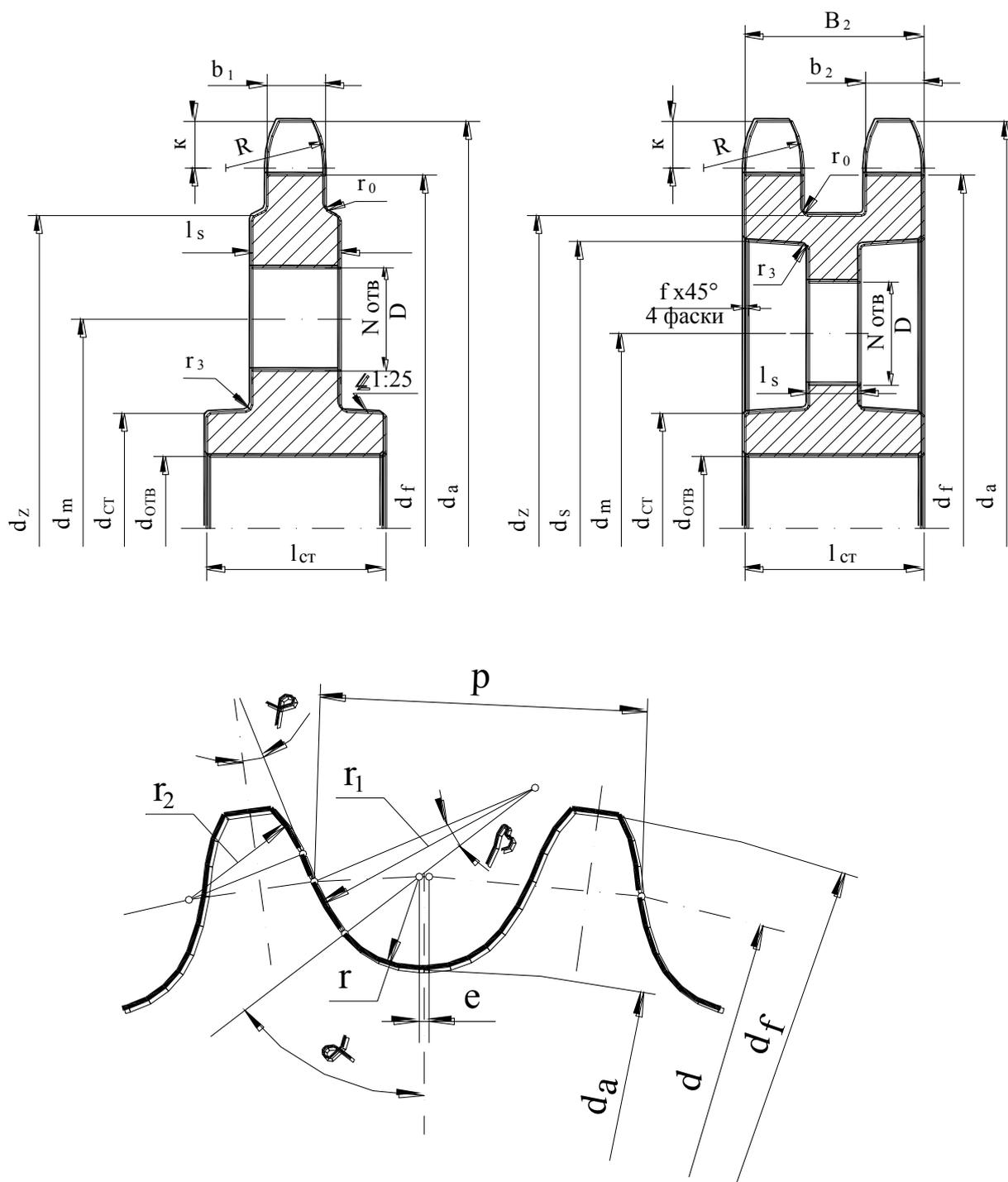


Рис. 5. Основные размеры одно- и двухрядной звездочек

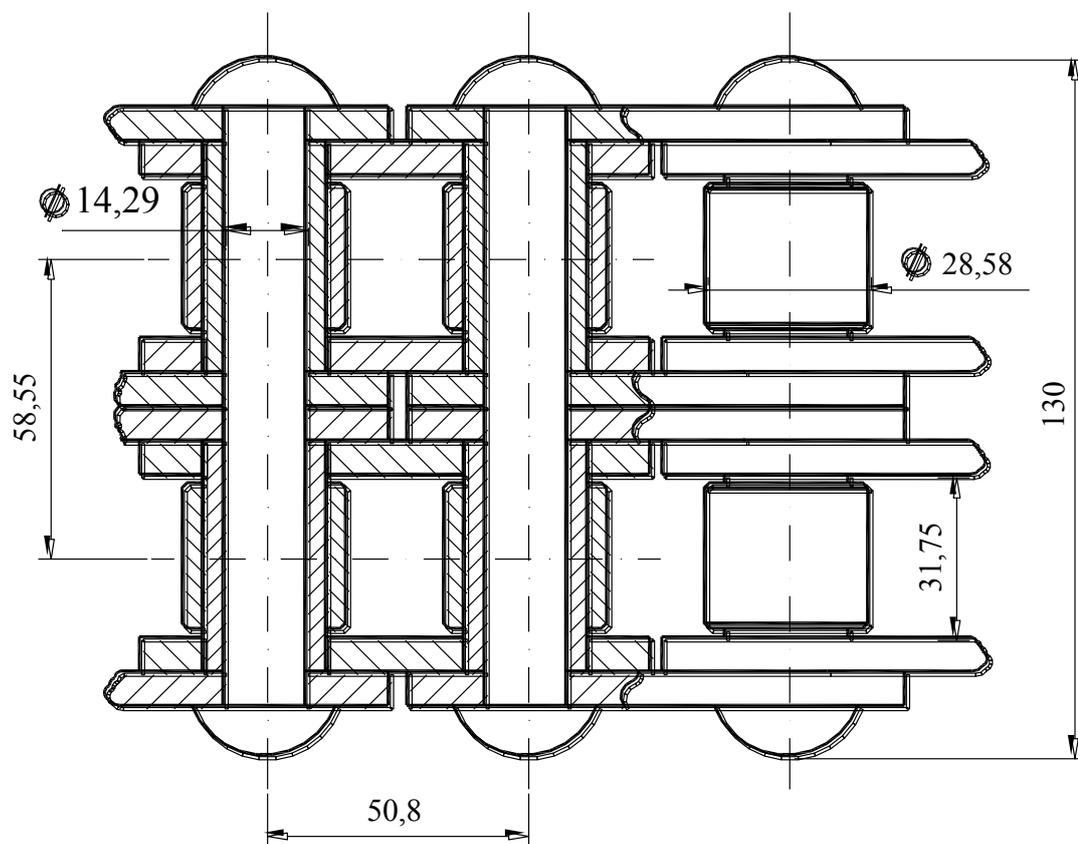
## Основные размеры звездочек

1	Диаметр окружности вершин зубьев	$d_a$	$d_a = t(0,6 + \text{ctg}(180/z))$
2	Диаметр окружности впадин зубьев	$d_f$	$d_f = t/\sin(180/z) - 2r$
3	Радиус впадин зуба	$r$	$r = 0,5025d_p + 0,05$
4	Радиус сопряжения зуба	$r_1$	$r_1 = 1,3025d_p + 0,05$
5	Радиус головки зуба	$r_2$	$r_2 = d_p(1,24\cos\varphi + 0,8\cos\beta - 1,3025) - 0,05$
6	Половина угла зуба	$\varphi$	$\varphi = 17^\circ - 64^\circ/z$
7	Угол сопряжения	$\beta$	$\beta = 18^\circ - 60^\circ/z$
8	Половина угла впадины	$\alpha$	$\alpha = 55^\circ - 60^\circ/z$
9	Смещение центра впадины	$e$	$e = 0,03t$
10	Ширина зуба звездочки: однорядной цепи двухрядной цепи	$b_1$ $b_2$	$b_1 = 0,93B - 0,15$ $b_2 = 0,90B - 0,15$
11	Ширина венца звездочки двухрядной	$B_2$	$B_2 = B_0 + b_2$
12	Радиус закругления зуба (наименьший)	$R$	$R = 1,7d_p$
13	Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закругления	$k$	$k = 0,8d_p$
14	Диаметр проточки (наибольший)	$d_z$	$d_z = t \cdot \text{ctg}(180/z) - 1,3h$
15	Радиус закруглений для звездочек: с шагом до 40 мм с шагом свыше 40 мм	$r_0$	$r_0 = 1,5 \text{ мм}$ $r_0 = 2,5 \text{ мм}$
16	Диаметр диска	$d_s$	$d_s \approx d_z - b_2$
17	Толщина диска: однорядной звездочки двухрядной звездочки	$l_s$	$l_s = b_1 + (2 \dots 4) r_0$ $l_s \approx 0,3B_2$
18	Радиус закругления	$r_3$	$r_3 = 3 \dots 5 \text{ мм}$
19	Диаметр отверстия ступицы	$d_{\text{отв}}$	$d_{\text{отв}} \approx 130 \cdot \sqrt[3]{N_1 / n_1}$
20	Диаметр ступицы	$d_{\text{ст}}$	$d_{\text{ст}} \approx 1,6 d_{\text{отв}}$
21	Длина ступицы	$l_{\text{ст}}$	$l_{\text{ст}} = (1 \dots 1,5) d_{\text{отв}}$
22	Фаска	$f$	$f = 1 \dots 3 \text{ мм}$

**Примечание:** размеры цепи –  $d_p$ ,  $B$ ,  $B_0$ ,  $h$  приведены в табл. 1, 2.



Рис. 6. Эскиз звездочки



Цепь роликовая  
двухрядная 2ПР  
ГОСТ 13568-75

М 1:2

Студент 111 гр.  
Сидоров И.И.

Рис.7. Эскиз роликовой цепи

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Иванов М. Н.** Детали машин. – М.: Высш. шк., 1991. – 383 с.
- 2. Готовцев А. А., Котенок И. П.** Проектирование цепных передач. – М.: Машиностроение, 1982. – 336 с.
- 3. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б.** Расчет на прочность деталей машин. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	3
1. ХАРАКТЕРИСТИКИ РОЛИКОВЫХ ЦЕПЕЙ.....	6
2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА.....	7
2.1. Проектный расчет.....	10
2.2. Проверочные расчеты .....	11
3. РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ С РОЛИКОВОЙ ЦЕПЬЮ.....	12
4. ПРИМЕР РАСЧЕТА.....	15
5. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗВЕЗДОЧЕК.....	19
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	23

Ваньшин Александр Иванович

## **РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ**

Методические указания  
для студентов всех специальностей

Редактор Т.В. Белянкина  
Корректор Н.И. Михайлова

---

ЛР № 020414 от 12.02.97

Подписано в печать 31.12.2001. Формат 60×84 1/16. Бум. писчая

Печать офсетная. Усл. печ. л. 1,4. Печ. л. 1,5. Уч.-изд. л. 1,38

Тираж 250 экз. Заказ № С 69

---

СПбГУНиПТ. 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9  
ИПЦ СПбГУНиПТ. 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9