

# Курсовая работа: редуктор с электродвигателем

Потапов Антон R3325

**Дано:**

Вид компоновки:

S1 - на одной плате, перпендикулярной оси двигателя;

Условие определения числа ступеней:

K1 - минимизация приведенного момента инерции;

На выходном валу располагается предохранительная фрикционная муфта

На выходе располагается двухпальцевый поводок.

## 1. Выбор электродвигателя:

Число оборотов выходного вала:

$$n_v := 145 \text{ мин}^{-1} = 2,4167 \text{ Гц}$$

Угловая скорость вращения выходного вала:

$$\omega_v := 2 \cdot \pi \cdot n_v = 15,1844 \text{ Гц}$$

Момент нагрузки статический:

$$M_{HC} := 35 \text{ Н см} = 0,35 \text{ Дж}$$

Момент инерции нагрузки:

$$J_H := 0,2 \text{ кг см}^2 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ кг м}^2$$

Угловое ускорение:

$$\varepsilon_v := 250 \text{ с}^{-2}$$

Динамический момент нагрузки:

$$M_{HD} := J_H \cdot \varepsilon_v = 0,005 \text{ Дж}$$

Статическая мощность

$$N_{HC} := M_{HC} \cdot \omega_v = 5,3145 \text{ Вт}$$

Динамическая мощность

$$N_{HD} := M_{HD} \cdot \omega_v = 0,0759 \text{ Вт}$$

Суммарная нагрузка на выходе механизма:

$$N_{HS} := N_{HC} + N_{HD} = 5,3904 \text{ Вт}$$

Коэффициент запаса:

$$k := 2$$

Мощность двигателя:

$$N_{DV} := k \cdot N_{HS} = 10,7809 \text{ Вт}$$

**Двигатель:** ДПП-72-Ф2-03

Ссылка на сайт производителя:

[https://eandc.ru/catalog/index.php?SECTION\\_ID=227&ELEMENT\\_ID=18585](https://eandc.ru/catalog/index.php?SECTION_ID=227&ELEMENT_ID=18585)

Частота вращения вала двигателя:

$$n_{DV} := 4500 \text{ мин}^{-1}$$

Номинальный момент:

$$M_{DV} := 39,2 \text{ Н мм} = 0,0392 \text{ Дж}$$

Момент инерции ротора:

$$J := 0,00869 \text{ кг см}^2$$

Полезная  
мощность:

$$N_{DV} := 18,5 \text{ Вт}$$

Пусковой  
момент:

$$M_P := 245 \text{ Н мм} = 0,245 \text{ Дж}$$

Гарантийная  
наработка:

$$L_{DV} := 1000 \text{ ч}$$

Масса:

$$mass := 0,6 \text{ кг}$$

## 2. Кинематический расчет редуктора:

$$i_{MR} := \frac{n_{DV}}{n_v} = 31,0345$$

$$n_{opt} := 3 \cdot \lg(i_{MR}) = 4,4755$$

$$n := 4$$

Числа зубьев шестерен и колес:

$$Z_1 := 16$$

$$Z_3 := Z_1 = 16$$

$$Z_5 := Z_1 = 16$$

$$Z_7 := Z_1 = 16$$

Передаточные числа  
ступеней:

$$i_{12} := 1,6$$

$$i_{34} := 1,85$$

$$i_{56} := 2,7$$

$$i_{78} := 3,9 = 3,9$$

$$Z_9 := Z_1 = 16$$

$$Z_2 := Z_1 \cdot i_{12} = 25,6$$

$$Z_2 := 26$$

$$Z_4 := Z_3 \cdot i_{34} = 29,6$$

$$Z_4 := 30$$

$$Z_6 := Z_5 \cdot i_{56} = 43,2$$

$$Z_6 := 44$$

$$Z_8 := Z_7 \cdot i_{78} = 62,4$$

$$Z_8 := 63$$

Действительные передаточные отношения каждой пары:

$$i_{12} := \frac{Z_2}{Z_1} = 1,625$$

$$i_{34} := \frac{Z_4}{Z_3} = 1,875$$

$$i_{56} := \frac{Z_6}{Z_5} = 2,75$$

$$i_{78} := \frac{Z_8}{Z_7} = 3,9375$$

Действительное передаточное отношение механизма:

$$i_{MD} := i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} \cdot i_{78} = 32,9919$$

$$\Delta i_{MD} := i_{MR} - i_{MD} = -1,9575$$

Расчетное значение скорости выходного вала:

$$n_{RV} := \frac{n_{DV}}{i_{MD}} = 2,2733 \text{ Гц}$$

Условие выполняется!

### 3. Проектировочный расчет модуля зацепления:

Исходные данные из проектировочного расчета пятого семестра:

Допускаемый угол закручивания вала на единицу длины:

$$\theta_d := \frac{1}{10000} \frac{\text{рад}}{\text{мм}} = 0,1 \cdot \frac{1}{\text{м}}$$

Для ЗК используется материал СТАЛЬ 15Х

Допускаемая стрела изгиба на единицу длины вала:

$$\Delta f := \frac{1,4}{1000} = 0,0014$$

Термообработка: объемная закалка

Коэффициент запаса прочности материала вала:

$$S_1 := 6$$

Вариант марки материала вала:

$$k_1 := 3$$

$$\sigma_{Tshaft} := 320 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{Bshaft} := 530 \text{ МПа}$$

$$HB_{shaft} := 165$$

Вариант марки материала ЗК:

$$k_2 := 9$$

Степень точности и вид сопряжения ЗК:

$$6 - E$$

Механические характеристики:

$$\sigma_B := 685 \text{ МПа}$$

Предел текучести:

$$\sigma_T := 490 \text{ МПа}$$

Твердость

$$HB := 179$$

Долговечность работы зубчатой передачи:

$$L_h := 6000 \text{ ч} = 2,16 \cdot 10^7 \text{ с}$$

### Расчет

Так как по условию твердость материала ЗК  $HB=179 < 350$ , габариты эвольвентной передачи определяются только контактной прочностью зубьев.

Предел контактной выносливости при объемной закалке:

$$\sigma_{HlimB} := 17 \cdot H_{HRC\text{Э}} + 200$$

$$\sigma_{HlimB} := 17 \cdot 15 \text{ МПа} + 200 \text{ МПа} = 4,55 \cdot 10^8 \text{ Па}$$

Допускаемое контактное напряжение:

$$S_H := 1,1$$

$$Z_N := 1$$

$$\sigma_{HP} := 0,9 \cdot \frac{\sigma_{HlimB}}{S_H} \cdot Z_N = 3,7227 \cdot 10^8 \text{ Па}$$

$S_{Hmin} = 1.1$  - Коэффициент запаса прочности для зубчатых колес;

$Z_N = 1.0$  - Коэффициент долговечности;

Ориентировочное значение диаметра начальной окружности шестерни:

$$d_{w1} = K_d * \sqrt[3]{\frac{T_{2H} * K_{H\beta} * (u + 1)}{\psi_{bd} * \sigma_{HP}^2 * u^2}} = 14,5 \text{ мм}$$

$K_d = 770$  - вспомогательный коэффициент для прямозубых передач;

Коэффициенты относительной ширины венца зубьев:

$$\psi_{bd} = 0.2, \psi_{ba} = \frac{2 * \psi_{bd}}{u + 1} = 0.089$$

$K_{H\beta} = 1.05$  - коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки по ширине венца (определяется по экспериментальной характеристике);

Ориентировочное значение межосевого расстояния:

$$a_w = K_a * (u + 1) * \sqrt[3]{\frac{T_{2H} * K_{H\beta}}{\psi_{ba} * \sigma_{HP}^2 * u^2}} = 33,3 \text{ мм}$$

3

Ориентировочное значение модуля:

$$m = \frac{d_{w1}}{z_1} = 0.9$$

Возьмем ближайший больший модуль из ряда стандартных значений модуля:  $m = 1 \text{ мм}$

Модуль :

$m := 1$

## 4. Геометрический расчет зубчатой передачи

Число зубьев:

$$Z_1 := 16$$

$$Z_3 := Z_1 = 16$$

$$Z_5 := Z_1 = 16$$

$$Z_7 := Z_1 = 16$$

$$Z_2 := Z_1 * i_{12} = 26$$

$$Z_2 := 26$$

$$Z_4 := Z_3 * i_{34} = 30$$

$$Z_4 := 30$$

$$Z_6 := Z_5 \cdot i_{56} = 44$$

$$Z_6 := 44$$

$$Z_8 := Z_7 \cdot i_{78} = 63$$

$$Z_8 := 63$$

Модуль расчетный:

$$m := 1 \text{ мм}$$

Угол наклона зубьев:

$$\beta := 0$$

Угол профиля:

$$\alpha := 20^\circ$$

Коэффициент высоты головки:

$$h_{az} := 1,0$$

Коэффициент радиального зазора:

$$c_z := 0,25$$

Коэффициент граничной высоты:

$$h_{iz} := 2$$

Передаточное число:

Действительные передаточные отношения каждой пары:

$$i_{12} := \frac{Z_2}{Z_1} = 1,625$$

$$i_{34} := \frac{Z_4}{Z_3} = 1,875$$

$$i_{56} := \frac{Z_6}{Z_5} = 2,75$$

$$i_{78} := \frac{Z_8}{Z_7} = 3,9375$$

Угол профиля торцовый:

$$\alpha_t := 20^\circ$$

Диаметры делительных окружностей:

$$d_1 := m \cdot Z_1 = 0,016 \text{ м}$$

$$d_2 := m \cdot Z_2 = 0,026 \text{ м}$$

$$d_3 := m \cdot Z_3 = 0,016 \text{ м}$$

$$d_4 := m \cdot Z_4 = 0,03 \text{ м}$$

$$d_5 := m \cdot Z_5 = 0,016 \text{ м}$$

$$d_6 := m \cdot Z_6 = 0,044 \text{ м}$$

$$d_7 := m \cdot Z_7 = 0,016 \text{ м}$$

$$d_8 := m \cdot Z_8 = 0,063 \text{ м}$$

Коэффициент минимального смещения:

$$x_{min1} := h_{iz} - h_{az} - \frac{Z_1 \cdot \sin(\alpha_t)^2}{2 \cdot \cos(\beta)} = 0,0642$$

$$x_{min2} := h_{iz} - h_{az} - \frac{Z_2 \cdot (\sin(\alpha_t))^2}{2 \cdot \cos(\beta)} = -0,5207$$

$$x_{min3} := h_{iz} - h_{az} - \frac{Z_3 \cdot \sin(\alpha_t)^2}{2 \cdot \cos(\beta)} = 0,0642$$

$$x_{min4} := h_{iz} - h_{az} - \frac{Z_4 \cdot (\sin(\alpha_t))^2}{2 \cdot \cos(\beta)} = -0,7547$$

$$x_{min5} := h_{iz} - h_{az} - \frac{Z_5 \cdot \sin(\alpha_t)^2}{2 \cdot \cos(\beta)} = 0,0642$$

$$x_{min6} := h_{iz} - h_{az} - \frac{Z_6 \cdot (\sin(\alpha_t))^2}{2 \cdot \cos(\beta)} = -1,5735$$

$$x_{min7} := h_{iz} - h_{az} - \frac{Z_7 \cdot \sin(\alpha_t)^2}{2 \cdot \cos(\beta)} = 0,0642$$

$$x_{min8} := h_{iz} - h_{az} - \frac{Z_8 \cdot (\sin(\alpha_t))^2}{2 \cdot \cos(\beta)} = -2,6848$$

Коэффициент смещения:

$$x_1 := 0,07$$

$$x_2 := -x_1 = -0,07$$

$$x_3 := x_1 = 0,07$$

$$x_4 := -x_3 = -0,07$$

$$x_5 := x_1 = 0,07$$

$$x_6 := -x_5 = -0,07$$

$$x_7 := x_1 = 0,07$$

$$x_8 := -x_7 = -0,07$$

Угол зацепления:

$$\alpha_{tw} := \arcsin \left( \sin(\alpha_t) + 2 \cdot \frac{(x_1 + x_2)}{Z_1 + Z_2} \right)$$

$$\alpha_{tw} := 20^\circ$$

Межосевое расстояние делительное:

$$a_{12} := \frac{m \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cdot \cos(\beta)} = 0,021 \text{ м}$$

$$a_{34} := \frac{m \cdot (Z_3 + Z_4)}{2 \cdot \cos(\beta)} = 0,023 \text{ м}$$

$$a_{56} := \frac{m \cdot (Z_5 + Z_6)}{2 \cdot \cos(\beta)} = 0,03 \text{ м}$$

$$a_{78} := \frac{m \cdot (Z_7 + Z_8)}{2 \cdot \cos(\beta)} = 0,0395 \text{ м}$$

Межосевое расстояние:

$$a_{w12} := a_{12} \cdot \frac{\cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{tw})} = 0,021 \text{ м}$$

$$a_{w34} := a_{34} \cdot \frac{\cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{tw})} = 0,023 \text{ м}$$

$$a_{w56} := a_{56} \cdot \frac{\cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{tw})} = 0,03 \text{ м}$$

$$a_{w78} := a_{78} \cdot \frac{\cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{tw})} = 0,0395 \text{ м}$$

Высота ножки зуба:

$$h_{f1} := m \cdot (h_{az} + c_z - x_1) = 0,0012 \text{ м}$$

$$h_{f2} := m \cdot (h_{az} + c_z - x_2) = 0,0013 \text{ м}$$

$$h_{f3} := m \cdot (h_{az} + c_z - x_3) = 0,0012 \text{ м}$$

$$h_{f4} := m \cdot (h_{az} + c_z - x_4) = 0,0013 \text{ м}$$

$$h_{f5} := m \cdot (h_{az} + c_z - x_5) = 0,0012 \text{ м}$$

$$h_{f6} := m \cdot (h_{az} + c_z - x_6) = 0,0013 \text{ м}$$

$$h_{f7} := m \cdot (h_{az} + c_z - x_7) = 0,0012 \text{ м}$$

$$h_{f8} := m \cdot (h_{az} + c_z - x_8) = 0,0013 \text{ м}$$



Коэффициент воспринимаемого смещения:

$$y := \frac{a_w - a}{m}$$

$$y := 0$$

Коэффициент уравнительного смещения:

$$\Delta y := x_1 + x_2 - y$$

$$\Delta y := 0$$

Высота головки зуба:

$$h_{a1} := m \cdot (h_{az} + x_1 - \Delta y) = 0,0011 \text{ м}$$

$$h_{a2} := m \cdot (h_{az} + x_2 - \Delta y) = 0,0009 \text{ м}$$

$$h_{a3} := m \cdot (h_{az} + x_3 - \Delta y) = 0,0011 \text{ м}$$

$$h_{a4} := m \cdot (h_{az} + x_4 - \Delta y) = 0,0009 \text{ м}$$

$$h_{a5} := m \cdot (h_{az} + x_5 - \Delta y) = 0,0011 \text{ м}$$

$$h_{a6} := m \cdot (h_{az} + x_6 - \Delta y) = 0,0009 \text{ м}$$

$$h_{a7} := m \cdot (h_{az} + x_7 - \Delta y) = 0,0011 \text{ м}$$

$$h_{a8} := m \cdot (h_{az} + x_8 - \Delta y) = 0,0009 \text{ м}$$

Диаметр окружности впадин:

$$d_{f1} := d_1 - 2 \cdot h_{f1} = 0,0136 \text{ м}$$

$$d_{f2} := d_2 - 2 \cdot h_{f2} = 0,0234 \text{ м}$$

$$d_{f3} := d_3 - 2 \cdot h_{f3} = 0,0136 \text{ м}$$

$$d_{f4} := d_4 - 2 \cdot h_{f4} = 0,0274 \text{ м}$$

$$d_{f5} := d_5 - 2 \cdot h_{f5} = 0,0136 \text{ м}$$

$$d_{f6} := d_6 - 2 \cdot h_{f6} = 0,0414 \text{ м}$$

$$d_{f7} := d_7 - 2 \cdot h_{f7} = 0,0136 \text{ м}$$

$$d_{f8} := d_8 - 2 \cdot h_{f8} = 0,0604 \text{ м}$$

Диаметр окружности вершин:

$$d_{a1} := d_1 + 2 \cdot h_{a1} = 0,0181 \text{ м}$$

$$d_{a2} := d_2 + 2 \cdot h_{a2} = 0,0279 \text{ м}$$

$$d_{a3} := d_3 + 2 \cdot h_{a3} = 0,0181 \text{ м}$$

$$d_{a4} := d_4 + 2 \cdot h_{a4} = 0,0319 \text{ м}$$

$$d_{a5} := d_5 + 2 \cdot h_{a5} = 0,0181 \text{ м}$$

$$d_{a6} := d_6 + 2 \cdot h_{a6} = 0,0459 \text{ м}$$

$$d_{a7} := d_7 + 2 \cdot h_{a7} = 0,0181 \text{ м}$$

$$d_{a8} := d_8 + 2 \cdot h_{a8} = 0,0649 \text{ м}$$

Минимальное число зубьев свободное от подрезания:

$$z_{min1} := 2 \cdot \left\lceil \frac{h_{iz} - h_{az} - x_1}{\sin(\alpha_t)^2} \right\rceil = 15,9005$$

$$z_{min2} := 2 \cdot \left\lceil \frac{h_{iz} - h_{az} - x_2}{\sin(\alpha_t)^2} \right\rceil = 18,2941$$

$$z_{min3} := 2 \cdot \left\lceil \frac{h_{iz} - h_{az} - x_3}{\sin(\alpha_t)^2} \right\rceil = 15,9005$$

$$z_{min4} := 2 \cdot \left\lceil \frac{h_{iz} - h_{az} - x_4}{\sin(\alpha_t)^2} \right\rceil = 18,2941$$

$$z_{min5} := 2 \cdot \left\lceil \frac{h_{iz} - h_{az} - x_5}{\sin(\alpha_t)^2} \right\rceil = 15,9005$$

$$z_{min6} := 2 \cdot \left\lceil \frac{h_{iz} - h_{az} - x_6}{\sin(\alpha_t)^2} \right\rceil = 18,2941$$

$$z_{min7} := 2 \cdot \left\lceil \frac{h_{iz} - h_{az} - x_7}{\sin(\alpha_t)^2} \right\rceil = 15,9005$$

$$z_{min8} := 2 \cdot \left\lceil \frac{h_{iz} - h_{az} - x_8}{\sin(\alpha_t)^2} \right\rceil = 18,2941$$

Диаметр измерительных роликов:

$$D := 1,732 \text{ мм}$$

Угол развернутости эвольвенты в точке касания измерительных роликов:

$$\text{inv}(t) := \text{tg}(t) - t$$

$$\text{inv}\alpha_{D1} := \frac{D}{m \cdot Z_1} + \text{inv}(\alpha_t) - \frac{\pi}{2 \cdot Z_1} + \frac{2 \cdot x_1}{Z_1} \cdot \text{tg}(\alpha) = 0,0282$$

$$\text{inv}\alpha_{D2} := \frac{D}{m \cdot Z_2} + \text{inv}(\alpha_t) - \frac{\pi}{2 \cdot Z_2} + \frac{2 \cdot x_2}{Z_2} \cdot \text{tg}(\alpha) = 0,0191$$

$$\text{inv}\alpha_{D3} := \frac{D}{m \cdot Z_3} + \text{inv}(\alpha_t) - \frac{\pi}{2 \cdot Z_3} + \frac{2 \cdot x_3}{Z_3} \cdot \text{tg}(\alpha) = 0,0282$$

$$\text{inv}\alpha_{D4} := \frac{D}{m \cdot Z_4} + \text{inv}(\alpha_t) - \frac{\pi}{2 \cdot Z_4} + \frac{2 \cdot x_4}{Z_4} \cdot \text{tg}(\alpha) = 0,0186$$

$$\text{inv}\alpha_{D5} := \frac{D}{m \cdot Z_5} + \text{inv}(\alpha_t) - \frac{\pi}{2 \cdot Z_5} + \frac{2 \cdot x_5}{Z_5} \cdot \text{tg}(\alpha) = 0,0282$$

$$\text{inv}\alpha_{D6} := \frac{D}{m \cdot Z_6} + \text{inv}(\alpha_t) - \frac{\pi}{2 \cdot Z_6} + \frac{2 \cdot x_6}{Z_6} \cdot \text{tg}(\alpha) = 0,0174$$

$$\text{inv}\alpha_{D7} := \frac{D}{m \cdot Z_7} + \text{inv}(\alpha_t) - \frac{\pi}{2 \cdot Z_7} + \frac{2 \cdot x_7}{Z_7} \cdot \text{tg}(\alpha) = 0,0282$$

$$\text{inv}\alpha_{D8} := \frac{D}{m \cdot Z_8} + \text{inv}(\alpha_t) - \frac{\pi}{2 \cdot Z_8} + \frac{2 \cdot x_8}{Z_8} \cdot \text{tg}(\alpha) = 0,0167$$

$$\alpha_{D1} := 24,53$$

$$\alpha_{D3} := 24,53$$

$$\alpha_{D6} := 21,47$$

$$\alpha_{D2} := 21,8$$

$$\alpha_{D4} := 21,67$$

$$\alpha_{D7} := 24,53$$

$$\alpha_{D5} := 24,53$$

$$\alpha_{D8} := 21,07$$

Размер по роликам:

$$M_1 := \frac{m \cdot Z_1 \cdot \cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{D1})} + D = 0,02 \text{ м}$$

$$M_5 := \frac{m \cdot Z_5 \cdot \cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{D5})} + D = 0,02 \text{ м}$$

$$M_2 := \frac{m \cdot Z_3 \cdot \cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{D2})} + D = -0,0136 \text{ м}$$

$$M_6 := \frac{m \cdot Z_6 \cdot \cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{D6})} + D = -0,0459 \text{ м}$$

$$M_3 := \frac{m \cdot Z_3 \cdot \cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{D3})} + D = 0,02 \text{ м}$$

$$M_7 := \frac{m \cdot Z_7 \cdot \cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{D7})} + D = 0,02 \text{ м}$$

$$M_4 := \frac{m \cdot Z_4 \cdot \cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{D4})} + D = -0,028 \text{ м}$$

$$M_8 := \frac{m \cdot Z_8 \cdot \cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{D8})} + D = -0,0961 \text{ м}$$

## 5. Выбор показателя точности зубчатых передач

$$E_{Ms1} := 58 \text{ МКМ}$$

$$E_{Ms2} := 70 \text{ МКМ}$$

$$E_{Ms7} := 58 \text{ МКМ}$$

$$E_{Ms8} := 85 \text{ МКМ}$$

$$T_{M1} := 32 \text{ МКМ}$$

$$T_{M2} := 36 \text{ МКМ}$$

$$T_{M7} := 32 \text{ МКМ}$$

$$T_{M8} := 40 \text{ МКМ}$$

$$E_{Ms3} := 58 \text{ МКМ}$$

$$E_{Ms4} := 70 \text{ МКМ}$$

$$E_{Ms9} := 58 \text{ МКМ}$$

$$E_{Ms10} := 100 \text{ МКМ}$$

$$T_{M3} := 32 \text{ МКМ}$$

$$T_{M4} := 36 \text{ МКМ}$$

$$T_{M9} := 32 \text{ МКМ}$$

$$T_{M10} := 48 \text{ МКМ}$$

$$E_{Ms5} := 58 \text{ МКМ}$$

$$E_{Ms6} := 70 \text{ МКМ}$$

$$T_{M5} := 32 \text{ МКМ}$$

$$T_{M6} := 36 \text{ МКМ}$$

## Отклонения размеров по роликам М:

$$M_{T1} := -E_{Ms1} = -5,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}$$

$$M_{D1} := -(E_{Ms1} + T_{M1}) = -9 \cdot 10^{-5} \text{ м}$$

$$M_{T3} := -E_{Ms3} = -5,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}$$

$$M_{D3} := -(E_{Ms3} + T_{M3}) = -9 \cdot 10^{-5} \text{ м}$$

$$M_{T5} := -E_{Ms5} = -5,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}$$

$$M_{D5} := -(E_{Ms5} + T_{M5}) = -9 \cdot 10^{-5} \text{ м}$$

$$M_{T7} := -E_{Ms7} = -5,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}$$

$$M_{D7} := -(E_{Ms7} + T_{M7}) = -9 \cdot 10^{-5} \text{ м}$$

$$M_{T9} := -E_{Ms9} = -5,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}$$

$$M_{D9} := -(E_{Ms9} + T_{M9}) = -9 \cdot 10^{-5} \text{ м}$$

$$M_{T2} := -E_{Ms2} = -7 \cdot 10^{-5} \text{ м}$$

$$M_{D2} := -(E_{Ms2} + T_{M2}) = -0,000106 \text{ м}$$

$$M_{T4} := -E_{Ms4} = -7 \cdot 10^{-5} \text{ м}$$

$$M_{D4} := -(E_{Ms4} + T_{M4}) = -0,000106 \text{ м}$$

$$M_{T6} := -E_{Ms6} = -7 \cdot 10^{-5} \text{ м}$$

$$M_{D6} := -(E_{Ms6} + T_{M6}) = -0,000106 \text{ м}$$

$$M_{T8} := -E_{Ms8} = -8,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}$$

$$M_{D8} := -(E_{Ms8} + T_{M8}) = -0,000125 \text{ м}$$

$$M_{T10} := -E_{Ms10} = -0,0001 \text{ м}$$

$$M_{D10} := -(E_{Ms10} + T_{M10}) = -0,000148 \text{ м}$$

## 6. Расчёт вращательных моментов на валах

Суммарный момент нагрузки:

$$M_{\Sigma} := M_{HD} + M_{HC} = 0,355 \text{ Дж}$$

Для данной схемы:

$$M_V := M_{\Sigma} = 0,355 \text{ Дж}$$

Для заданной степени точности зубчатых колес  
коэффициент трения скольжения стальных ЗК:

$$f := 0,08$$

На IV валу:

Нормальное усилие в зацеплении:

$$F_{n78} := \frac{2 \cdot M_V}{m \cdot Z_8 \cdot \cos(\alpha_t)} = 11,9931 \text{ Н}$$

Поправочный коэффициент:

$$C_{78} := \frac{F_{n78} + 3 \text{ Н}}{F_{n78} + 0,2 \text{ Н}} = 1,2296$$

$$\eta_{78} := 1 - C_{78} \cdot f \cdot \pi \cdot \left( \frac{1}{Z_8} + \frac{1}{Z_7} \right) = 0,9758$$

$$M_{IV} := \frac{M_V}{\eta_{78} \cdot i_{78}} = 0,0924 \text{ Дж}$$

### На III валу:

Нормальное усилие в зацеплении:

$$F_{n65} := \frac{2 \cdot M_{IV}}{m \cdot Z_6 \cdot \cos(\alpha_t)} = 4,4694 \text{ Н}$$

Поправочный коэффициент:

$$C_{65} := \frac{F_{n65} + 3 \text{ Н}}{F_{n65} + 0,2 \text{ Н}} = 1,5997$$

$$\eta_{65} := 1 - C_{65} \cdot f \cdot \pi \cdot \left( \frac{1}{Z_6} + \frac{1}{Z_5} \right) = 0,9657$$

$$M_{III} := \frac{M_{IV}}{\eta_{65} \cdot i_{56}} = 0,0348 \text{ Дж}$$

### На II валу:

Нормальное усилие в зацеплении:

$$F_{n43} := \frac{2 \cdot M_{III}}{m \cdot Z_4 \cdot \cos(\alpha_t)} = 2,4682 \text{ Н}$$

Поправочный коэффициент:

$$C_{43} := \frac{F_{n43} + 3 \text{ Н}}{F_{n43} + 0,2 \text{ Н}} = 2,0494$$

$$\eta_{43} := 1 - C_{43} \cdot f \cdot \pi \cdot \left( \frac{1}{Z_4} + \frac{1}{Z_3} \right) = 0,9506$$

$$M_{II} := \frac{M_{III}}{\eta_{43} \cdot i_{34}} = 0,0195 \text{ Дж}$$

### На I валу:

Нормальное усилие в зацеплении:

$$F_{n21} := \frac{2 \cdot M_{II}}{m \cdot Z_2 \cdot \cos(\alpha_t)} = 1,5978 \text{ Н}$$

Поправочный коэффициент:

$$C_{21} := \frac{F_{n21} + 3 \text{ Н}}{F_{n21} + 0,2 \text{ Н}} = 2,5575$$

$$\eta_{21} := 1 - C_{21} \cdot f \cdot \pi \cdot \left( \frac{1}{Z_2} + \frac{1}{Z_1} \right) = 0,9351$$

$$M_I := \frac{M_{II}}{\eta_{21} \cdot i_{12}} = 0,0128 \text{ Дж}$$

## 7. Расчет валов на статическую прочность

Механические характеристики конструкционной стали, используемой для изготовления вала

Упругие константы углеродистых сталей:

$E = 1.95..2.05 \cdot 10^5$  МПа - модуль упругости первого рода;

$G = 0.80..0.81 \cdot 10^5$  МПа - модуль упругости второго рода;

$\nu = 0.024..0.028$  - коэффициент Пуассона;

$$G := 0,8 \cdot 10^5 \text{ МПа} = 8 \cdot 10^{10} \text{ Па}$$

Марки стали: Сталь 35;

$$\sigma_{BV} \geq 600 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{TV} \geq 320 \text{ МПа}$$

$$\tau_{TV} \geq 190 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{I_1} := 220 - 300 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{P_1} := 170 - 220 \text{ МПа}$$

$$\tau_{k_1} := 130 - 180 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{BV} := 600 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{TV} := 320 \text{ МПа}$$

$$\tau_{TV} := 190 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{I_1} := 220 - 300 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{P_1} := 170 - 220 \text{ МПа}$$

$$\tau_{k_1} := 130 - 180 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение при кручении:

$$\tau_{dk} := \frac{\sigma_{TV}}{S_1} = 5,3333 \cdot 10^7 \text{ Па}$$

С учетом того, что при проектировочном расчете валов допускаемые напряжения обычно занижают:

$$\tau_{dk} := 20 \text{ МПа}$$

По условию статической прочности вала на кручение:

$$d_{min} := \left( \frac{M_V}{0,2 \cdot \tau_{dk}} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,0045 \text{ м}$$

По условию крутильной жесткости вала:

$$d_{min} := \left( \frac{M_V}{0,1 \cdot G \cdot \theta_d} \right)^{\frac{1}{4}} = 0,0046 \text{ м}$$

$$dm := 5 \text{ мм}$$

Радиальная составляющая силы резания:

$$P := 150 + S_1 \cdot 10 = 210$$

Длина вала, округленная до ближайшего целого:

$$L := 10 \cdot dm = 0,05 \text{ м}$$

Допускаемая деформация изгиба вала:

$$\Delta f_{ud} := \Delta f \cdot L = 7 \cdot 10^{-5} \text{ м}$$

**Модуль первого рода:**

$$E := 200000 \text{ МПа}$$

$$d := \left( \frac{1,3 \text{ Н} \cdot P \cdot L^3}{E \cdot \pi \cdot \Delta f_{ud}} \right)^{\frac{1}{4}} = 0,00528 \text{ м}$$

$$d := 0,006 \text{ м}$$

Диаметры валов:

$$d_I := 4$$

$$d_{II} := 5$$

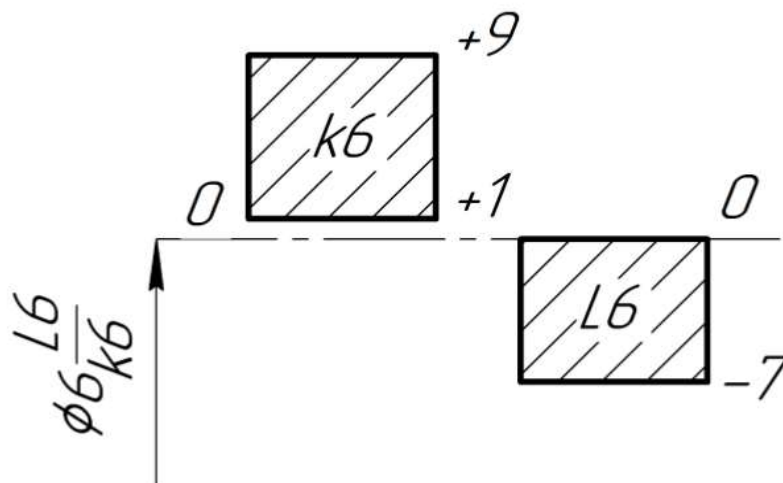
$$d_{III} := 5$$

$$d_{IV} := 5$$

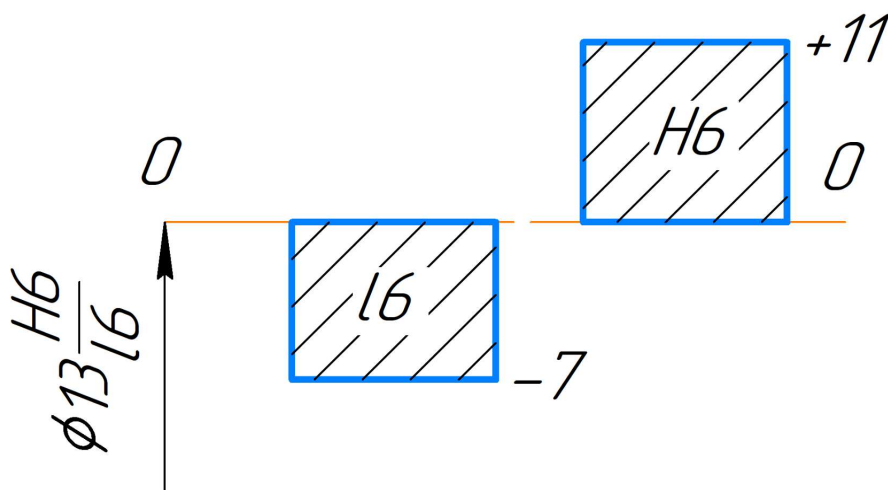
$$d_V := 6$$

## 8. Выбор посадок для сопрягаемых деталей.

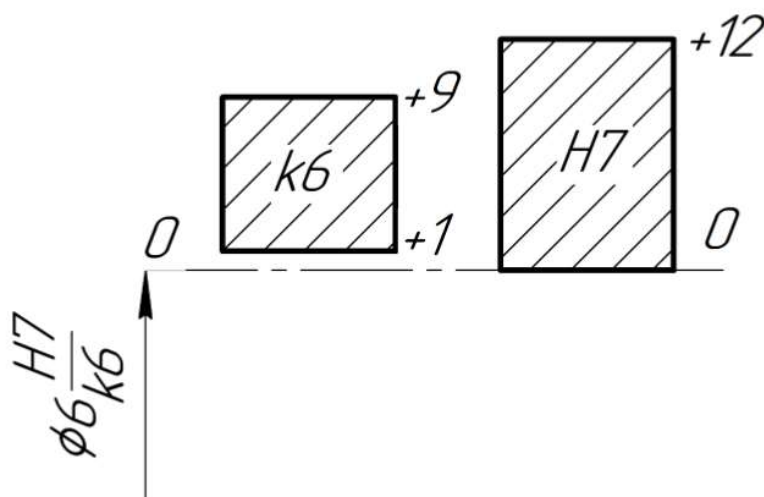
### 4.1.1. Посадки внутреннего кольца шарикоподшипников с валом



Посадка внешнего кольца шарикоподшипников с подшипниковой втулкой:



### 4.1.3. Посадки зубчатого колеса с валом





## 9. Проверочные расчеты:

### 9.1 Расчет цилиндрической зубчатой передачи на контактную прочность /выносливость

Окружная сила на делительном цилиндре:

$$F_{tH} := 2 \cdot \frac{M_V}{d_8} = 11,2698 \text{ Н}$$

Коэффициент внешней динамической нагрузки

$$K_A := 1$$

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями

$$K_{H\alpha} := 1$$

Коэффициент ширины зубчатого венца:

$$b_w := 2 \text{ мм}$$

$$\psi_{bd1} := \frac{b_w}{d_7} = 0,125$$

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий:

$$K_{H\beta} := 1,08$$

$$K_{F\beta} := 1,17$$

Коэффициент влияния погрешности зацепления на динамическую нагрузку:

$$\delta_H := 0,06$$

Коэффициент влияния разности шагов шестерни и колеса:

$$g_0 := 3,8$$

Окружная скорость на делительном радиусе:

(В данном выражении убрал знаменатель из формулы вычисления, чтобы считать в сразу подставлять значения в м и рад/с )

$$v := \pi \cdot d_8 \cdot n_v = 0,4783 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

(Домножаю на 100 чтобы получить величину в размерности Н/мм)

$$\varpi_{Hv} := \delta_H \cdot g_0 \cdot 100 \cdot v \cdot \sqrt{\frac{a_{w78}}{i_{78}}} = 1,0923 \frac{\text{м}}{\text{с}}^{\frac{3}{2}}$$

Удельная окружная динамическая сила:

(Домножаю  $b_w$  на 1000, чтобы можно было подставить метры в формулу)

$$K_{Hv} := \frac{\omega_{Hv} \cdot b_w \cdot 1000}{F_{tH} \cdot K_A} = 0,1938 \frac{\frac{3}{2} \frac{М}{кг} \cdot \frac{С}{кг}}{\frac{3}{2} \frac{М}{кг} \cdot \frac{С}{кг}}$$

$$K_{Hv} := K_{Hv} + 1 \frac{\frac{3}{2} \frac{М}{кг} \cdot \frac{С}{кг}}{\frac{3}{2} \frac{М}{кг} \cdot \frac{С}{кг}} = 1,1938 \frac{\frac{3}{2} \frac{М}{кг} \cdot \frac{С}{кг}}{\frac{3}{2} \frac{М}{кг} \cdot \frac{С}{кг}}$$

Коэффициент, учитывающий механические свойства зубьев:

$$Z_E := 190$$

Коэффициент рмы сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления:

$$Z_H := 2,5$$

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий:

$$Z_\varepsilon := 0,95$$

Коэффициент наклона зуба:

$$Z_\beta := 1$$

Расчетное контактное напряжение:

$$\sigma_H := Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_{tH}}{\left(b_w \cdot d_7 \cdot 10^6\right)} \cdot \left(\frac{i_{78} + 1}{i_{78}}\right) \cdot K_A \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} = 340,5095 \frac{\frac{1}{4} \frac{М}{кг} \cdot \frac{С}{кг}}{\frac{1}{2} \frac{М}{кг} \cdot \frac{С}{кг}} \text{ МПа}$$

Предельная контактная выносливость повеврхностей зубьев при базовом числе циклов перемены напряжений:

$$\sigma_{HlimB} := 2 \cdot HB + 70 = 428 \text{ МПа}$$

Базовое число циклов перемены напряжений:

$$N_{Hlim} := 30 \cdot HB^{2,4} \cdot 120 \cdot 10^6 = 9,1865 \cdot 10^{14}$$

Эквивалентное число циклов перемены напряжений:

$$N_K := \frac{60 \cdot n_v \cdot L_h}{60} = 5,22 \cdot 10^7$$

$$Z_N := \left( \frac{N_{Hlim}}{N_K} \right)^{\frac{1}{6}} = 16,128 \quad \text{Так как } Z_N > 2.6$$

$$Z_N := 2,6$$

$$Z_R := 0,95 \quad Z_v := 1$$

$$S_H := 1,1 \quad Z_x := 1$$

$$Z_L := 1 \quad Z_w := 1$$

Допускаемое контактное напряжение:

$$\sigma_{HP} := \frac{\sigma_{HlimB} \cdot Z_N}{S_H} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_w \cdot Z_x = 961,0545$$

Условие прочности выполнено: расчетное действующее контактное напряжение не превышает допускаемое!

## 9.2 Расчет цилиндрической зубчатой передачи на изгибную прочность.

$$K_A := 1$$

$$K_{F\alpha} := 1$$

$$\delta_F := 0,16$$

Удельная окружная динамическая сила:

$$\varpi_{Fv} := \delta_F \cdot g_0 \cdot 100 \cdot v \cdot \sqrt{\frac{a_{w78}}{i_{78}}} = 2,9127 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении:

$$K_{Fv} := \varpi_{Fv} \cdot \frac{b_w \cdot 1000}{F_{tH} \cdot K_A} \cdot 1 \frac{\text{кг}}{\frac{3}{2}} = 0,5169$$

$$K_{Fv} := K_{Fv} + 1 = 1,5169 \text{ м } \text{с}$$

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями:

$$K_{F\alpha} := 1$$

Коэффициент нагрузки:

$$K_F := K_A \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 1,7748$$

Коэффициенты, учитывающие форму зуба и концентрацию напряжений:

$$Y_{FS1} := 3,47 + \frac{13,2}{Z_7} - 29,7 \cdot \frac{x_7}{Z_7} + 0,092 \cdot x_7^2 = 4,1655$$

$$Y_{FS2} := 3,47 + \frac{13,2}{Z_8} - 29,7 \cdot \frac{x_8}{Z_8} + 0,092 \cdot x_8^2 = 3,713$$

Коэффициенты наклона зуба и учитывающий перекрытие зубьев соответственно:

$$Y_\beta := 1$$

$$Y_\varepsilon := 1$$

Так как  $Y_{FS2} < Y_{FS1}$ , а материал колеса и шестерни один и тот же, рассчитывается напряжение на изгиб только для шестерни

Расчетное действующее напряжение:

$$\sigma_F := \frac{F_{tH}}{b_w \cdot m \cdot 10^6} \cdot K_F \cdot Y_{FS1} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = 41,6582 \text{ Па}$$

Предел выносливости зубьев на изгиб:

$$\sigma_{FlimB} := 1,75 \cdot HB = 313,25$$

Коэффициент безопасности:

$$S_F := 22$$

$$N_{Flim} := 4 \cdot 10^6$$

$$Y_N := \left( \frac{N_{Flim}}{N_K} \right)^{\frac{1}{6}} = 0,6517$$

$$Y_A := 1$$

$$Y_R := 1$$

$$Y_X := 1$$

$$Y_\delta := 1$$

$$\sigma_{FP} := \sigma_{FlimB} \cdot \frac{Y_N}{S_F} \cdot Y_A \cdot Y_R \cdot Y_X \cdot Y_\delta = 9,2797$$

Условие прочности выполнено: расчетное действующее напряжение на изгиб не превышает допустимое!

### 9.3 Проверочный расчет на прочность выходного вала:

$$F_{r8} := \frac{2 \cdot M_V}{m \cdot Z_8} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{tw}) = 4,1019 \text{ Н}$$

$$F_{t8} := \frac{2 \cdot M_V}{m \cdot Z_8} = 11,2698 \text{ Н}$$

$$S := 11,5 \text{ мм}$$

$$U := 20 \text{ мм}$$

$$R_{BX} := \frac{F_{t8} \cdot S}{U} = 6,4802 \text{ Н}$$

$$R_{AX} := F_{t8} + R_{BX} = 17,75 \text{ Н}$$

$$R_{BY} := \frac{F_{r8} \cdot S}{U} = 2,3586 \text{ Н}$$

$$R_{AY} := F_{r8} + R_{BY} = 6,4605 \text{ Н}$$

$$M_{ux} := 130 \text{ Н мм} = 0,13 \text{ Дж}$$

$$M_{uy} := 47,2 \text{ Н мм} = 0,0472 \text{ Дж}$$

$$\sigma_{\text{экв}} := \frac{\sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2 + M_V^2}}{0,1 \cdot d^3} = 1,7638 \cdot 10^7 \text{ Па}$$

$$\sigma_{ud} := \frac{\sigma_{Tshaft}}{S_1} = 5,3333 \cdot 10^7 \text{ Па}$$

Условие прочности выполняется!

### 9.4 Расчет валов и осей на усталостную прочность:

При симметричном цикле:

$$\sigma_{пред1} := 0,43 \cdot \sigma_{Bshaft} = 2,279 \cdot 10^8 \text{ Па}$$

$$\tau_{пред1} := 0,22 \cdot \sigma_{Bshaft} = 1,166 \cdot 10^8 \text{ Па}$$

При отнулевом цикле:

$$\sigma_{пред0} := 0,6 \cdot \sigma_{Bshaft} = 3,18 \cdot 10^8 \text{ Па}$$

$$\tau_{пред0} := 0,32 \cdot \sigma_{Bshaft} = 1,696 \cdot 10^8 \text{ Па}$$

Масштабный коэффициент:

$$K_m := 0,9$$

Коэффициенты концентрации напряжений по изгибу и кручению соответственно:

$$K_\sigma := 1,6$$

$$K_\tau := 1,25$$

Технологический коэффициент:

$$K_T := 1$$

Коэффициент, учитывающий неточность в выборе расчетной схемы нагрузок:

$$n1 := 1,2$$

Поправка на отклонения, принимаемые в расчете на прочность механических характеристик материала, , от действительных.

$$n2 := 1,2$$

Степень ответственности детали и ее влияние на общую работу ПМ:

$$n3 := 2$$

Запасы прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$n_{\sigma\tau} := n1 \cdot n2 \cdot n3 = 2,88$$

Допускаемые нормальные и касательные напряжения соответственно при симметричном цикле:

$$\sigma_{u1} := \frac{\sigma_{пред1} \cdot K_m}{K_\sigma \cdot K_T \cdot n_{\sigma\tau}} = 4,4512 \cdot 10^7 \text{ Па}$$

$$\tau_1 := \frac{\tau_{пред1} \cdot K_m}{K_T \cdot K_\tau \cdot n_{\sigma\tau}} = 2,915 \cdot 10^7 \text{ Па}$$

Допускаемые нормальные и касательные напряжения соответственно при отнулевом цикле:

$$\sigma_{u0} := \frac{\sigma_{пред0} \cdot K_m}{K_\sigma \cdot K_T \cdot n_{\sigma\tau}} = 6,2109 \cdot 10^7 \text{ Па}$$

$$\tau_0 := \frac{\tau_{пред0} \cdot K_m}{K_T \cdot K_\tau \cdot n_{\sigma\tau}} = 4,24 \cdot 10^7 \text{ Па}$$

Вывод: при симметричном цикле допускаемые напряжения для данного валика ниже, чем при отнулевом цикле напряжений на 29%.

Расчет радиальных подшипников на динамическую грузоподъемность:

Базовая динамическая грузоподъемность:

$$C := 884$$

В качестве радиальной нагрузки принимается наибольшая из результирующей реакции в опорах R<sub>A</sub> и R<sub>B</sub>

$$R_A := \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = 18,8892 \text{ Н}$$

$$R_B := \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = 6,896 \text{ Н}$$

$$F_r := R_A = 18,8892 \text{ Н}$$

Коэффициент вращения, при вращении внутреннего кольца подшипника:

$$V := 1$$

Коэффициент безопасности:

$$K_B := 1$$

Температурный коэффициент:

$$K_T := 1$$

Эквивалентная нагрузка:

$$P := V \cdot F_r \cdot K_B \cdot K_T = 18,8892 \text{ Н}$$

Расчетное значение динамической грузоподъемности:

$$C_P := 10^{-2} \cdot P \cdot \left( \frac{L_h}{3600} \cdot 3600 \cdot n_v \right)^{\frac{1}{3}} = 70,5943 \text{ Н}$$

**Условие на динамическую грузоподъемность выполняется!**

## 10. Собственный момент трения механизма.

Коэффициент трения скольжения:

$$f = 0,08$$

$$M_{TOI} := M_P = 0,245 \text{ Дж}$$

$$M_{TOII} := 0,03 \text{ Н мм} \cdot 5^2 = 0,0008 \text{ Дж}$$

$$M_{TOIII} := 0,03 \text{ Н мм} \cdot 5^2 = 0,0008 \text{ Дж}$$

$$M_{TOIV} := 0,03 \text{ Н мм} \cdot 5^2 = 0,0008 \text{ Дж}$$

$$M_{TOV} := 0,03 \text{ Н мм} \cdot 6^2 = 0,0011 \text{ Дж}$$

$$M_{TO\Sigma} := M_{TOI} + \frac{M_{TOII}}{i_{12} \cdot \eta_{21}} + \frac{M_{TOIII}}{i_{12} \cdot i_{34} \cdot \eta_{21} \cdot \eta_{43}} + \frac{M_{TOIV}}{i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} \cdot \eta_{21} \cdot \eta_{43} \cdot \eta_{65}} + \frac{M_{TOV}}{i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} \cdot i_{78} \cdot \eta_{21} \cdot \eta_{43} \cdot \eta_{65} \cdot \eta_{78}} = 0,2459$$

## 11. Расчет на прочность штифтового соединения:

Условие прочности штифта:

$$\tau_{cp} \leq \tau_{dcp}$$

$$\tau_{dcp} := 60 - 80 \text{ МПа}$$

Усилие, отнесенное к одной поверхности среза штифта:

$$P'_{cp} := \frac{M_V}{d} = 59,1667 \text{ Н}$$

Площадь поперечного сечения штифта:

$$d_{шт} := 1,3 \text{ мм}$$

$$F_{шт} := \frac{\pi \cdot d_{шт}^2}{4} = 1,3273 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

Напряжение среза:

$$\tau_{cp} := \frac{P'_{cp}}{F_{шт}} = 4,4576 \cdot 10^7 \text{ Па}$$

Условие прочности штифтового соединения на срез выполняется!



## 12. Расчет шпонки на прочность:

рабочими. В радиальном направлении предусмотрен зазор. Сегментные шпонки имеют более глубокий паз, который существенно ослабляет сечение вала, но изготовить его дисковой фрезой проще. Поэтому они используются преимущественно при малых диаметрах вала и для закрепления малонагруженных деталей.

Сегментная шпонка для вала диаметром 6мм

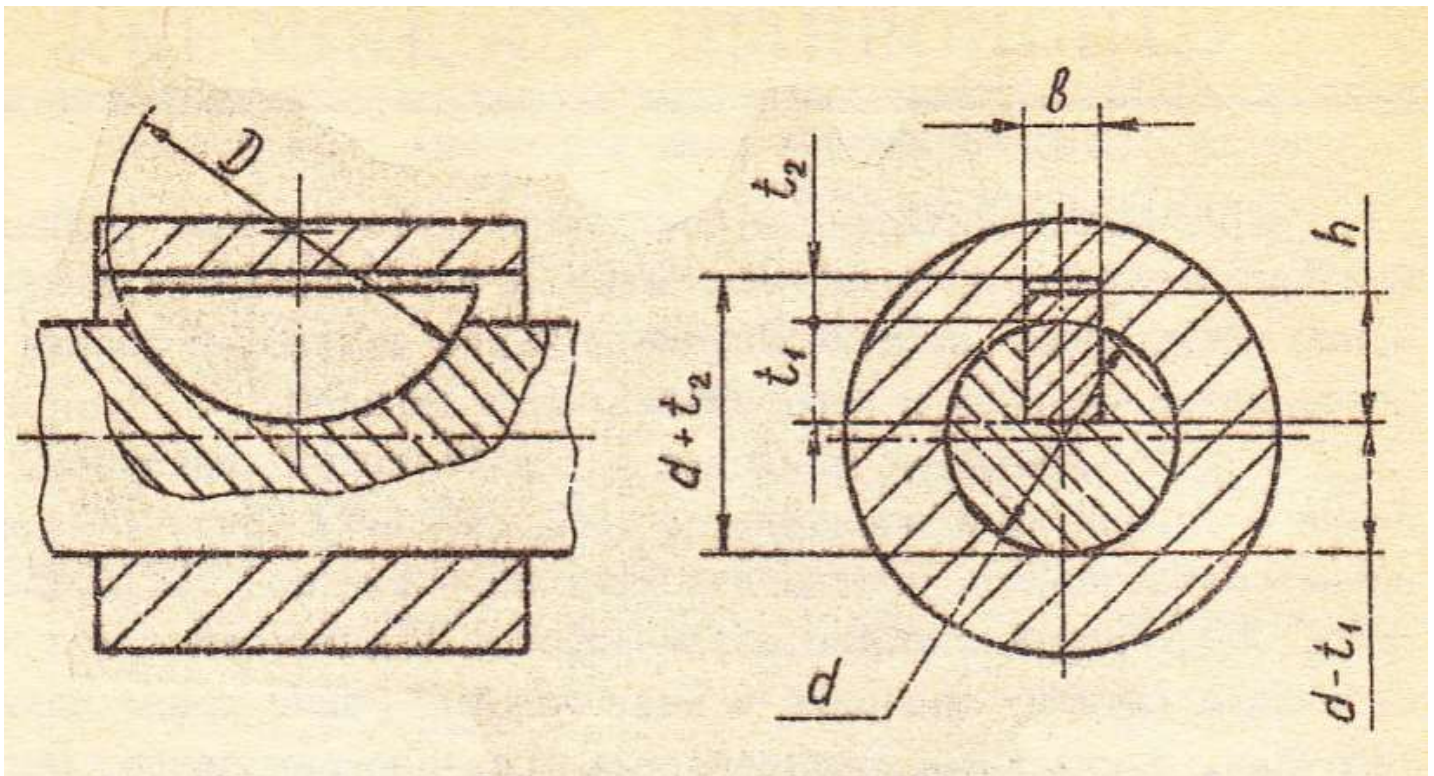
$$h_{ш} := 3,7 \text{ мм}$$

$$b_{ш} := 2 \text{ мм}$$

$$D := 10 \text{ мм}$$

$$t_1 := 2,9 \text{ мм}$$

$$t_2 := 1,0 \text{ мм}$$



$$\sigma_{dcm} := 150 - 180 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{см} := 2 \cdot \frac{M_V}{d \cdot (h_{ш} - t_1) \cdot D} = 1,4792 \cdot 10^7 \text{ Па}$$

Условие прочности шпонки на смятие удовлетворяется!

## 13. Расчет на прочность винтового соединения:

Условия прочности:

Для разрыва стержня:

$$\sigma_{пр} \leq \sigma_{др}$$

Для среза витков:

$$\tau_{ср} \leq \tau_{дср}$$

Для смятия поверхности витков:

$$\sigma_{см} \leq \sigma_{дсм}$$

Q - усилие затяжки резьбового соединения

$$Q := 258$$

F - площадь поперечного сечения винта

$$d_B := 2,5 \text{ мм}$$

$$F := 0,5 \cdot d_B^2 = 3,125 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

Определение приведенного напряжения в стержне винта:

$$\sigma_{пр} := 1,3 \cdot \frac{Q}{F} = 1,0733 \cdot 10^8 \cdot \frac{1}{2}$$

$$d_{1B} := d_B = 0,0025 \text{ м}$$

$$d_{\Gamma} := d_{1B} = 0,0025 \text{ м}$$

Длина свинчивания:

$$L_{св} := d_{1B} = 0,0025 \text{ м}$$

Определение напряжения среза:

Срез витков винта происходит по цилиндру диаметра d, а гайки по внутреннему диаметру d1

Для винта:

$$\tau_{срв} := \frac{Q}{\pi \cdot d_{1B} \cdot 0,75 \cdot L_{св}} = 1,752 \cdot 10^7 \cdot \frac{1}{2}$$

Для гайки:

$$\tau_{срг} := \frac{Q}{\pi \cdot d_{\Gamma} \cdot 0,88 \cdot L_{св}} = 1,4932 \cdot 10^7 \cdot \frac{1}{2}$$

$$d := d_{1B} = 0,0025 \text{ м}$$

Диаметр винта без высоты резьбы:

$$d_1 := 2,1 \text{ мм} = 0,0021 \text{ м} \quad (\text{ГОСТ 24705-2004})$$

0,75 и 0,88 - коэффициенты полноты резьбы, учитывающие отношение толщины витка на цилиндре, по которому происходит срез витков, к шагу резьбы

Определение напряжения смятия:

Шаг резьбы:

$$p := 0,4$$

$$z := \frac{L}{p} = 0,125 \text{ м}$$

$$\sigma_{см} := 4 \cdot \frac{Q}{\pi \cdot \left( d^2 - d_1^2 \right) \cdot z \cdot 1000} = 1,4282 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{3} \text{ М}$$

В расчетах на смятие и на срез витков условно предполагают, что общая нагрузка Q распределяется поровну между всеми рабочими витками. Неточность такого предположения компенсируется уменьшением допускаемых напряжений.

Определение допускаемых напряжений:

Предел текучести винтов:

$$\sigma_{ТВИНТОВ} := 240 \text{ МПа}$$

Коэффициент запаса:

$$n := 1,5$$

$$\sigma_{др} := \frac{\sigma_{ТВИНТОВ}}{n} = 1,6 \cdot 10^8 \text{ Па}$$

$$\tau_{дср} := 0,75 \cdot \sigma_{др} = 1,2 \cdot 10^8 \text{ Па}$$

$$\sigma_{дсм} := 0,4 \cdot \sigma_{др} = 6,4 \cdot 10^7 \text{ Па}$$

## 14. Расчет фрикционной муфты:

Режим работы 1 - постоянная нагрузка

$$r_{НАР} := 25 \text{ мм}$$

$$r_{ВН} := 18 \text{ мм}$$

Крутящий момент, при котором начинается проскальзывание одной полумуфты относительно другой:

$$M_{МУФТЫ} := M_{\Sigma} = 0,355 \text{ Дж}$$

Число поверхностей трения:

$$n_{ПТ} := 2$$

Коэффициент трения скольжения пары материалов:

$$f_{МУФТЫ} := 0,1 \quad \text{сталь по стали}$$

$$k_{ЗАП} := 1,0$$

Средний радиус площадки контакта:

$$r_{cp} := \frac{r_{НАР} + r_{ВН}}{2} = 0,0215 \text{ м}$$

Сила пружины при рабочей деформации:

$$F_{2пружины} := \frac{k_{ЗАП} \cdot M_{муфты}}{n_{пт} \cdot f_{муфты} \cdot r_{cp}} = 82,5581 \text{ Н}$$

площадь кольца, по которому контактируют детали муфты

$$F_{Кмуфты} := \pi \cdot \left( r_{НАР}^2 - r_{ВН}^2 \right) = 0,0009 \text{ м}^2$$

Допускаемое давление:

$$p_d := 1,5 \text{ МПа}$$

Удельное давление, возникающее на поверхностях трения:

$$p_{муфты} := \frac{F_{2пружины}}{F_{Кмуфты}} = 87305,887 \text{ Па}$$

### Расчет пружины:

1. Сила пружины при максимальной деформации:

$$F_{3пружины} := 1,2 \cdot F_{2пружины} = 99,0698 \text{ Н}$$

Средний диаметр пружины ( подбирается по эскизу ):

$$D_{пружины} := 12,0 \text{ мм} = 0,012 \text{ м}$$

2. Выбираем предварительное значение индекса пружины  $i_{пр}$ :

$$i_{пр} := 6 \quad (\text{ГОСТ 13765-86})$$

3. предварительное значение диаметра проволоки:

$$d_{пр} := \frac{D_{пружины}}{i_{пр}} = 0,002 \text{ м}$$

4. Выбираем ближайшее значение диаметра проволоки  $d$  по таблице ГОСТ 9389-75

$$d_{проволоки} := 2,0 \text{ мм} = 0,002 \text{ м}$$

Номинальный диаметр проволоки, мм	Предельные отклонения по диаметру, мм, при точности		Временное сопротивление разрыву $\sigma_s$ , МПа (не менее)
	повыш.	номинальн.	
0,14 0,15 0,16 0,18	+0,005	+0,020	2300
0,20 0,22 0,25 0,28 0,30	-0,003	-0,015	2260
0,32 0,36			2210
0,40 0,45 0,50 0,56 0,60			2160
0,63 0,70	$\pm 0,01$	$\pm 0,02$	2160
0,80			2110
0,90			2110
1,00			2060
1,10	+0,015	$\pm 0,02$	2010
1,20 1,30 1,40	-0,013		1960
1,50 1,60			1860
1,70 1,80 1,90			1770
2,00			1720

5. Действительное значение индекса пружины:

$$i_{\text{пружины}} := \frac{D_{\text{пружины}}}{d_{\text{проволоки}}} = 6$$

6. Коэффициент, учитывающий кривизну витка пружины k

$$k := \frac{4 \cdot i_{\text{пружины}} - 1}{4 \cdot i_{\text{пружины}} - 4} + \frac{0,615}{i_{\text{пружины}}} = 1,2525$$

7. Допускаемое касательное напряжение для выбранного диаметра проволоки:

предел прочности:

$$\sigma_{\text{Впружины}} := 1770 \text{ МПа} = 1,77 \cdot 10^9 \text{ Па}$$

$$\tau_d := 0,32 \cdot \sigma_{\text{Впружины}} = 5,664 \cdot 10^8 \text{ Па}$$

8. Минимально возможный по условию прочности диаметр проволоки:

$$d_{\min} := 1,6 \cdot \sqrt{\frac{F_{3\text{пружины}} \cdot i_{\text{пружины}} \cdot k}{\tau_d}} = 0,0018 \text{ м}$$

9. Проверяем выбранное значение диаметра проволоки по условию прочности

$$d_{\text{проволоки}} \geq d_{\min}$$

Если условие не выполняется, уменьшаем значение  $i_{\text{пр}}$  и повторяем расчет с пункта 2

10. Определяем число рабочих витков n

S2 – рабочая деформация пружины, назначается в пределах 4...6 мм

$$S_{2\text{пружины}} := 5 \text{ мм}$$



$$n_{\text{витков}} := \frac{10125 \cdot S_{2\text{пружины}} \cdot d_{\text{проволоки}}}{F_{2\text{пружины}} \cdot i_{\text{пружины}}^3} = 5,6778 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м} \cdot \text{с}}{\text{кг}}^2$$

11. Округлить число витков до ближайшего необходимого значения.

$$n_{\text{витков}} := 5$$

12. Для принятого числа витков рассчитываем уточнённое значение рабочей деформации

модуль сдвига, для стальной пружинной проволоки

$$G_{\text{проволоки}} := 81000 \text{ МПа}$$

$$S_{2\text{пружины}} := \frac{8 \cdot F_{2\text{пружины}} \cdot n_{\text{витков}} \cdot D_{\text{пружины}}^3}{G_{\text{проволоки}} \cdot d_{\text{проволоки}}^4} = 0,0044 \text{ м}$$

13. Длина пружины при полностью поджатых витках

$$L := d_{\text{проволоки}} \cdot (n_{\text{витков}} + 1) = 0,012 \text{ м}$$

14. Жёсткость пружины

$$C_{\text{пружины}} := \frac{F_{2\text{пружины}}}{S_{2\text{пружины}}} = 18750 \text{ м Па}$$

## 15. Расчет приведенного момента инерции.

Приведенный момент инерции ротора двигателя:

$$J_{\text{пррот}} := J = 8,69 \cdot 10^{-7} \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{}^2$$

$$\rho := 7,85 \cdot 10^{-6} \frac{\text{кг}}{\text{мм}}^3$$

Диаметры ступиц зубчатых колес:

$$d_{\text{ст1}} := 8 \text{ мм} = 0,008 \text{ м}$$

$$d_{\text{ст2}} := 9 \text{ мм} = 0,009 \text{ м}$$

$$d_{\text{ст3}} := 9 \text{ мм} = 0,009 \text{ м}$$

$$d_{\text{ст4}} := 9 \text{ мм} = 0,009 \text{ м}$$

$$d_{\text{ст5}} := 9 \text{ мм} = 0,009 \text{ м}$$

$$d_{\text{ст6}} := 9 \text{ мм} = 0,009 \text{ м}$$

Ширина венцов зубчатых колес:

$$b_1 := 2 \text{ мм}$$

$$b_2 := b_1 = 0,002 \text{ м}$$

$$b_3 := b_1 = 0,002 \text{ м}$$

$$b_4 := b_1 = 0,002 \text{ м}$$

$$b_5 := b_1 = 0,002 \text{ м}$$

$$b_6 := b_1 = 0,002 \text{ м}$$

$$d_{CT7} := 9 \text{ мм} = 0,009 \text{ м}$$

$$d_{CT8} := 10 \text{ мм}$$

$$d_{CTPOV} := 10 \text{ мм}$$

$$b_7 := b_1 = 0,002 \text{ м}$$

$$b_8 := 0,003 \text{ м}$$

$$b_{POV} := 0,002 \text{ м}$$

Диаметры отверстий:

$$d_{OTB1} := 4 \text{ мм}$$

$$d_{OTB2} := 5 \text{ мм}$$

$$d_{OTB3} := d_{OTB2} = 0,005 \text{ м}$$

$$d_{OTB4} := d_{OTB3} = 0,005 \text{ м}$$

$$d_{OTB5} := d_{OTB4} = 0,005 \text{ м}$$

$$d_{OTB6} := d_{OTB5} = 0,005 \text{ м}$$

$$d_{OTB7} := d_{OTB6} = 0,005 \text{ м}$$

$$d_{OTB8} := 6 \text{ мм} = 0,006 \text{ м}$$

$$d_{OTBPOV} := 6 \text{ мм}$$

Длины ступиц:

$$l_{CT1} := 5 \text{ мм} \quad l_{CT5} := 6 \text{ мм}$$

$$l_{CT2} := 6 \text{ мм} \quad l_{CT6} := 6,5 \text{ мм}$$

$$l_{CT3} := 6,5 \text{ мм} \quad l_{CT7} := 6,5 \text{ мм}$$

$$l_{CT4} := 6,5 \text{ мм} \quad l_{CT8} := 0 \text{ мм}$$

$$l_{CTPOV} := 6 \text{ мм}$$

Массы зубчатых колес:

$$m_1 := \rho \cdot \pi \cdot b_1 \cdot \left( \frac{d_{CT1}^2 - d_{OTB1}^2}{4} + l_{CT1} \cdot \frac{d_{CT1}^2 - d_{OTB1}^2}{4} \right) = 0,0021 \text{ кг}$$

$$m_2 := \rho \cdot \pi \cdot b_2 \cdot \left( \frac{d_{CT2}^2 - d_{OTB2}^2}{4} + l_{CT2} \cdot \frac{d_{CT2}^2 - d_{OTB2}^2}{4} \right) = 0,0028 \text{ кг}$$

$$m_3 := \rho \cdot \pi \cdot b_3 \cdot \left( \frac{d_{CT3}^2 - d_{OTB3}^2}{4} + l_{CT3} \cdot \frac{d_{CT3}^2 - d_{OTB3}^2}{4} \right) = 0,0029 \text{ кг}$$

$$m_4 := \rho \cdot \pi \cdot b_4 \cdot \left( \frac{d_{CT4}^2 - d_{OTB4}^2}{4} + l_{CT4} \cdot \frac{d_{CT4}^2 - d_{OTB4}^2}{4} \right) = 0,0029 \text{ кг}$$

$$m_5 := \rho \cdot \pi \cdot b_5 \cdot \left( \frac{d_{CT5}^2 - d_{OTB5}^2}{4} + l_{CT5} \cdot \frac{d_{CT5}^2 - d_{OTB5}^2}{4} \right) = 0,0028 \text{ кг}$$

$$m_6 := \rho \cdot \pi \cdot b_6 \cdot \left( \frac{d_{CT6}^2 - d_{OTB6}^2}{4} + l_{CT6} \cdot \frac{d_{CT6}^2 - d_{OTB6}^2}{4} \right) = 0,0029 \text{ кг}$$

$$m_7 := \rho \cdot \pi \cdot b_7 \cdot \left( \frac{d_{CT7}^2 - d_{OTB7}^2}{4} + l_{CT7} \cdot \frac{d_{CT7}^2 - d_{OTB7}^2}{4} \right) = 0,0029 \text{ кг}$$

$$m_8 := \rho \cdot \pi \cdot b_8 \cdot \left( \frac{d_{CT8}^2 - d_{OTB8}^2}{4} + l_{CT8} \cdot \frac{d_{CT8}^2 - d_{OTB8}^2}{4} \right) = 0,0012 \text{ кг}$$

$$m_{POV} := \rho \cdot \pi \cdot b_{POV} \cdot \left( \frac{d_{CTPOV}^2 - d_{OTBPOV}^2}{4} + l_{CTPOV} \cdot \frac{d_{CTPOV}^2 - d_{OTBPOV}^2}{4} \right) = 0,0032 \text{ кг}$$

## Моменты инерции зубчатых колес:

$$J_1 := \frac{m_1 \cdot \left( \frac{d_{a1}}{2} \right)^2}{2} = 8,5209 \cdot 10^{-8} \text{ кг м}^2$$

$$J_2 := \frac{m_2 \cdot \left( \frac{d_{a2}}{2} \right)^2}{2} = 2,6798 \cdot 10^{-7} \text{ кг м}^2$$

$$J_3 := \frac{m_3 \cdot \left( \frac{d_{a3}}{2} \right)^2}{2} = 1,2071 \cdot 10^{-7} \text{ кг м}^2$$

$$J_4 := \frac{m_4 \cdot \left( \frac{d_{a4}}{2} \right)^2}{2} = 3,7236 \cdot 10^{-7} \text{ кг м}^2$$

$$J_5 := \frac{m_5 \cdot \left( \frac{d_{a5}}{2} \right)^2}{2} = 1,1361 \cdot 10^{-7} \text{ кг м}^2$$

$$J_6 := \frac{m_6 \cdot \left( \frac{d_{a6}}{2} \right)^2}{2} = 7,7152 \cdot 10^{-7} \text{ кг м}^2$$

$$J_7 := \frac{m_7 \cdot \left( \frac{d_{a7}}{2} \right)^2}{2} = 1,2071 \cdot 10^{-7} \text{ кг м}^2$$

$$J_8 := \frac{m_8 \cdot \left( \frac{d_{a8}}{2} \right)^2}{2} = 6,2248 \cdot 10^{-7} \text{ кг м}^2$$

$$d_{pov} := 30 \text{ мм}$$

$$J_{pov} := \frac{m_{pov} \cdot \left( \frac{d_{pov}}{2} \right)^2}{2} = 3,5513 \cdot 10^{-7} \text{ кг м}^2$$



Приведенный к первому колесу момент инерции редуктора

$$J_{\text{прред}} := J_1 + \frac{J_2 + J_3}{i_{12}^2} + \frac{J_4 + J_5}{(i_{12} \cdot i_{34})^2} + \frac{J_6 + J_7}{(i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56})^2} + \frac{J_8 + J_{\text{пов}}}{(i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} \cdot i_{78})^2} = 2,9836 \cdot 10^{-7} \text{ кг м}^2$$

Приведенный момент инерции механизма рассчитывается по формуле:

$$J_{\text{пр}} := J_{\text{пррот}} + J_{\text{прред}} = 1,1674 \cdot 10^{-6} \text{ кг м}^2$$

## 16. Расчет времени разгона механизма:

Скорость вращения вала двигателя:

$$\omega_{\text{дв}} := 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{ДВ}} = 471,2389 \text{ Гц}$$

Жесткость механической характеристики электродвигателя:

$$K := \frac{M_P - M_{\text{ДВ}}}{\omega_{\text{ДВ}}} = 0,0004 \text{ с Дж}$$

Константа времени разгона:

$$T := \frac{J_{\text{пр}}}{K} = 0,0027 \text{ с}$$

Время разгона:

$$t := 3 \cdot T = 0,008 \text{ с}$$

## 17. Кинематическая погрешность передачи.

	$F_c$	От 1 до 16	25	36	45	50	56	-	-
6	$F_i'$	От 1 до 16	$F_p + f_f$ (см. примечание 2)						
	$F_r$	От 1 до 3,5	25	36	45	50	56	-	-
		Св. 3,5 " 6,3	28	40	50	56	63	71	-
		" 6,3 " 10	32	45	56	63	71	80	90
		" 10 " 16	-	50	63	71	80	90	100
	$F_{vw}$	От 1 до 16	16	28	45	70	-	-	-
	$F_i''$	От 1 до 3,5	36	50	63	71	-	-	-
		Св. 3,5 " 6,3	40	56	71	80	-	-	-
		" 6,3 " 10	45	63	80	90	-	-	-
		" 10 " 16	-	71	90	100	-	-	-

6	$f_{Pt}$	Св. 3,5 "	$\pm 13$
		6,3	
		" 6,3 "	$\pm 14$
		10	
	$f_{Pb}$	" 10 "	-
		16	
		От 1 до 3,5	$\pm 9,5$
		Св. 3,5 "	$\pm 12$
	$f_f$	6,3	
		" 6,3 "	$\pm 13$
		10	
		" 10 "	-
		16	

$$f_f := 8$$

			Для $F_p$ - делительный диаметр $d$ , м									
			1	До 12,7	Св. 12,7 до 20,4	Св. 20,4 до 31,8	Св. 31,8 до 50,9	Св. 50,9 до 101,8	Св. 101,8 до 200,5	Св. 200,5 до 401,1	Св. 401,1 до 636,6	Св. 636,6 до 1019
			МКМ									
3	$ F_{pk} $ или $ F_p $	От 1 до 10	2,8	4,0	5,0	5,5	6,0	8,0	11	16	20	25
4		" 1 " 10	4,5	6	8	9	10	12	18	25	32	40
5		" 1 " 16	7	10	12	14	16	20	28	40	50	63
6		" 1 " 16	11	16	20	22	25	32	45	63	80	100
7		" 1 " 25	16	22	28	32	36	45	63	90	112	140

$$F_{p1} := 20$$

$$F_{p5} := F_{p1} = 20$$

$$F_{p2} := 22$$

$$F_{p6} := 25$$

$$F_{p3} := F_{p1} = 20$$

$$F_{p7} := 20$$

$$F_{p4} := 22$$

$$F_{p8} := 32$$

$$F_{i1} := F_{p1} + f_f = 28$$

$$F_{i5} := F_{p5} + f_f = 28$$

$$F_{i2} := F_{p2} + f_f = 30$$

$$F_{i6} := F_{p6} + f_f = 33$$

$$F_{i3} := F_{p3} + f_f = 28$$

$$F_{i7} := F_{p7} + f_f = 28$$

$$F_{i4} := F_{p4} + f_f = 30$$

$$F_{i8} := F_{p8} + f_f = 40$$

$$E_{\Sigma M} := 30$$

$$G_r := 20$$

$$K_{12} := 0,85$$

$$K_{34} := 0,85$$

$$K_{56} := 0,93$$

$$K_{78} := 0,96$$

$$K_{s12} := 0,76$$

$$K_{s34} := 0,76$$

$$K_{s56} := 0,74$$

$$K_{s78} := 0,80$$

Минимальная погрешность :

$$F_{iomin12} := 0,62 \cdot K_{s12} \cdot (F_{i1} + F_{i2}) = 27,3296$$

$$F_{iomin34} := 0,62 \cdot K_{s34} \cdot (F_{i3} + F_{i4}) = 27,3296$$

$$F_{iomin56} := 0,62 \cdot K_{s56} \cdot (F_{i5} + F_{i6}) = 27,9868$$

$$F_{iomin78} := 0,62 \cdot K_{s78} \cdot (F_{i7} + F_{i8}) = 33,728$$

Максимальная кинематическая погрешность передачи:

$$F_{ioma12} := K_{12} \cdot \left( \sqrt{F_{i1}^2 + E_{\Sigma M}^2} + \sqrt{F_{i2}^2 + E_{\Sigma M}^2} \right) = 70,9435$$

$$F_{ioma34} := K_{34} \cdot \left( \sqrt{F_{i3}^2 + E_{\Sigma M}^2} + \sqrt{F_{i4}^2 + E_{\Sigma M}^2} \right) = 70,9435$$

$$F_{ioma56} := K_{56} \cdot \left( \sqrt{F_{i5}^2 + E_{\Sigma M}^2} + \sqrt{F_{i6}^2 + E_{\Sigma M}^2} \right) = 79,6403$$

$$F_{ioma78} := K_{78} \cdot \left( \sqrt{F_{i7}^2 + E_{\Sigma M}^2} + \sqrt{F_{i8}^2 + E_{\Sigma M}^2} \right) = 87,3951$$

Максимальная кинематическая погрешность в угловых единицах:

$$\delta\varphi_{12} := 6,88 \cdot \frac{F_{ioma12}}{d_2 \cdot 1000} = 18,7727 \cdot \frac{1}{\text{м}} \quad \delta\varphi_{56} := 6,88 \cdot \frac{F_{ioma56}}{d_6 \cdot 1000} = 12,4529 \cdot \frac{1}{\text{м}}$$

$$\delta\varphi_{34} := 6,88 \cdot \frac{F_{ioma34}}{d_4 \cdot 1000} = 16,2697 \cdot \frac{1}{\text{м}} \quad \delta\varphi_{78} := 6,88 \cdot \frac{F_{ioma78}}{d_8 \cdot 1000} = 9,5441 \cdot \frac{1}{\text{м}}$$

$$\delta\varphi_{max\Sigma} := \frac{\delta\varphi_{12}}{i_{34} \cdot i_{56} \cdot i_{78}} + \frac{\delta\varphi_{34}}{i_{56} \cdot i_{78}} + \frac{\delta\varphi_{56}}{i_{78}} + \frac{\delta\varphi_{78}}{1} = 15,1339 \cdot \frac{1}{\text{м}}$$

## 18. Кинематический мертвый ход зубчатой передачи.

Наименьшие дополнительные смещения исходного контура:

$$E_{HS1} := 32 \quad E_{HS5} := 32$$

$$E_{HS2} := 38 \quad E_{HS6} := 45$$

$$E_{HS3} := 28 \quad E_{HS7} := 28$$

$$E_{HS4} := 38 \quad E_{HS8} := 53$$

Допуск на радиальное биение зубчатого венца:

6	$F_r'$	Св. 3,5 "	25	36
		6,3		
		" 6,3 "	28	40
		10		
		" 10 "	-	45
		16		
	$F_c$	От 1 до 16	10	18
	$F_r'$	От 1 до 16		
		От 1 до 3,5	25	36
		Св. 3,5 "	28	40
		6,3		
		" 6,3 "	32	45
	$F_r$	10		
		" 10 "	-	50
		16		
	$T$	От 1 до 16	16	28

Допуск на смещение исходного контура:

$$T_H := 56$$

Гарантированный боковой зазор:

$$j_{nmin12} := 21 \quad j_{nmin56} := 21$$

$$j_{nmin34} := 21 \quad j_{nmin78} := 25$$

Минимальный кинематический мертвый ход передачи:

$$j_{tmin12} := \frac{j_{nmin12}}{\cos(\alpha) \cdot \cos(\beta)} = 22,3477 \quad j_{tmin56} := \frac{j_{nmin56}}{\cos(\alpha) \cdot \cos(\beta)} = 22,3477$$

$$j_{tmin34} := \frac{j_{nmin34}}{\cos(\alpha) \cdot \cos(\beta)} = 22,3477 \quad j_{tmin78} := \frac{j_{nmin78}}{\cos(\alpha) \cdot \cos(\beta)} = 26,6044$$

Предельные отклонения межосевого расстояния:

$$f_{a12} := 40$$

$$f_{a34} := 40$$

$$f_{a56} := 40$$

$$f_{a78} := 50$$

Максимальный кинематический мертвый ход передачи:

$$j_{tmax12} := 0,7 \cdot (E_{HS1} + E_{HS2}) + \sqrt{0,5 \cdot (T_H^2 + T_H^2) + 2 \cdot f_{a12}^2 + G_r^2 + G_r^2} = 133,4748$$

$$j_{tmax34} := 0,7 \cdot (E_{HS3} + E_{HS4}) + \sqrt{0,5 \cdot (T_H^2 + T_H^2) + 2 \cdot f_{a34}^2 + G_r^2 + G_r^2} = 130,6748$$

$$j_{tmax56} := 0,7 \cdot (E_{HS1} + E_{HS2}) + \sqrt{0,5 \cdot (T_H^2 + T_H^2) + 2 \cdot f_{a56}^2 + G_r^2 + G_r^2} = 133,4748$$

$$j_{tmax78} := 0,7 \cdot (E_{HS1} + E_{HS2}) + \sqrt{0,5 \cdot (T_H^2 + T_H^2) + 2 \cdot f_{a78}^2 + G_r^2 + G_r^2} = 143,5304$$

Минимальное и максимальное значение мертвого хода передачи в угловых единицах:

(Домножил знаменатель на 1000 для получения правильной размерности угл. мин)

$$j_{\varphi min12} := 7,32 \cdot \frac{j_{tmin12}}{d_2 \cdot 1000} = 6,2917 \cdot \frac{1}{\text{М}}$$

$$j_{\varphi min34} := 7,32 \cdot \frac{j_{tmin34}}{d_4 \cdot 1000} = 5,4528 \cdot \frac{1}{\text{М}}$$

$$j_{\varphi min56} := 7,32 \cdot \frac{j_{tmin56}}{d_6 \cdot 1000} = 3,7179 \cdot \frac{1}{\text{М}}$$

$$j_{\varphi min78} := 7,32 \cdot \frac{j_{tmin78}}{d_8 \cdot 1000} = 3,0912 \cdot \frac{1}{\text{М}}$$

(Домножил знаменатель на 1000 для получения правильной размерности угл. мин)

$$j_{\varphi max12} := 7,32 \cdot \frac{j_{tmax12}}{d_2 \cdot 1000} = 37,5783 \cdot \frac{1}{\text{М}}$$

$$j_{\varphi max34} := 7,32 \cdot \frac{j_{tmax34}}{d_4 \cdot 1000} = 31,8847 \cdot \frac{1}{\text{М}}$$

$$j_{\varphi max56} := 7,32 \cdot \frac{j_{tmax56}}{d_6 \cdot 1000} = 22,2054 \cdot \frac{1}{\text{М}}$$

$$j_{\varphi max78} := 7,32 \cdot \frac{j_{tmax78}}{d_8 \cdot 1000} = 16,6769 \cdot \frac{1}{\text{М}}$$

Кинематический мертвый ход многозвенного механизма, приведенный к выходному звену:

$$j_{\varphi max\Sigma} := \frac{j_{\varphi max12}}{i_{34} \cdot i_{56} \cdot i_{78}} + \frac{j_{\varphi max34}}{i_{56} \cdot i_{78}} + \frac{j_{\varphi max56}}{i_{78}} + \frac{j_{\varphi max78}}{1} = 27,1118 \cdot \frac{1}{\text{М}}$$

## 19. Расчет упругого мертвого хода:

Полярные моменты инерции валов:

$$J_{pI} := \pi \cdot \frac{d_I^4}{32} = 25,1327 \quad J_{pII} := \pi \cdot \frac{d_{II}^4}{32} = 61,3592 \quad J_{pIII} := \pi \cdot \frac{d_{III}^4}{32} = 61,3592$$

$$J_{pIV} := \pi \cdot \frac{d_{IV}^4}{32} = 61,3592 \quad J_{pV} := \pi \cdot \frac{d_V^4}{32} = 127,2345$$

Длины участков валов, на которые действует крутящий момент:

$$l_1 := 4 \quad l_2 := 20,5 \quad l_3 := 20,5 \quad l_4 := 37,5 \quad l_5 := 39,2$$

Деформации кручения валов:

$$j_{\varphi_{\max I}} := \frac{10800 \cdot M_I \cdot l_1}{\pi \cdot J_{pI} \cdot G} = 8,7849 \cdot 10^{-11} \text{ м}^3$$

$$j_{\varphi_{\max II}} := \frac{10800 \cdot M_{II} \cdot l_2}{\pi \cdot J_{pII} \cdot G} = 2,8022 \cdot 10^{-10} \text{ м}^3$$

$$j_{\varphi_{\max III}} := \frac{10800 \cdot M_{III} \cdot l_3}{\pi \cdot J_{pIII} \cdot G} = 4,9949 \cdot 10^{-10} \text{ м}^3$$

$$j_{\varphi_{\max IV}} := \frac{10800 \cdot M_{IV} \cdot l_4}{\pi \cdot J_{pIV} \cdot G} = 2,4266 \cdot 10^{-9} \text{ м}^3$$

$$j_{\varphi_{\max V}} := \frac{10800 \cdot M_V \cdot l_5}{\pi \cdot J_{pV} \cdot G} = 4,7 \cdot 10^{-9} \text{ м}^3$$

$$j_{\varphi_{\max \Sigma}} := \frac{j_{\varphi_{\max I}}}{i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} \cdot i_{78}} + \frac{j_{\varphi_{\max II}}}{i_{34} \cdot i_{56} \cdot i_{78}} + \frac{j_{\varphi_{\max III}}}{i_{56} \cdot i_{78}} +$$

$$+ \frac{j_{\varphi_{\max IV}}}{i_{78}} + \frac{j_{\varphi_{\max V}}}{1} = 5,3788 \cdot 10^{-9} \text{ м}^3$$