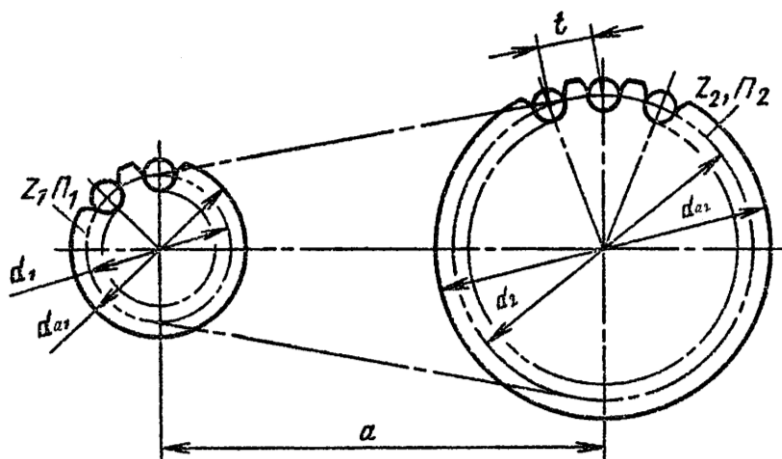


## Расчет роликовой цепной передачи:

### Исходные данные:

- 1) Кинематическая схема
- 2) Мощность на ведущей звездочке  $P_1 = P_{II} = 10.42$  кВт;
- 3) Частота вращения ведущей звездочки  $n_1 = n_{II} = 725 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ ;
- 4) Частота вращения ведомой звездочки  $n_2 = n_{III} = 382 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ ;
- 5) Крутящий момент  $T_1 = T_{II} = 137$  Н·м;
- 6) Передаточное число  $U = U_{\text{цеп}} = 1.89$ ;
- 7) Характер нагрузки – в приводе ленточного конвейера нагрузка спокойная, без толчков;
- 8) Межосевое расстояние  $a \leq 25 \cdot t$
- 9) Угол наклона линии центров к горизонту  $\beta < 60^\circ$ ;
- 10) Способ регулирования натяжения в цепи – положением ведущей звёздочки;
- 11) Смазывание: периодическое
- 12) Режим работы: в одну смену
- 13) Пусковая характеристика электродвигателя  $\frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}} = 2.8$ .

### Схема передачи:



**Расчет:**

### 1) Определение основных параметров цепной передачи

#### 1.1 Числа зубьев и звездочек в цепи

$$z_1^* = 29 - 2 \cdot U = 29 - 2 \cdot 1.89 = 25.22 \approx 25 \geq 19;$$

Округляем до нечетных значений

$$z_1 = 25;$$

Число зубьев ведомой звездочки:

$$z_2 = z_1 \cdot U = 25 \cdot 1.89 = 47.25;$$

Примем  $z_2 = 47$ ;

Фактическое передаточное число:

$$U_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{47}{25} = 1.88;$$

Отклонение:

$$\Delta U = \frac{U_\phi - U}{U} \cdot 100\% = \left| \frac{1.88 - 1.89}{1.89} \right| = 0.5\% \leq 4\%, \text{ что допустимо.}$$

#### 1.2 Выбор цепи по условному давлению в шарнире

Должно выполняться условие:

$$t = 28 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_\varepsilon}{z_1 \cdot [p_0] \cdot m}};$$

Коэффициент эксплуатации:

$$K_\varepsilon = K_d \cdot K_a \cdot K_H \cdot K_{\text{рег}} \cdot K_c \cdot K_{\text{реж}};$$

$K_d = 1$  – коэффициент динамичности приводов ленточных конвейеров;

$K_a = 1.25$  – коэффициент межосевого расстояния при  $a \leq 25 \cdot t$ ;

$K_H = 1$  – коэффициент угла наклона цепи к горизонту при  $\beta = 0^\circ < 60^\circ$ ;

$K_{\text{рег}} = 1.1$  – коэффициент способа регулировки натяжения цепи: при натяжении отжимной звездочкой;

$K_c = 1.3$  – коэффициент качества смазывания и среды эксплуатации передачи;

$K_{\text{реж}} = 1$  – коэффициент режима работы: при работе передачи в одну смену;

Итоговый корректирующий коэффициент эксплуатации:

$$K_9 = 1 \cdot 1.25 \cdot 1 \cdot 1.1 \cdot 1.3 \cdot 1 = 1.79;$$

При неизвестном шаге допускаемое условное давление  $[p_0]$  в шарнирах цепи определяется приближенно по таблице 1.5, [ 1], как среднее значение давления при минимально и максимально возможном шаге , соответственно, при 12,7мм и 50,8 мм.

В нашем случае при

$n_1 = 725 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$  приближенное значение условного давления:

$$[p_0] \approx \frac{25 + 16}{2} \approx 21 \text{ МПа}$$

$$t = 28 \cdot \sqrt[3]{\frac{137 \cdot 1.79}{25 \cdot 21 \cdot 1}} = 21.42 \text{ мм.}$$

Принимаем для дальнейшего рассмотрения стандартизованную приводную роликовую однорядную цепь ПР-25,4-57\* с шагом  $t=25.4$  мм, разрушающей нагрузкой  $F_{\text{разр}} = 57$  кН, площадью шарнира  $A_{\text{ш}} = 178 \text{ мм}^2$ , погонной массой  $q = 2.6 \frac{\text{кг}}{\text{м}}$  и диаметром роликов  $d_p = 15.88$  мм (Таблица 1.1 Цепи приводные роликовые однорядные типа ПР, двухрядные- 2 ПР, трехрядные – 3ПР( по ГОСТ 13568-97); Таблица 1.2 Параметры общие для однорядных, двухрядных и трехрядных цепей, стр. 55-56).

#### 1.4 Определение геометрических и кинематических параметров цепной передачи

Делительные диаметры звездочек:

$$d_i = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_i}}$$

$$d_1 = \frac{25.4}{\sin \frac{180^\circ}{25}} = 202.66 \text{ мм}; \quad d_2 = \frac{25.4}{\sin \frac{180^\circ}{47}} = 380.28 \text{ мм};$$

Диаметры вершин звездочек:

$$d_{ai} = t \cdot \left( 0.5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_i} \right);$$

$$d_{a1} = 25.4 \cdot \left( 0.5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{25} \right) = 214 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = 25.4 \cdot \left( 0.5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{47} \right) = 392 \text{ мм};$$

Средняя скорость цепи:

$$V_{\text{ц}} = \frac{t \cdot z_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{25.4 \cdot 25 \cdot 725}{60 \cdot 1000} = 7.7 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

Межосевое расстояние и длина цепи:

$$a^{**} \approx \frac{d_{a1} + d_{a2}}{2} + (30 \dots 50) = \frac{214 + 392}{2} + (30 \dots 50) = 333 \dots 353;$$

Примем  $a=340$  мм, причем  $a < 25 \cdot t = 635$  мм.

Длина цепи в шагах (число звеньев):

$$L_t^* = \frac{2 \cdot a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a} = \frac{2 \cdot 340}{25.4} + \frac{47 + 25}{2} + \left( \frac{47 - 25}{2 \cdot 3.14} \right)^2 \cdot \frac{25.4}{340}$$

=

$$= 63.69 \leq 100 \dots 120$$

Примем четное число звеньев  $L_t = 70 < 100$ .

Уточним межосевое расстояние (расчетное):

$$a_{\text{расч}} = \frac{t}{4} \cdot \left[ L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left( L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left( \frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right];$$
$$a_{\text{расч}} = \frac{25.4}{4} \cdot \left[ 70 - \frac{25 + 47}{2} + \sqrt{\left( 70 - \frac{25 + 47}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left( \frac{47 - 25}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] =$$
$$= 422.43 \text{ мм};$$

Монтажное межосевое расстояние из условия нормального провисания цепи:

$$a_{\text{МОНТ}} = a_{\text{расч}} - \Delta a, \text{ где } \Delta a = (0.002 \dots 0.004) \cdot a_{\text{расч}};$$

$$a_{\text{МОНТ}} = 422.33 \cdot (0.996 \dots 0.998) = 420.64 \dots 421.49 \text{ мм};$$

Окончательно  $a_{\text{МОНТ}} = 421 \text{ мм}$ .

## 2) Проверочные расчеты цепной передачи

### 2.1 Проверка долговечности цепи

Условие долговечности цепи по числу ее ударов:

$$v = \frac{z_1 \cdot n_1}{15 \cdot L_t} \leq [v] = \frac{508}{t};$$

$$v = \frac{25 \cdot 725}{15 \cdot 70} = 17.3 \frac{1}{c} \leq [v] = \frac{508}{t} = \frac{508}{25.4} = 20;$$

Условие долговечности соблюдается.

### 2.2 Проверка передачи на отсутствие резонансных колебаний

Условие отсутствия резонанса:

$$n_{\text{кр1}} \neq n_1 = 725 \frac{\text{об}}{\text{МИН}};$$

Критическая частота вращения:

$$n_{кр1} = \frac{9.5 \cdot 10^5}{z_1 \cdot a_{\text{монт}}} \cdot \sqrt{\frac{P_1}{V_{\text{ц}} \cdot q}} = \frac{9.5 \cdot 10^5}{25 \cdot 421} \cdot \sqrt{\frac{10.42}{7.7 \cdot 2.6}} = 65.1 \frac{\text{об}}{\text{мин}} \neq 725 \frac{\text{об}}{\text{мин}};$$

Частоты вынужденных и собственных колебаний не совпадают. Резонанса не будет.

## 2.2 Проверка нагрузочной способности по запасу прочности при кратковременной перегрузке:

Условие прочности цепи на разрыв:

$$S = \frac{F_{\text{разр}}}{F_{1\text{max}}} \geq [S] = 7 + 0.25 \cdot t \cdot n_1 \cdot 10^{-3};$$

$F_{\text{разр}} = 57000$  Н – разрушающая нагрузка стандартизированной цепи;

$F_{1\text{max}} = K_{\text{II}} \cdot F_t + F_f$  – натяжение ведущей ветви цепи при перегрузке, где:

$$F_t = \frac{1000 \cdot P_1}{V_{\text{ц}}} = \frac{1000 \cdot 10.42}{7.7} = 1353 \text{ Н};$$

$$F_f = 10^{-3} \cdot a_{\text{расч}} \cdot q \cdot g \cdot k_f = 10^{-3} \cdot 422.43 \cdot 2.6 \cdot 9.81 \cdot (1 + 5 \cdot \cos^2 \beta) = 64.6 \text{ Н};$$

$$K_{\text{II}} = \frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}} = 2.8;$$

Допускаемый коэффициент запаса прочности:

$$[S] = 7 + 0.25 \cdot 25.4 \cdot 725 \cdot 10^{-3} = 11.6$$

$$F_{1\text{max}} = 2.8 \cdot 1353 + 64.6 = 3853 \text{ Н};$$

$$S = \frac{F_{\text{разр}}}{F_{1\text{max}}} = \frac{57000}{3853} = 14.8 \geq [S] = 11.6;$$

Условие прочности соблюдено.

## 2.5 Проверка износостойкости шарниров по условному давлению:

Условное давление в шарнирах цепи, обеспечивающее их износостойкость их условия не выдавливания смазочного материала:

$$p = \frac{F_t}{A_{ш}} \leq [p] = \frac{[p_0]}{K_3};$$

$A_{ш} = 178 \text{ мм}^2$  - условная площадь шарнира;

Уточняем значение  $[p_0]$ .

При  $n_1 = 725 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$  и  $t = 25,4 \text{ мм}$  линейной интерполяцией табличных значений для типовой передачи (таблица.1.5, [ 1]), по ближайшим значениям базовых частот вращения  $n_{01}$ ;

При  $x_1 = n_{01}^{\text{min}} = 600 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$  давление  $y_1 = [p_0]_{\text{max}} = 23.4 \text{ МПа}$ ;

При  $x_2 = n_{01}^{\text{max}} = 800 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$  давление  $y_2 = [p_0]_{\text{min}} = 21.0 \text{ МПа}$ ;

При  $n_1 = 725 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$  значение условного давления:

$$y = [p_0] = y_1 + \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \cdot (x - x_1) = 23.4 + \frac{21.0 - 23.4}{800 - 600} \cdot (725 - 600) =$$

= 21.9 МПа;

$$p = \frac{1353}{178} = 7.6 \text{ МПа} \leq [p] = \frac{21.9}{1.79} = 12.2 \text{ МПа};$$

Износостойкость шарниров цепи обеспечена.

### 3) Нагрузки в ветвях цепи и валах звездочек

Нагрузка в ведущей ветви цепи при номинальном режиме работы:

$$F_1 = K_d \cdot F_t + F_V + F_f;$$

$K_d = 1$  – коэффициент динамичности приводов ленточных конвейеров;

$$F_V = q \cdot V_{ц}^2 = 2.6 \cdot 7.7^2 = 154 \text{ Н} \text{ – центробежная сила};$$

$$F_1 = 1 \cdot 1353 + 154 + 64.6 = 1572 \text{ Н};$$

Нагрузка на ведомой ветви цепи:

$$F_2 = F_V + F_f = 154 + 64.6 = 218.6 \text{ Н}$$

Нагрузка на валы:

$$F_B = F_t + 2 \cdot F_f = 1353 + 2 \cdot 64.6 = 1482 \text{ Н};$$

**Сводная таблица результатов расчета цепной передачи:**

$t$ , мм	$d_1$ , мм	$d_2$ , мм	$d_{a1}$ , мм	$d_{a2}$ , мм	$L_t$	$a_{\text{расч}}$ , мм	$a_{\text{монт}}$ , мм	$F_t$ , Н	$F_1$ , Н
25.4	202.66	380.28	214	392	70	422.43	421	1353	1572
$F_2$ , Н	$F_B$ , Н	$P_1 = 10.42 \text{ кВт}; n_1 = 725 \frac{\text{об}}{\text{мин}};$ $U_{\text{цеп}} = 1.88;$							