

# Содержание

<b>ВВЕДЕНИЕ.....</b>	<b>4</b>
<b>1. РАСЧЕТ ЭНЕРГОСИЛОВЫХ И КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА.....</b>	<b>5</b>
1.1 ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ.....	5
1.2 ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВАЛА ДВИГАТЕЛЯ.....	5
1.3 ОБЩЕЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО ПРИВОДА.....	5
1.4 ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	5
1.5 ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	6
1.4 ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ВАЛОВ.....	6
1.5 МОЩНОСТИ НА ВАЛАХ.....	6
1.6 КРУТЯЩИЕ МОМЕНТЫ НА ВАЛАХ.....	6
<b>2. РАСЧЁТ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ.....</b>	<b>7</b>
2.1 ВЫБОР МАТЕРИАЛА ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС.....	7
2.2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ.....	8
2.2.1 Допускаемые контактные напряжения.....	8
2.2.2 Допускаемые напряжения изгиба.....	10
2.3 ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЁТ ПЕРЕДАЧИ.....	11
2.3.1 Межосевое расстояние.....	11
2.3.2 Модуль, суммарное число зубьев.....	11
2.3.3 Геометрические размеры колёс.....	12
2.3.4 Окружная скорость в зацеплении и степень точности передачи.....	13
2.4 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ПЕРЕДАЧИ.....	13
2.4.1 Проверка контактной прочности зубьев.....	13
2.4.2 Проверка изгибной прочности зубьев.....	15
2.5 СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ.....	17
<b>3. РАСЧЁТ ВАЛОВ, ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ.....</b>	<b>18</b>
3.1 ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЁТ ВЕДУЩЕГО ВАЛА.....	18
3.2 ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЁТ ВЕДОМОГО ВАЛА.....	18
<b>4. ПОДБОР И РАСЧЁТ ШПОНОК.....</b>	<b>19</b>
<b>5. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ВАЛЫ.....</b>	<b>21</b>
5.1 ВЕДУЩИЙ ВАЛ.....	21
5.2 ВЕДОМЫЙ ВАЛ.....	23
<b>6. РАСЧЁТ ВЕДОМОГО ВАЛА НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ.....</b>	<b>26</b>
<b>7. РАСЧЁТ ВЕДОМОГО ВАЛА НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ.....</b>	<b>28</b>
<b>8. РАСЧЁТ ПОДШИПНИКОВ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ.....</b>	<b>32</b>
8.1 РАСЧЁТ ПОДШИПНИКОВ ДЛЯ ВЕДУЩЕГО ВАЛА.....	32
8.2 РАСЧЁТ ПОДШИПНИКОВ ДЛЯ ВЕДОМОГО ВАЛА.....	34
<b>9. ВЫБОР СМАЗКИ ДЛЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС И ПОДШИПНИКОВ.....</b>	<b>36</b>
<b>10. ОПИСАНИЕ СБОРКИ И УПЛОТНЕНИЙ.....</b>	<b>37</b>
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....</b>	<b>38</b>
<b>БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....</b>	<b>39</b>

## Введение

Общие методы расчёта и конструирования изучаются на примере конструирования одноступенчатого цилиндрического редуктора.

Проектирование нового технического объекта включает расчёты и конструирование.

Работоспособность конструкции определяется соответствием ряду критериев, основными из которых являются прочность, жёсткость, износостойкость, теплостойкость и виброустойчивость.

Расчёт по критериям работоспособности во многом сводится, к использованию готовых формул и зависимостей.

Важной частью данной работы является самостоятельное решение конструкторской задачи самим студентом. При этом нужно не только выбрать вариант типовой конструкции, но и обосновать свой выбор.

В данном курсовом проекте по модулю для обучения основа расчёта и конструирования является электромеханический привод какой – либо технологической машины, состоящей из электродвигателя и механической передачи вращательного движения, включающей понижающую зубчатую передачу (редуктор).

Редуктор включает зубчатую передачу, валы, подшипники и корпусные детали.

# 1. Расчет энергосиловых и кинематических параметров привода

## 1.1 Выбор электродвигателя.

Определение требуемой мощности

$$P_{\text{тр.}} = \frac{P_2}{\eta_0} = \frac{8,00}{0,92} = 8,70 \text{ [кВт]}$$

где  $P_2$  – мощность на ведомом валу,  $P_2 = 8,00$  [кВт]

$\eta_0$  – общий КПД привода

$$\eta_0 = \eta_{\text{р.п.}} \cdot \eta_{\text{з.п.}} \cdot \eta_{\text{п.к.}}^3 = 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,99^3 = 0,92$$

где

$\eta_{\text{р.п.}}$  – КПД ременной передачи,  $\eta_{\text{р.п.}} = 0,97$

$\eta_{\text{з.п.}}$  – КПД зубчатой передачи,  $\eta_{\text{з.п.}} = 0,98$

$\eta_{\text{п.к.}}$  – КПД пары подшипников качения,  $\eta_{\text{п.к.}} = 0,99$

Синхронную частоту вращения двигателя выбираем из диапазона

$$n_c = (5 \dots 10) \cdot n_2 = (5 \dots 10) \cdot 200 = 1000 \dots 2000 \text{ [мин}^{-1}\text{]}$$

По требуемой мощности и частоте вращения выбираем асинхронный электродвигатель 4А132М4 с ближайшей большей стандартной мощностью  $P_3 = 11$  [кВт], синхронной частотой вращения  $n_c = 1500$  [мин<sup>-1</sup>] и скольжением  $S = 2,8$  %.

## 1.2 Частота вращения вала двигателя

$$n_0 = n_c \cdot \left(1 - \frac{S}{100}\right) = 1500 \cdot \left(1 - \frac{2,8}{100}\right) = 1458 \text{ [мин}^{-1}\text{]}$$

## 1.3 Общее передаточное число привода

$$u_0 = \frac{n_0}{n_2} = \frac{1458}{200} = 7,29$$

где  $n_2$  – частота вращения ведомого вала,  $n_2 = 200$  [мин<sup>-1</sup>]

## 1.4 Передаточное число зубчатой передачи

Передаточное число цилиндрической зубчатой передачи редуктора рекомендуется выбирать из диапазона  $2,5 < u_{\text{з.п.}} < 5$  с округлением до стандартного значения. Примем  $u_{\text{з.п.}} = 4$ .

— —

— —

— —

### 1.5 Передаточное число ременной передачи

$$u_{р.п.} = \frac{u_0}{u_{з.п.}} = \frac{7,29}{4} = 1,82$$

где  $u_{з.п.}$  – передаточное отношение зубчатой передачи

### 1.4 Частоты вращения валов

Определение частоты вращения ведущего вала

$$n_1 = \frac{n_0}{u_{р.п.}} = \frac{1458}{1,82} = 801,10 \text{ [мин}^{-1}\text{]}$$

Определение частоты вращения ведомого вала:

$$n_2 = \frac{n_1}{u_p} = \frac{801,10}{4} = 200 \text{ [мин}^{-1}\text{]}$$

### 1.5 Мощности на валах

$$P_0 = P_{тр.} = 8,70 \text{ [кВт]}$$

где  $P_0$  – мощность на валу электродвигателя

$$P_1 = P_0 \cdot \eta_{р.п.} \cdot \eta_{п.к.} = 8,70 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 8,35 \text{ [кВт]}$$

где  $P_1$  – мощность на ведущем валу

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{з.п.} \cdot \eta_{п.к.}^2 = 8,35 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 = 8,00 \text{ [кВт]}$$

где  $P_2$  – мощность на ведомом валу

### 1.6 Крутящие моменты на валах:

$$T_0 = 9550 \cdot \frac{P_0}{n_0} = 9550 \cdot \frac{8,70}{1458} = 56,99 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

где  $T_0$  – крутящий момент на валу электродвигателя

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{8,35}{801,10} = 99,54 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

где  $T_1$  – крутящий момент на ведущем валу

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{P_2}{n_2} = 9550 \cdot \frac{8,00}{200} = 382 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

где  $T_2$  – крутящий момент на ведомом валу

## 2. Расчёт зубчатой передачи

### 2.1 Выбор материала зубчатых колёс

Определение наружного диаметра заготовки вал-шестерни:

$$D_m = k_m \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{u_{з.п.}}} = 24 \cdot \sqrt[3]{\frac{99,54}{4}} = 70,07 \text{ [мм]}$$

где  $k_m$  – коэффициент, учитывающий вид передачи, для прямозубых передач  $k_m = 24$

Определение характерного размера заготовки для насадного зубчатого колеса:

$$S_m = 1,2 \cdot (1 + u_{з.п.}) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{u_{з.п.}}} = 1,2 \cdot (1 + 4) \cdot \sqrt[3]{\frac{99,54}{4}} = 17,52 \text{ [мм]}$$

Диаметр заготовки для колеса равен:

$$d_k = u_{з.п.} \cdot D_m = 4 \cdot 70,07 = 280,28 \text{ [мм]}$$

Выбираем материал для колеса и вал-шестерни – сталь 45,

термообработку – улучшение для вал-шестерни; улучшение для зубчатого колеса. Твёрдость поверхности зуба шестерни – 269 – 302 НВ,

$$D_{m1} = 80 \text{ [мм]}, D_{m1} > D_m.$$

Твёрдость поверхности зуба колеса – 235 – 262 НВ,

$$S_{m1} = 80 \text{ [мм]}, S_{m1} > S_m.$$

Определяем средние значения твёрдости поверхности зуба шестерни и колеса :

$$HB_1 = 0,5 \cdot (HB_{1_{min}} + HB_{1_{max}}) = 0,5 \cdot (269 + 302) = 285,5$$

где  $HB_1$  – среднее значение твёрдости поверхности зуба шестерни

$HB_{1_{min}}$  – минимальное значение твёрдости поверхности зуба шестерни

$HB_{1_{max}}$  – максимальное значение твёрдости поверхности зуба шестерни

$$HB_2 = 0,5 \cdot (HB_{2_{min}} + HB_{2_{max}}) = 0,5 \cdot (235 + 262) = 248,5$$

где  $HB_2$  – среднее значение твёрдости поверхности зуба колеса

$HB_{2_{min}}$  – минимальное значение твёрдости поверхности зуба колеса

$HB_{2_{max}}$  – максимальное значение твёрдости поверхности зуба колеса

## 2.2 Определение допускаемых напряжений

### 2.2.1 Допускаемые контактные напряжения:

$$\sigma_{HPj} = \frac{\sigma_{Hlimj} \cdot K_{HLj}}{S_{Hj}}$$

где  $j = 1$  для шестерни,  $j = 2$  для колеса ;

$\sigma_{Hlimj}$  – предел контактной выносливости;

$K_{HLj}$  – коэффициент долговечности;

$S_{Hj}$  – коэффициент безопасности,

для шестерни  $S_{H1} = 1,1$ , для колеса  $S_{H2} = 1,1$

Определяем пределы контактной выносливости:

$$\sigma_{Hlim1} = 2 \cdot HB_1 + 70 = 2 \cdot 285,5 + 70 = 641 \text{ [МПа]}$$

$$\sigma_{Hlim2} = 2 \cdot HB_2 + 70 = 2 \cdot 248,5 + 70 = 567 \text{ [МПа]}$$

Коэффициенты долговечности :

$$K_{HLj} = \sqrt{\frac{{}^6N_{H0j}}{N_{HEj}}} \geq 1$$

где  $N_{H0j}$  – базовое число циклов при действии контактных напряжений,

для шестерни  $N_{H01} = 23,5 \cdot 10^6$ , для колеса  $N_{H02} = 16,80 \cdot 10^6$

$N_{HEj}$  – эквивалентное число циклов напряжений

Эквивалентные числа циклов напряжений

$$N_{HEj} = \mu_h \cdot N_{\Sigma j}$$

где  $\mu_h$  – коэффициент эквивалентности для режима работы.

Для тяжёлого режима работы  $\mu_h = 0,5$

$N_{\Sigma j}$  – суммарное число циклов нагружения

Суммарное число циклов нагружения :

$$N_{\Sigma j} = 60 \cdot n_j \cdot c \cdot t_h$$

где  $c$  – число зацеплений за один оборот колеса,  $c = 1$ ;

$t_h$  – суммарное время работы передачи в часах

Суммарное время работы передачи в часах:

$$t_h = 365 \cdot L \cdot 24 \cdot K_r \cdot K_c \cdot ПВ = 365 \cdot 4 \cdot 24 \cdot 0,5 \cdot 0,9 \cdot 0,45 = 7095,6 \text{ [ч]}$$

где  $L$  – срок службы передачи в годах,  $L = 4$  ;

$K_r$  – коэффициент использования передачи в течение года,  $K_r = 0,5$  ;

$K_c$  – коэффициент использования передачи в течение суток  $K_c = 0,9$ ;

ПВ – относительная продолжительность включения,  $ПВ = 45\% = 0,45$  ;

Определяем суммарное число циклов нагружения

$$N_{\Sigma 1} = 60 \cdot n_1 \cdot c \cdot t_h = 60 \cdot 801,10 \cdot 1 \cdot 7095,6 = 3,41 \cdot 10^8$$

$$N_{\Sigma 2} = 60 \cdot n_2 \cdot c \cdot t_h = 60 \cdot 200 \cdot 1 \cdot 7095,6 = 0,85 \cdot 10^8$$

Определяем эквивалентные числа циклов напряжений

$$N_{HE_1} = \mu_h \cdot N_{\Sigma 1} = 0,5 \cdot 3,41 \cdot 10^8 = 170,50 \cdot 10^6$$

$$N_{HE_2} = \mu_h \cdot N_{\Sigma 2} = 0,5 \cdot 0,85 \cdot 10^8 = 42,50 \cdot 10^6$$

Определяем коэффициенты долговечности :

Поскольку  $N_{HE_1} > N_{H0_1}$  ( $170,50 \cdot 10^6 > 23,5 \cdot 10^6$ ), примем  $K_{HL_1} = 1$

Поскольку  $N_{HE_2} > N_{H0_2}$  ( $42,50 \cdot 10^6 > 16,80 \cdot 10^6$ ), примем  $K_{HL_2} = 1$

Определяем допускаемые контактные напряжения:

$$\sigma_{HP_1} = \frac{\sigma_{Hlim_1} \cdot K_{HL_1}}{S_{H_1}} = \frac{641 \cdot 1}{1,1} = 582,73 \text{ [МПа]}$$

$$\sigma_{HP_2} = \frac{\sigma_{Hlim_2} \cdot K_{HL_2}}{S_{H_2}} = \frac{567 \cdot 1}{1,1} = 515,45 \text{ [МПа]}$$

Таким образом, допускаемые контактные напряжения для прямозубой передачи

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HP_{min}} = 515,45 \text{ [МПа]}$$



### 2.2.2 Допускаемые напряжения изгиба

$$\sigma_{FPj} = \frac{\sigma_{F_{limj}} \cdot K_{FLj} \cdot K_{FCj}}{S_{Fj}}$$

где  $\sigma_{F_{limj}}$  – предел изгибной выносливости зубьев;

$K_{FLj}$  – коэффициент долговечности,

$K_{FCj}$  – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего

приложения нагрузки,  $K_{FC_1} = K_{FC_2} = 0,65$  (привод реверсивный)

$S_{Fj}$  – коэффициент безопасности,  $S_{F_1} = S_{F_2} = 1,7$  ;

Определяем предел изгибной выносливости зубьев:

$$\sigma_{F_{lim1}} = 1,75 \cdot HB_1 = 1,75 \cdot 285,5 = 499,63 \text{ [МПа]}$$

$$\sigma_{F_{lim2}} = 1,75 \cdot HB_2 = 1,75 \cdot 248,5 = 434,88 \text{ [МПа]}$$

Коэффициент долговечности

$$K_{FLj} = \sqrt[q_j]{\frac{N_{F0}}{N_{FEj}}} \geq 1$$

где  $q_j$  – показатель степени кривой усталости,  $q_1 = 6$ ,  $q_2 = 6$ ;

$N_{F0}$  – базовое число циклов при изгибе,  $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ ;

$N_{FEj}$  – эквивалентное число циклов напряжений при изгибе

Определяем эквивалентное число циклов напряжений при изгибе:

$$N_{FEj} = \mu_{Fj} \cdot N_{\Sigma j}$$

где  $\mu_{Fj}$  – коэффициент эквивалентности

Для тяжёлого режима работы  $\mu_{F_1} = 0,3$ ,  $\mu_{F_2} = 0,3$

$$N_{FE_1} = \mu_{F_1} \cdot N_{\Sigma 1} = 0,3 \cdot 3,41 \cdot 10^8 = 102,3 \cdot 10^6$$

$$N_{FE_2} = \mu_{F_2} \cdot N_{\Sigma 2} = 0,3 \cdot 0,85 \cdot 10^8 = 25,5 \cdot 10^6$$

Определяем коэффициенты долговечности:

Поскольку  $N_{FE_1} > N_{F0}$  ( $102,3 \cdot 10^6 > 4 \cdot 10^6$ ), примем  $K_{FL_1} = 1$

Поскольку  $N_{FE_2} > N_{F0}$  ( $25,5 \cdot 10^6 > 4 \cdot 10^6$ ), примем  $K_{FL_2} = 1$

Определяем допускаемые напряжения изгиба:

$$\sigma_{FP_1} = \frac{\sigma_{F_{lim1}} \cdot K_{FL1} \cdot K_{FC1}}{S_{F1}} = \frac{499,63 \cdot 1 \cdot 0,65}{1,7} = 191,04 \text{ [МПа]}$$

$$\sigma_{FP_2} = \frac{\sigma_{F_{lim2}} \cdot K_{FL2} \cdot K_{FC2}}{S_{F2}} = \frac{434,88 \cdot 1 \cdot 0,65}{1,7} = 166,28 \text{ [МПа]}$$

## 2.3 Проектный расчёт передачи

### 2.3.1 Межосевое расстояние

$$a_w = K_a \cdot (u_{з.п.} + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\psi_{ba} \cdot u_{з.п.} \cdot \sigma_{HP}^2}}$$

$$= 450 \cdot (4 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,2 \cdot 99,54}{0,315 \cdot 4 \cdot 515,45^2}} = 159,59 \text{ [мм]}$$

где  $K_a = 450$  для прямозубых передач

$K_H$  – коэффициент контактной нагрузки,  $K_H = 1,2$

$\psi_{ba}$  – коэффициент ширины зубчатого венца,  $\psi_{ba} = 0,315$

$a_w = 160$  [мм] – ближайшее большее стандартное значение.

### 2.3.2 Модуль, суммарное число зубьев

Рекомендуемый диапазон для выбора модуля

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 160 = 1,6 \dots 3,2 \text{ [мм]}$$

Выбираем стандартный нормальный модуль  $m = 2,5$  [мм]

Суммарное число зубьев передачи

$$Z_\Sigma = \frac{2 \cdot a_w}{m} = \frac{2 \cdot 160}{2,5} = 128$$

Число зубьев шестерни

$$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{u_{з.п.} + 1} = \frac{128}{4 + 1} = 26$$

Число зубьев колеса

$$Z_2 = Z_\Sigma - Z_1 = 128 - 26 = 102$$

Фактическое передаточное число

$$u_{\phi.} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{102}{26} = 3,92$$

При  $u_{з.п.} \leq 4,5$  отличие фактического передаточного числа от номинального должно быть не больше 2,5 %.

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

$$|\text{из.п.} - \text{уф.}| \quad |4 - 3,92|$$

$$\Delta u = 100 \cdot \frac{u_{\text{изп}} - u_{\text{уф}}}{u_{\text{изп}}} = 100 \cdot \frac{4 - 3,92}{4} = 2\% < 2,5\%$$

Поскольку  $Z_1 > 17$ , примем коэффициенты смещения  $x_1 = 0$ ,  $x_2 = 0$

### 2.3.3 Геометрические размеры колёс

Ширину зубчатого венца колеса определим по формуле

$$b_{w2} = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,315 \cdot 160 = 50,4 \text{ [мм]}$$

Округлим  $b_{w2}$  до ближайшего числа из ряда нормальных линейных размеров

$$b_{w2} = 50 \text{ [мм]}$$

Ширину зубчатого венца шестерни  $b_{w1}$  принимают на 2...5 мм больше, чем  $b_{w2}$ .

$$\text{Примем } b_{w1} = 53 \text{ [мм]}$$

Диаметры окружностей зубчатых колёс:

Определяем делительные окружности

$$d_j = m \cdot Z_j$$

$$d_1 = m \cdot Z_1 = 2,5 \cdot 26 = 65 \text{ [мм]}$$

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 2,5 \cdot 102 = 255 \text{ [мм]}$$

Проверка:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{65 + 255}{2} = 160 \text{ [мм]}$$

Окружности вершин зубьев

$$d_{aj} = d_j + 2 \cdot m_n \cdot (1 + x_j)$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n \cdot (1 + x_1) = 65 + 2 \cdot 2,5 \cdot (1 + 0) = 70 \text{ [мм]}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n \cdot (1 + x_2) = 255 + 2 \cdot 2,5 \cdot (1 + 0) = 260 \text{ [мм]}$$

Окружности впадин зубьев

$$d_{fj} = d_j - 2 \cdot m_n \cdot (1,25 - x_j)$$

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m_n \cdot (1,25 - x_1) = 65 - 2 \cdot 2,5 \cdot (1,25 - 0) = 58,75 \text{ [мм]}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m_n \cdot (1,25 - x_2) = 255 - 2 \cdot 2,5 \cdot (1,25 - 0) = 248,75 \text{ [мм]}$$

\_\_\_\_\_

### 2.3.4 Окружная скорость в зацеплении и степень точности передачи

Окружная скорость

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 65 \cdot 801,10}{60000} = 2,73 \text{ [м/с]}$$

Для полученной скорости назначим степень точности передачи ( по ГОСТ 1643-81)

$$n_{с.т.} = 8$$

## 2.4 Проверочный расчёт передачи

### 2.4.1 Проверка контактной прочности зубьев

Проверочный расчёт зубьев на контактную прочность выполняем по формуле

$$\sigma_H = \frac{Z}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{K \cdot T \cdot (u + 1)^3}{b_{w2} \cdot u_{\phi.}}} \leq \sigma_{HP}$$

где  $Z_{\sigma} = 9600$  для прямозубых передач

Коэффициент контактной нагрузки

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}$$

где  $K_{H\alpha}$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями

$K_{H\beta}$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине колеса

$K_{HV}$  – динамический коэффициент,  $K_{HV} = 1,14$

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями

$$K_{H\alpha} = 1 + A \cdot (n_{с.т.} - 5) \cdot K_W$$

где  $A = 0,06$  – для прямозубых передач;

$K_W$  – коэффициент, учитывающий приработку зубьев

При  $HB_2 \leq 350$  для определения  $K_W$  используем выражение

$$K_W = 0,002 \cdot HB_2 + 0,036 \cdot (V - 9) =$$

$$= 0,002 \cdot 248,5 + 0,036 \cdot (2,73 - 9) = 0,27$$

Тогда

$$K_{H\alpha} = 1 + A \cdot (n_{c.t.} - 5) \cdot K_W = 1 + 0,06 \cdot (8 - 5) \cdot 0,27 = 1,05$$

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине колеса

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1) \cdot K_W$$

где  $K_{H\beta}^0$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки в начальный период работы.

Для определения  $K_{H\beta}^0$  вычислим коэффициент ширины венца по диаметру

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} \cdot (u_{з.п.} + 1) = 0,5 \cdot 0,315 \cdot (4 + 1) = 0,79$$

По значению  $\psi_{bd}$  определим  $K_{H\beta}^0$

$$K_{H\beta}^0 = 1,03$$

Тогда

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1) \cdot K_W = 1 + (1,03 - 1) \cdot 0,27 = 1,01$$

Окончательно найдём коэффициент контактной нагрузки

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} = 1,05 \cdot 1,01 \cdot 1,14 = 1,21$$

Выполняем проверочный расчёт зубьев на контактную прочность

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{K_H T \cdot (u_{\phi} + 1)^3}{b_{w2} \cdot u_{\phi}}}$$

$$= \frac{9600}{160} \cdot \sqrt{\frac{1,21 \cdot 99,54 \cdot (3,92 + 1)^3}{50 \cdot 3,92}} = 513,29 \text{ [МПа]}$$

Поскольку  $\sigma_H < \sigma_{HP} (515,45 \text{ [МПа]})$ , выполним расчёт недогрузки по контактным напряжениям

$$\Delta\sigma_H = 100 \cdot \frac{\sigma_{HP} - \sigma_H}{\sigma_{HP}} = 100 \cdot \frac{515,45 - 513,29}{515,45} = 0,42 \% < 15 \%$$

## 2.4.2 Проверка изгибной прочности зубьев

Напряжения изгиба в зубе шестерни

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot \frac{2000 \cdot T_1 \cdot K_F}{b_{w1} \cdot d_1 \cdot m}$$

где  $Y_{F1}$  – коэффициент формы зуба шестерни

$K_F$  – коэффициент нагрузки при изгибе

Напряжение изгиба в зубьях колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \cdot \sigma_{E1} \cdot \frac{b_{w1}}{b_{w2}}$$

где  $Y_{F2}$  – коэффициент формы зуба колеса

Коэффициент формы зуба при  $x_j = 0$

$$Y_{Fj} = 3,47 + \frac{13,2}{Z_j}$$

Определяем коэффициент формы зуба

$$Y_{F1} = 3,47 + \frac{13,2}{Z_1} = 3,47 + \frac{13,2}{26} = 3,98$$
$$Y_{F2} = 3,47 + \frac{13,2}{Z_2} = 3,47 + \frac{13,2}{102} = 3,60$$

Коэффициент нагрузки при изгибе

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}$$

Коэффициенты, входящие в эту формулу, имеют тот же физический смысл, что и коэффициенты в формуле для  $K_H$ . Для определения коэффициентов, входящих в эту формулу, используем следующие зависимости:

$K_{F\alpha} = 1$  для прямозубых передач

$$K_{F\beta} = 0,18 + 0,82 \cdot K_{H\beta}^0 = 0,18 + 0,82 \cdot 1,03 = 1,02$$

$$K_{FV} = 1 + 1,5 \cdot (K_{HV} - 1) \text{ при } HB_2 < 350$$

В результате получим

$$K_{FV} = 1 + 1,5 \cdot (K_{HV} - 1) = 1 + 1,5 \cdot (1,14 - 1) = 1,21$$



\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

Определяем коэффициент нагрузки при изгибе

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} = 1 \cdot 1,02 \cdot 1,21 = 1,23$$

Тогда

$$\begin{aligned}\sigma_{F_1} &= Y_{F_1} \cdot \frac{2000 \cdot T_1 \cdot K_F}{b_{w1} \cdot d_1 \cdot m} = \\ &= 3,98 \cdot \frac{2000 \cdot 99,54 \cdot 1,23}{53 \cdot 65 \cdot 2,5} = 113,16 \text{ [МПа]}\end{aligned}$$

$$\sigma_{F_1} < \sigma_{FP_1} (113,16 \text{ [МПа]} < 191,04 \text{ [МПа]})$$

Напряжение изгиба в зубьях колеса

$$\begin{aligned}\sigma_{F_2} &= \sigma_{F_1} \cdot \frac{b_{w1} \cdot Y_{F2}}{b_{w2} \cdot Y_{F1}} = \\ &= \frac{113,16 \cdot 53 \cdot 3,60}{50 \cdot 3,98} = 108,5 \text{ [МПа]} < \sigma_{FP_2} (166,28 \text{ [МПа]})\end{aligned}$$

## 2.5 Силы в зацеплении

Окружная сила

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 99,54}{65} = 3062,77[\text{H}] = 3,06 [\text{кН}]$$

Распорная сила

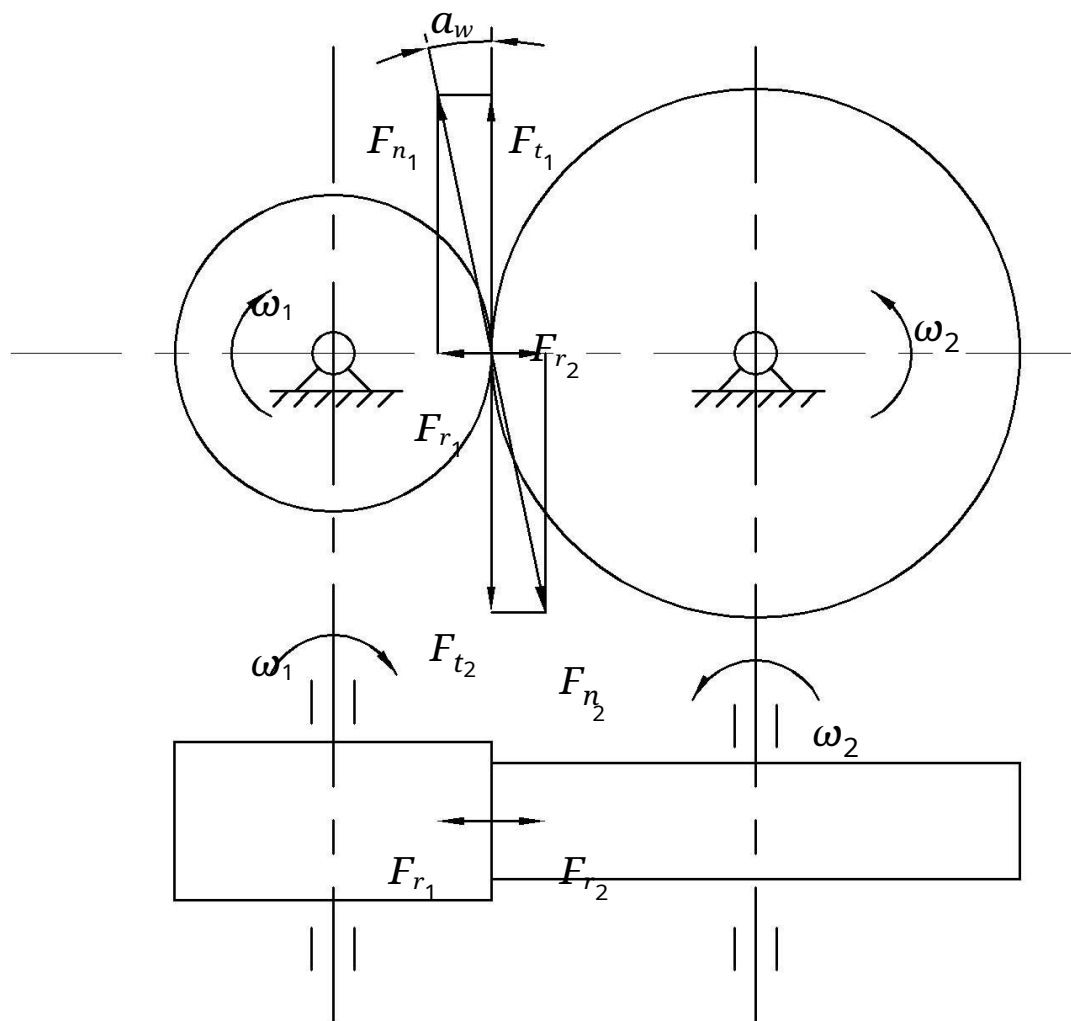
$$F_r = F_t \cdot \tan a_w = 3062,77 \cdot \tan 20^\circ = 1114,76[\text{H}] = 1,11 [\text{кН}]$$

где  $a_w$  – угол зацепления,  $a_w = 20^\circ$

Полное усилие

$$F_n = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \sqrt{3,06^2 + 1,11^2} = 3,26 [\text{кН}]$$

Схема направления усилий



### 3. Расчёт валов, подбор подшипников

#### 3.1 Проектный расчёт ведущего вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3}{0,2[r]}}$$

где  $[r] = 12 \dots 25$  [МПа], принимаем  $[r] = 15$  [МПа]

Тогда диаметр первого участка вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3}{0,2[r]}} = \sqrt[3]{\frac{99,54 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 32,13 \text{ [мм]}$$

Полученный размер округлили до 32 [мм] из ряда нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636 – 69. Остальные полученные значения диаметров также округляем в соответствии с ГОСТ 6636 – 69.

$$d_2 = d_1 + 3 = 32 + 3 = 35 \text{ [мм]}$$

$$d_3 = d_7 = d_2 + 5 = 35 + 5 = 40 \text{ [мм]}$$

Предварительно выбираем подшипник 308 шариковый радиальный однорядный

Геометрические характеристики подшипника

$$d = 40 \text{ [мм]}, \quad D = 90 \text{ [мм]}, \quad B = 23 \text{ [мм]}, \quad d_{\text{зп}} = 50 \text{ [мм]}$$

Участки 4-й и 6-й являются буртиками, предназначенными для осевой фиксации подшипников. Диаметр этих участков равен диаметру заплечиков для подшипников

$$d_4 = d_6 = d_{\text{зп}} = 50 \text{ [мм]}$$

Длина первого участка вала

$$l_1 = d_1 \cdot 1,5 = 32 \cdot 1,5 = 48 \text{ [мм]}$$

Полученный размер округлили до 50 [мм] из ряда нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636 – 69.

#### 3.2 Проектный расчёт ведомого вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2[r]}} = \sqrt[3]{\frac{382 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 50,31 \approx 50 \text{ [мм]}$$

$$d_2 = d_1 + 5 = 50 + 5 = 55 \text{ [мм]}$$

$$d_3 = d_7 = d_2 + 5 = 55 + 5 = 60 \text{ [мм]}$$

Предварительно выбираем подшипник 212 шариковый радиальный однорядный

Геометрические характеристики подшипника

$$d = 60 \text{ [мм]}, \quad D = 110 \text{ [мм]}, \quad B = 22 \text{ [мм]}, \quad d_{\text{зп}} = 70 \text{ [мм]}$$

$$d_4 = d_3 + 5 = 60 + 5 = 65 \text{ [мм]}$$

$$d_5 = d_4 + 15 = 65 + 15 = 80 \text{ [мм]}$$

$$d_6 = d_{\text{зп}} = 70 \text{ [мм]}$$

Длина первого участка вала

$$l_1 = d_1 \cdot 1,5 = 50 \cdot 1,5 = 75 \text{ [мм]}$$

Полученный размер округлили до 75 [мм] из ряда нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636 – 69.

#### 4. Подбор и расчёт шпонок

Произведём расчёт шпонки для 4-го участка ведомого вала.

Расчёт призматической шпонки выполняется как проверочный на смятие по формуле

$$\sigma^{\text{см}} = \frac{2000 \cdot T}{d \cdot (h - t_1) \cdot l_p} \leq [\sigma^{\text{см}}]$$

где  $T$  – крутящий момент на участке вала со шпоночным пазом, [Н·м]

$d$  – диаметр вала,  $d = 65$  [мм]

$h$  – высота шпонки,  $h = 11$  [мм]

$t_1$  – глубина паза на валу,  $t_1 = 7$  [мм]

$l_p$  – рабочая длина шпонки

Для шпонок со скругленными торцами

$$l_p = l - b$$

где  $l$  – длина шпонки,  $l = 50$  [мм]

$b$  – ширина шпонки,  $b = 18$  [мм]

Определяем рабочую длину шпонки

$$l_p = l - b = 50 - 18 = 32 \text{ [мм]}$$

Выполняем расчёт призматической шпонки как проверочный на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot T_2}{d \cdot (h - t_l) \cdot l_p} = \frac{2000 \cdot 382}{65 \cdot (11 - 7) \cdot 32} = 91,83 \text{ [МПа]}$$

Для стальных ступиц при реверсивном приводе  $[\sigma_{\text{см}}] = 120 \text{ [МПа]}$

$$\sigma_{\text{см}} < [\sigma_{\text{см}}]$$

Произведём расчёт шпонки для 1-го участка ведомого вала.

Определяем рабочую длину шпонки

$$l_p = l - b = 56 - 14 = 42 \text{ [мм]}$$

Выполняем расчёт призматической шпонки как проверочный на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot T_2}{d \cdot (h - t_l) \cdot l_p} = \frac{2000 \cdot 382}{50 \cdot (9 - 5,5) \cdot 42} = 103,95 \text{ [МПа]}$$

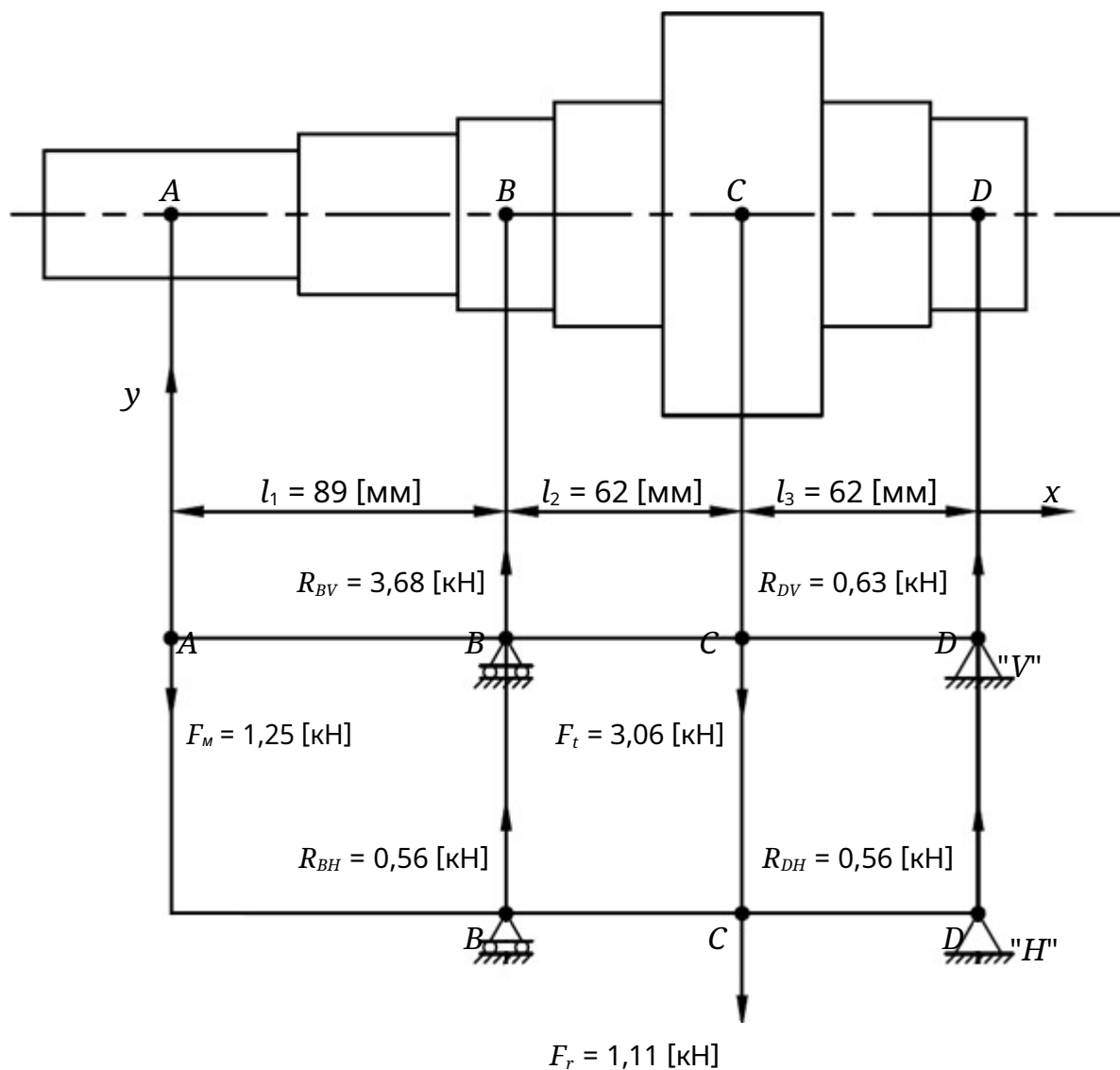
Для стальных ступиц при реверсивном приводе  $[\sigma_{\text{см}}] = 120 \text{ [МПа]}$

$$\sigma_{\text{см}} < [\sigma_{\text{см}}]$$

## 5. Силы, действующие на валы

### 5.1 Ведущий вал

Расчётная схема



Определяем силу муфты —

$$F_M = 125 \cdot \sqrt{T_1} = 125 \cdot \sqrt{99,54} = 1247,12 [\text{Н}] \approx 1,25 [\text{кН}]$$

Определяем силы, действующие в вертикальной плоскости "V"

$$\sum m_B(\vec{F}_k) = 0;$$

$$F_M \cdot l_1 - F_t \cdot l_2 + R_{DV} \cdot (l_2 + l_3) = 0;$$

$$R_{DV} = \frac{F_t \cdot l_2 - F_M \cdot l_1}{(l_2 + l_3)} = \frac{3,06 \cdot 62 - 1,25 \cdot 89}{(62 + 62)} = 0,63 [\text{кН}]$$

$$\sum m_D(\vec{F}_k) = 0 ;$$

$$F_M \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - R_{BV} \cdot (l_2 + l_3) + F_t \cdot l_3 = 0 ;$$

$$R^{BV} = \frac{F_M \cdot (l_1 + l_2 + l_3) + F_t \cdot l_3}{(l_2 + l_3)} = \frac{1,25 \cdot (89 + 62 + 62) + 3,06 \cdot 62}{(62 + 62)} = 3,68 \text{ [кН]}$$

Проверка

$$\sum F_y = 0 ;$$

$$-F_M + R_{BV} - F_t + R_{DV} = -1,25 + 3,68 - 3,06 + 0,63 = 0$$

Определяем силы, действующие в горизонтальной плоскости "H"

$$\sum m_B(\vec{F}_k) = 0 ;$$

$$-F_r \cdot l_2 + R_{DH} \cdot (l_2 + l_3) = 0 ;$$

$$R_{DH} = \frac{-F_r \cdot l_2}{(l_2 + l_3)} = \frac{1,11 \cdot 62}{(62 + 62)} = 0,56 \text{ [кН]}$$

$$\sum m_D(\vec{F}_k) = 0 ;$$

$$F_r \cdot l_3 - R_{BH} \cdot (l_2 + l_3) = 0 ;$$

$$R_{BH} = \frac{F_r \cdot l_3}{(l_2 + l_3)} = \frac{1,11 \cdot 62}{(62 + 62)} = 0,56 \text{ [кН]}$$

Проверка

$$\sum F_y = 0 ;$$

$$R_{BH} - F_r + R_{DH} = 0,56 - 1,11 + 0,56 \cong 0$$

Определяем суммарные опорные реакции

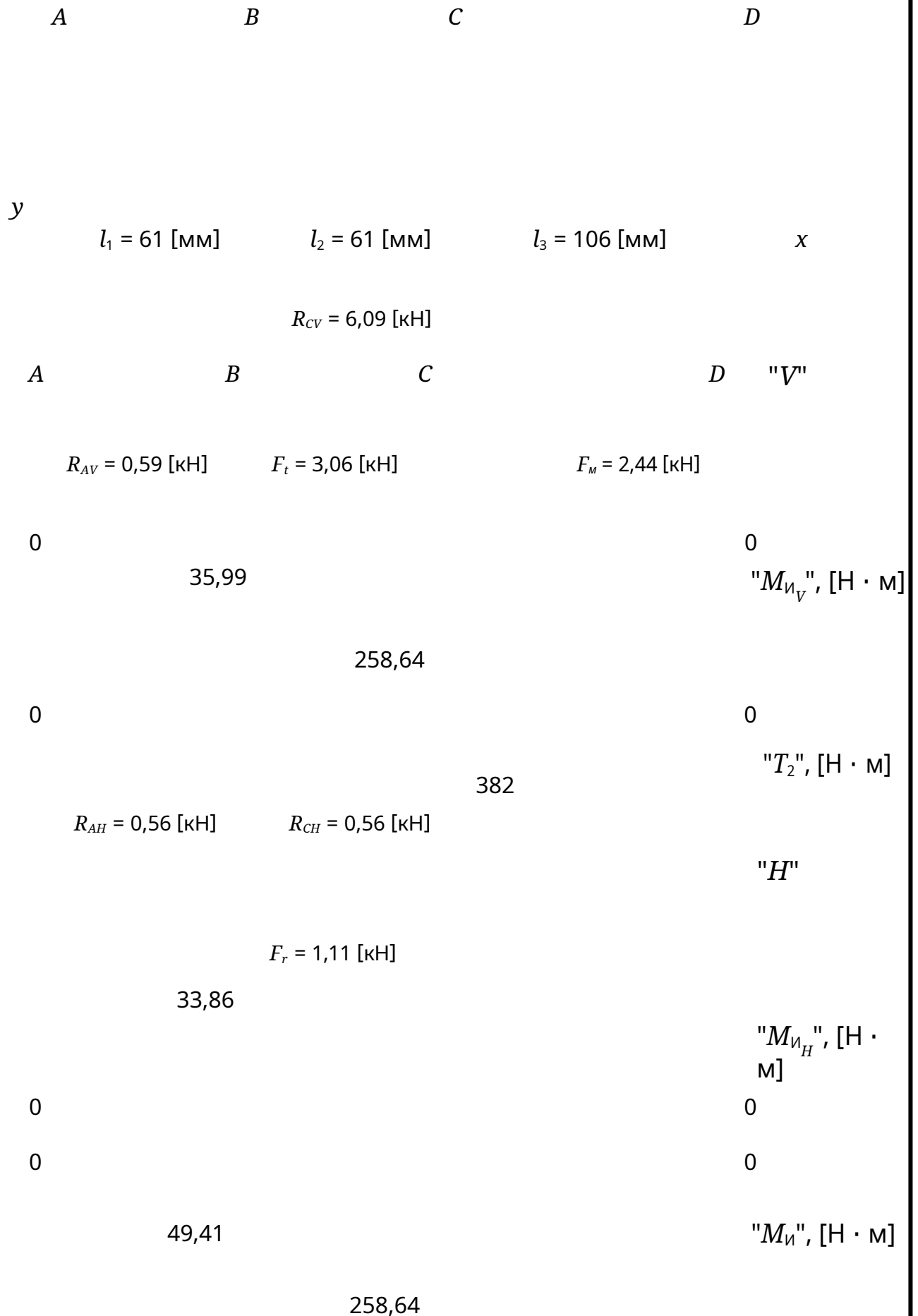
$$R_B = \sqrt{R_{BH}^2 + R_{BV}^2} = \sqrt{0,56^2 + 3,68^2} = 3,72 \text{ [кН]}$$

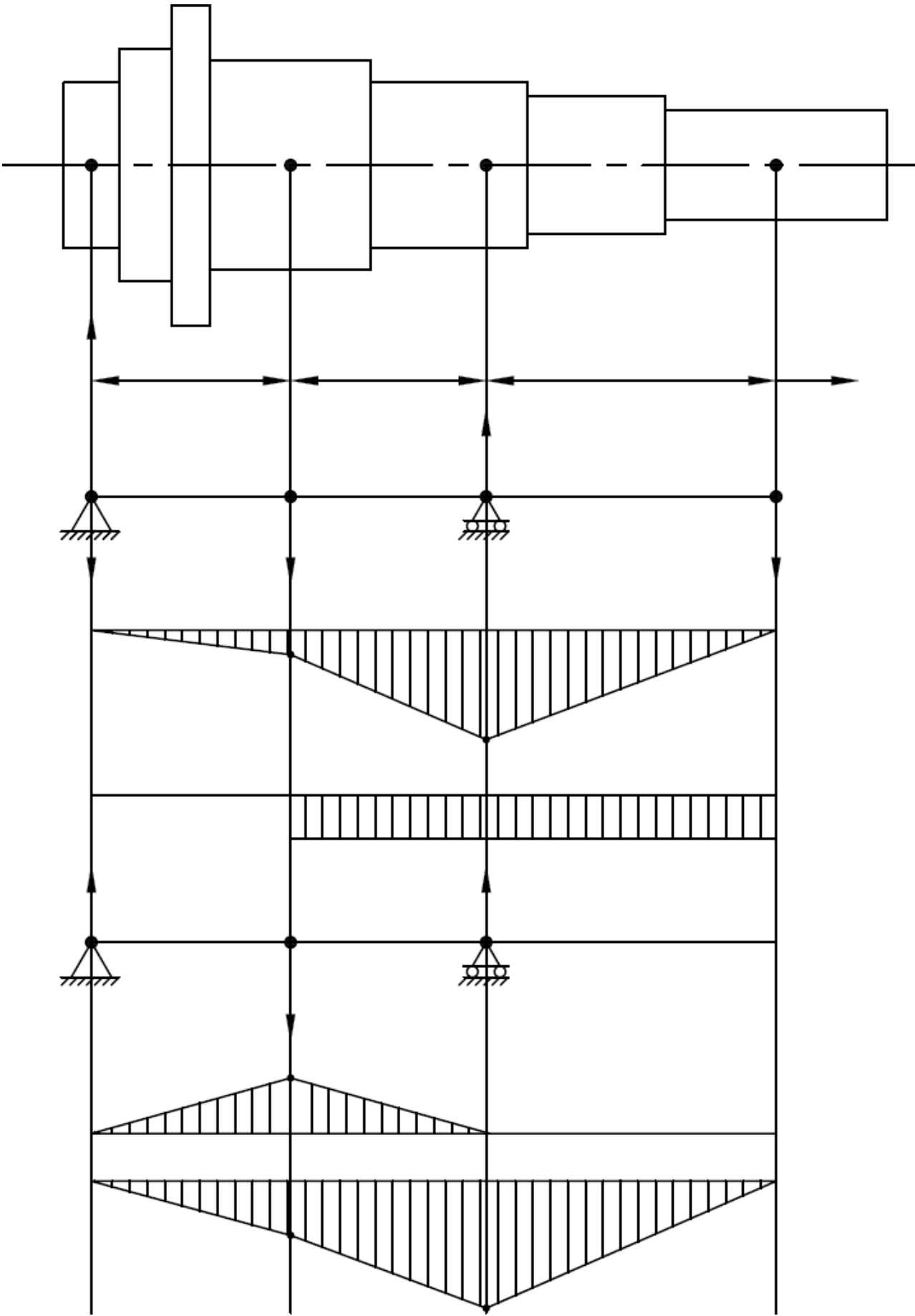
$$R_D = \sqrt{R_{DH}^2 + R_{DV}^2} = \sqrt{0,56^2 + 0,63^2} = 0,84 \text{ [кН]}$$



## 5.2 Ведомый вал

### Расчётная схема





Определяем силу муфты

$$F_M = 125 \cdot \sqrt{T_2} = 125 \cdot \sqrt{382} = 2443,10 \text{ [Н]} \approx 2,44 \text{ [кН]}$$

Определяем силы, действующие в вертикальной плоскости "V"

$$\sum m_A(\vec{F}_k) = 0;$$

$$-F_t \cdot l_1 + R_{CV} \cdot (l_1 + l_2) - F_M \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0;$$

$$R^{CV} = \frac{F_t \cdot l_1 + F_M \cdot (l_1 + l_2 + l_3)}{(l_1 + l_2)} = \frac{3,06 \cdot 61 + 2,44 \cdot (61 + 61 + 106)}{(61 + 61)} = 6,09 \text{ [кН]}$$

$$\sum m_C(\vec{F}_k) = 0;$$

$$R_{AV} \cdot (l_1 + l_2) + F_t \cdot l_2 - F_M \cdot l_3 = 0;$$

$$R^{AV} = \frac{F_M \cdot l_3 - F_t \cdot l_2}{(l_1 + l_2)} = \frac{2,44 \cdot 106 - 3,06 \cdot 61}{(61 + 61)} = 0,59 \text{ [кН]}$$

Проверка

$$\sum F_y = 0;$$

$$-R_{AV} - F_t + R_{CV} - F_M = -0,59 - 3,06 + 6,09 - 2,44 = 0$$

Определяем силы, действующие в горизонтальной плоскости "H"

$$\sum m_A(\vec{F}_k) = 0;$$

$$\frac{-F_r \cdot l_1 + R_{CH} \cdot (l_1 + l_2)}{F_r \cdot l_1} = 0;$$

$$R_{CH} = \frac{F_r \cdot l_1}{(l_1 + l_2)} = \frac{1,11 \cdot 61}{(61 + 61)} = 0,56 \text{ [кН]}$$

$$\sum m_C(\vec{F}_k) = 0;$$

$$\frac{-F_r \cdot l_2 - R_{AH} \cdot (l_1 + l_2)}{F_r \cdot l_2} = 0;$$

$$R_{AH} = \frac{F_r \cdot l_2}{(l_1 + l_2)} = \frac{1,11 \cdot 61}{(61 + 61)} = 0,56 \text{ [кН]}$$

Проверка

$$\sum F_y = 0;$$

$$R_{AH} - F_r + R_{CH} = 0,56 - 1,11 + 0,56 \approx 0$$

Определяем суммарные опорные реакции

$$R_A = \sqrt{R_{AV}^2 + R_{AH}^2} = \sqrt{0,59^2 + 0,56^2} = 0,81 \text{ [кН]}$$

$$R_C = \sqrt{R_{CV}^2 + R_{CH}^2} = \sqrt{6,09^2 + 0,56^2} = 6,12 \text{ [кН]}$$

Определяем изгибающие моменты в вертикальной плоскости "V" для построения эпюры

В точке B

$$M_{B_V} = -R_{AV} \cdot l_1 = -0,59 \cdot 61 = -35,99 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

В точке C

$$\begin{aligned} M_{C_V} &= -R_{AV} \cdot (l_1 + l_2) - F_t \cdot l_2 = -0,59 \cdot (61 + 61) - 3,06 \cdot 61 = \\ &= -258,64 \text{ [Н} \cdot \text{м]} \end{aligned}$$

Определяем изгибающие моменты в горизонтальной плоскости "H" для построения эпюры

В точке B

$$M_{B_H} = R_{AH} \cdot l_1 = 0,56 \cdot 61 = 33,86 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Определяем суммарные изгибающие моменты

В точке B

$$M_B = \sqrt{M_{B_V}^2 + M_{B_H}^2} = \sqrt{(-35,99)^2 + 33,86^2} = 49,41 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

В точке C

$$M_C = \sqrt{M_{C_V}^2 + M_{C_H}^2} = \sqrt{(-258,64)^2 + 0^2} = 258,64 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

## 6. Расчёт ведомого вала на статическую прочность

Расчёт производим для двух опасных сечений, а именно для сечения *C* и *B*.

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{10^3 \cdot \sqrt{M_{\text{и}}^2 + 0,75 \cdot T_2^2}}{W_x} \leq [\sigma]$$

где  $\sigma_{\text{экв}}$  – эквивалентное напряжение

$M_{\text{и}}$  – суммарный изгибающий момент в сечении

$W_x$  – момент сопротивления сечения при изгибе

$[\sigma]$  – допускаемое напряжение

Для сечения *C*

Определяем момент сопротивления сечения при изгибе

$$W_x = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 60^3}{32} = 21195,00 \text{ [мм}^3\text{]}$$

где  $d$  – диаметр сечения участка вала,  $d = 60$  [мм]

Определяем эквивалентные напряжения

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{экв}} &= \frac{10^3 \cdot \sqrt{M_c^2 + 0,75 \cdot T_2^2}}{W_x} = \\ &= \frac{10^3 \cdot \sqrt{258,64^2 + 0,75 \cdot 382^2}}{21195,00} = 19,81 \text{ [МПа]} \end{aligned}$$

Определяем коэффициент запаса прочности

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{экв}}}$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести материала вала. Для стали 45  $\sigma_T = 540$  [МПа]

Таким образом

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{экв}}} = \frac{540}{19,81} = 27,26 \geq 2$$

Коэффициент статической прочности вала в сечении *C* больше коэффициента усталостной прочности *S*, так как при расчёте вала на статическую прочность не учитывается ряд параметров (коэффициенты концентрации напряжений, влияние размера поперечного сечения, коэффициент влияния шероховатости, напряжение изгиба, средние нормальные напряжения, касательные напряжения и т.д.), которые присутствуют при расчёте на усталостную прочность. В свою очередь расчёт на усталостную прочность позволяет определить более точно коэффициент запаса прочности.

Для сечения *B*

Определяем момент сопротивления сечения при изгибе

Для сечения с одним шпоночным пазом

$$W_x = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)2}{2 \cdot d}$$

где *d* – диаметр сечения участка вала, *d* = 65 [мм]

*b* – ширина шпоночного паза, *b* = 18 [мм]

*t*<sub>1</sub> – глубина шпоночного паза на валу, *t*<sub>1</sub> = 7 [мм]

Тогда

$$W_x = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)2}{2 \cdot d} = \frac{3,14 \cdot 65^3}{32} - \frac{18 \cdot 7 \cdot (65 - 7)2}{2 \cdot 65} =$$
$$= 23687,09 \text{ [мм}^3\text{]}$$

Определяем эквивалентные напряжения

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{10^3 \cdot \sqrt{M_B^2 + 0,75 \cdot T_2^2}}{W_x} =$$
$$\frac{10^3 \cdot \sqrt{49,41^2 + 0,75 \cdot 382^2}}{23687,09} = 14,12 \text{ [МПа]}$$

Определяем коэффициент запаса прочности

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{экв}}} = \frac{540}{14,12} = 38,24 \geq 2$$

Коэффициент статической прочности вала в сечении *B* больше коэффициента усталостной прочности *S*, так как при расчёте вала на статическую прочность не учитывается ряд параметров (коэффициенты концентрации напряжений, влияние размера поперечного сечения, коэффициент влияния шероховатости, напряжение изгиба, средние нормальные напряжения, касательные напряжения и т.д.), которые присутствуют при расчёте на усталостную прочность. В свою очередь расчёт на усталостную прочность позволяет определить более точно коэффициент запаса прочности.

## 7. Расчёт ведомого вала на усталостную прочность

Расчёт производим для двух опасных сечений, а именно для сечения *C* и *B*.

Производим расчёт для сечения *C*

Определяем полярный момент сопротивления

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 60^3}{16} = 42390,00 \text{ [мм}^3\text{]}$$

Определение напряжений

Напряжения изгиба меняются по симметричному циклу с амплитудой

$$\sigma_a = \frac{10^3 \cdot M_{И}}{W_x} = \frac{10^3 \cdot 258,64}{21195,00} = 12,20 \text{ [МПа]}$$

Средние нормальные напряжения

$$\sigma_m = 0, \text{ поскольку нет осевой силы}$$

Касательные напряжения меняются по отнулевому циклу

$$r_a = r_m = \frac{10^3 \cdot T_2}{2 \cdot W_p} = \frac{10^3 \cdot 382}{2 \cdot 42390,00} = 4,51 \text{ [МПа]}$$

Определяем предел выносливости при симметричном цикле изгиба

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_b$$

где  $\sigma_b$  – предел прочности.

Для стали 45, термообработка – улучшение,  $\sigma_b = 780$  [МПа]

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_b = 0,43 \cdot 780 = 335,40 \text{ [МПа]}$$

Определяем предел выносливости при симметричном цикле кручения

$$r_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 335,40 = 194,53 \text{ [МПа]}$$

Определяем эффективные коэффициенты концентрации напряжений и коэффициенты влияния размера поперечного сечения.

Для посадки с натягом

$$\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 4,19$$

Значение  $\frac{K_r}{s_r}$  вычислим по формуле

$$\frac{K_c}{\varepsilon_c} = 0,6 \cdot \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + 0,4 = 0,6 \cdot 4,19 + 0,4 = 2,91$$

Находим коэффициент влияния шероховатости поверхности. Примем, что поверхность вала под подшипник получена чистовым шлифованием с параметром шероховатости  $R_a = 0,8$  [мкм]. По величине  $R_a$  определяем коэффициент влияния шероховатости поверхности  $K_F = 1,2$ .

Определяем коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла

$$\psi_\sigma = 0,02 \cdot (1 + 0,01 \cdot \sigma_b) = 0,02 \cdot (1 + 0,01 \cdot 780) = 0,18$$

$$\psi_c = 0,5 \cdot \psi_\sigma = 0,5 \cdot 0,18 = 0,09$$

Находим коэффициент влияния упрочнения

Примем, что на участке вала с опасным сечением упрочнение отсутствует.

Тогда коэффициент влияния упрочнения  $K_V = 1$ .

Определяем коэффициенты перехода от пределов выносливости образца к пределам выносливости детали

$$K_{\sigma D} = \frac{\left(\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + K_F - 1\right)}{K_V} = \frac{(4,19 + 1,2 - 1)}{1} = 4,39$$

$$K_{cD} = \frac{\left(\frac{K_c}{\varepsilon_c} + K_F - 1\right)}{K_V} = \frac{(2,91 + 1,2 - 1)}{1} = 3,11$$

Находим коэффициенты запаса прочности

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{335,40}{4,39 \cdot 12,20 + 0,18 \cdot 0} = 6,26$$

где  $S_\sigma$  – коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

Определяем коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$S_c = \frac{r_{-1}}{K_{cD} \cdot r_a + \psi_c \cdot r_m} = \frac{194,53}{3,11 \cdot 4,51 + 0,09 \cdot 4,51} = 13,48$$

Общий коэффициент запаса прочности

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_c}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_c^2}} = \frac{6,26 \cdot 13,48}{\sqrt{6,26^2 + 13,48^2}} = 5,68 \geq [S] = 2$$

Усталостная прочность вала в сечении C обеспечена.



Производим расчёт для сечения  $B$

Определяем полярный момент сопротивления

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d} = \frac{3,14 \cdot 65^3}{16} - \frac{18 \cdot 7 \cdot (65 - 7)^2}{2 \cdot 65} = 50634,66 \text{ [мм}^3\text{]}$$

Определение напряжений

Напряжения изгиба меняются по симметричному циклу с амплитудой

$$\sigma_a = \frac{10^3 \cdot M_{и}}{W_x} = \frac{10^3 \cdot 49,41}{23687,09} = 2,09 \text{ [МПа]}$$

Средние нормальные напряжения

$$\sigma_m = 0, \text{ поскольку нет осевой силы}$$

Касательные напряжения меняются по отнулевому циклу

$$r_a = r_m = \frac{10^3 \cdot T_2}{2 \cdot W_p} = \frac{10^3 \cdot 382}{2 \cdot 50634,66} = 3,77 \text{ [МПа]}$$

Определяем для шпоночного паза эффективные коэффициенты

концентрации напряжений и коэффициенты влияния размера поперечного сечения.

В опасном сечении имеется два концентратора напряжений: посадка с натягом и шпоночный паз.

Для посадки с натягом

$$\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 4,26$$

$$\frac{K_c}{\varepsilon_c} = 0,6 \cdot \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + 0,4 = 0,6 \cdot 4,26 + 0,4 = 2,96$$

Для шпоночного паза эффективные коэффициенты концентрации напряжений

$$K_\sigma = 2,08$$

$$K_c = 1,84$$

Вычислим коэффициенты влияния размера поперечного сечения

$$\varepsilon^\sigma = \frac{1,68}{d^{0,19}} = \frac{1,68}{65^{0,19}} = 0,76 \quad \varepsilon^\varepsilon = \frac{1,63}{d^{0,22}} = \frac{1,63}{65^{0,22}} = 0,65$$

Для шпоночного паза

$$\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} = \frac{2,08}{0,76} = 2,74 \quad \frac{K_c}{\varepsilon_c} = \frac{1,84}{0,65} = 2,83$$

Из двух полученных значений  $\frac{K_{\sigma}}{s_{\sigma}}$  и  $\frac{K_c}{s_r}$  для дальнейшего расчёта выбираем

наибольшие значения

$$\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} = 4,26 \quad \frac{K_c}{\varepsilon_c} = 2,96$$

Коэффициент влияния шероховатости поверхности.

Примем, что поверхность вала под зубчатое колесо получена чистовым обтачиванием с  $R_a = 1,6$  [мкм]. По величине  $R_a$  определяем  $K_F = 1,33$ .

Находим коэффициент влияния упрочнения

Примем, что на участке вала с опасным сечением упрочнение отсутствует.

Тогда коэффициент влияния упрочнения  $K_V = 1$ .

Определяем коэффициенты перехода от пределов выносливости образца к пределам выносливости детали

$$K_{\sigma D} = \frac{\left(\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + K_F - 1\right)}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}}} = \frac{(4,26 + 1,33 - 1)}{4,26} = 1,33$$
$$K_{cD} = \frac{\left(\frac{K_c}{\varepsilon_c} + K_V + K_F - 1\right)}{\frac{K_c}{\varepsilon_c}} = \frac{(2,96 + 1,33 - 1)}{2,96} = 1,33$$

Находим коэффициенты запаса прочности

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{335,40}{4,59 \cdot 2,09 + 0,18 \cdot 0} = 34,96$$

Определяем коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$S_c = \frac{r_{-1}}{K_{cD} \cdot r_a + \psi_c \cdot r_m} = \frac{194,53}{3,29 \cdot 3,77 + 0,09 \cdot 3,77} = 15,27$$

Общий коэффициент запаса прочности

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_c}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_c^2}} = \frac{34,96 \cdot 15,27}{\sqrt{34,96^2 + 15,27^2}} = 13,99 \geq [S] = 2$$

Усталостная прочность вала в сечении *B* обеспечена.

## 8. Расчёт подшипников на долговечность

### 8.1 Расчёт подшипников для ведущего вала

Предварительно был выбран подшипник 308.

Эквивалентная долговечность подшипника

$$L = \frac{L_h}{E \cdot \mu_h} > 12500 \text{ [ч]}$$

где  $L_h$  – долговечность подшипника при максимальной нагрузке

Долговечность подшипника при максимальной нагрузке

$$L_h = \frac{10^6 \cdot C^m}{60 \cdot n \cdot P}$$

где  $C$  – базовая динамическая грузоподъёмность,  $C = 41$  [кН]

$m = 3$  – для шарикоподшипников

$P$  – эквивалентная динамическая нагрузка

Эквивалентная динамическая нагрузка

$$P = K_6 \cdot K_T \cdot (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a)$$

где  $K_6$  – коэффициент безопасности,  $K_6 = 1,5$  – вид нагрузки: умеренные толчки, вибрации, кратковременные перегрузки до 150 % от номинальной нагрузки

$K_T$  – температурный коэффициент,  $K_T = 1$  при  $t < 105^\circ\text{C}$

$X$  – коэффициент радиальной нагрузки,  $X = 1$

$V$  – коэффициент вращения,  $V = 1$

$F_r$  – радиальная нагрузка, действующая на подшипник,

$Y$  – коэффициент осевой нагрузки,  $Y = 0$

$F_a$  – осевая нагрузка, действующая на подшипник,  $F_a = 0$  [кН]

Радиальная нагрузка  $F_r$  выбирается по наибольшей суммарной опорной реакции подшипников

$$R_{DV}$$

$$R_D$$

$$R_{BV}$$

$$R_B$$

$$R_{DH}$$

$$R_{BH}$$

Определяем суммарные опорные реакции

$$R_B = \sqrt{R_{BH}^2 + R_{BV}^2} = \sqrt{0,56^2 + 3,68^2} = 3,72 \text{ [кН]}$$

$$R_D = \sqrt{R_{DH}^2 + R_{DV}^2} = \sqrt{0,56^2 + 0,63^2} = 0,84 \text{ [кН]}$$

В результате принимаем  $F_r = 3,72 \text{ [кН]}$

Определяем эквивалентную динамическую нагрузку

$$P = K_6 \cdot K_T \cdot X \cdot V \cdot F_r =$$

$$= 1,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 3,72 = 5,58 \text{ [кН]}$$

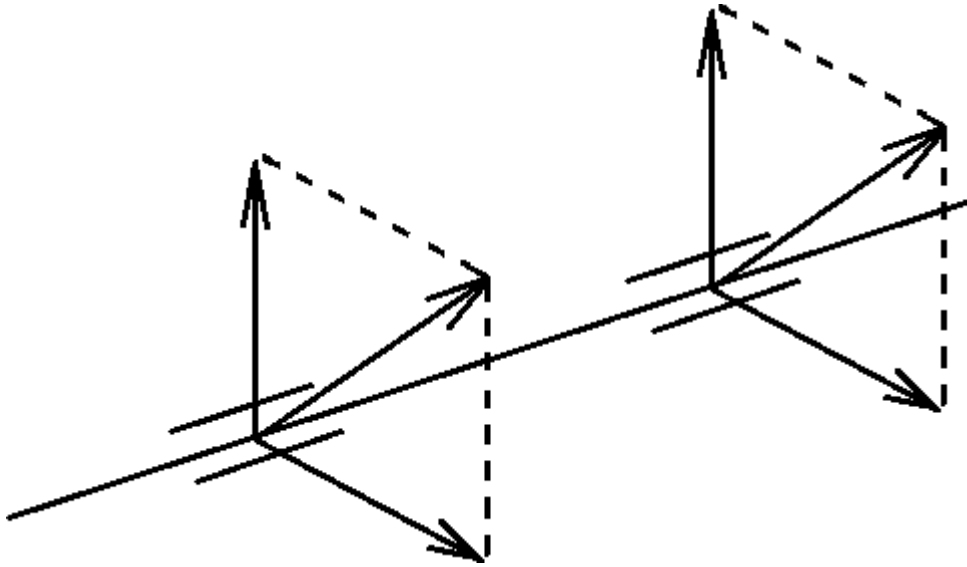
Определяем долговечность подшипника при максимальной нагрузке

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C}{P} \right)^m = \frac{10^6}{60 \cdot 801,10} \cdot \left( \frac{41}{5,58} \right)^3 = 8252,98 \text{ [ч]}$$

Находим эквивалентную долговечность подшипника

$$L_E = \frac{L_h}{\mu_h} = \frac{8252,98}{0,5} = 16505,96 \text{ [ч]}$$

Поскольку  $L_E > 12500 \text{ [ч]}$ , то выбранный подшипник удовлетворяет заданным условиям работы.



\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

## 8.2 Расчёт подшипников для ведомого вала

Предварительно был выбран подшипник 212.

Эквивалентная долговечность подшипника

$$L = \frac{L_h}{E \mu_h} > 12500 \text{ [ч]}$$

где  $L_h$  – долговечность подшипника при максимальной нагрузке

Долговечность подшипника при максимальной нагрузке

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C}{P} \right)^m$$

где  $C$  – базовая динамическая грузоподъёмность,  $C = 52$  [кН]

$m = 3$  – для шарикоподшипников

$P$  – эквивалентная динамическая нагрузка

Эквивалентная динамическая нагрузка

$$P = K_6 \cdot K_T \cdot (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a)$$

где  $K_6$  – коэффициент безопасности,  $K_6 = 1,5$  – вид нагрузки: умеренные толчки, вибрации, кратковременные перегрузки до 150 % от номинальной нагрузки

$K_T$  – температурный коэффициент,  $K_T = 1$  при  $t < 105^\circ\text{C}$

$X$  – коэффициент радиальной нагрузки,  $X = 1$

$V$  – коэффициент вращения,  $V = 1$

$F_r$  – радиальная нагрузка, действующая на подшипник,

$Y$  – коэффициент осевой нагрузки,  $Y = 0$

$F_a$  – осевая нагрузка, действующая на подшипник  $F_a = 0$

Радиальная нагрузка  $F_r$  выбирается по наибольшей суммарной опорной реакции подшипников

$$R_{CV}$$

$$R_{AV}$$

$$R_C$$

$$R_A$$

$$R_{CH}$$

$$R_{AH}$$

Определяем суммарные опорные реакции

$$R_A = \sqrt{R_{AV}^2 + R_{AH}^2} = \sqrt{0,59^2 + 0,56^2} = 0,81 \text{ [кН]}$$

$$R_C = \sqrt{R_{CV}^2 + R_{CH}^2} = \sqrt{6,09^2 + 0,56^2} = 6,12 \text{ [кН]}$$

В результате принимаем  $F_r = 6,12 \text{ [кН]}$

Определяем эквивалентную динамическую нагрузку

$$\begin{aligned} P &= K_6 \cdot K_T \cdot X \cdot V \cdot F_r = \\ &= 1,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 6,12 = 9,18 \text{ [кН]} \end{aligned}$$

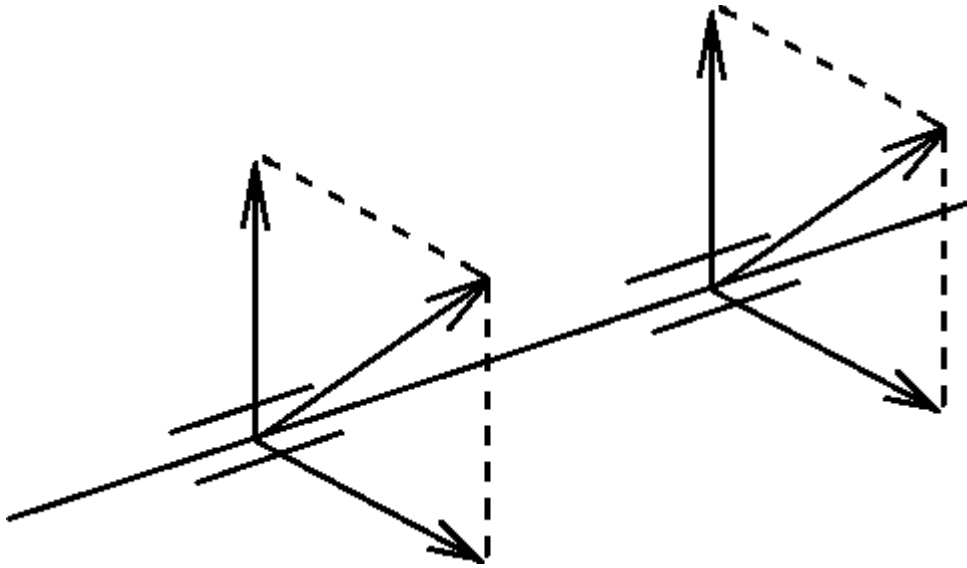
Определяем долговечность подшипника при максимальной нагрузке

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C}{P} \right)^m = \frac{10^6}{60 \cdot 200} \cdot \left( \frac{52}{9,18} \right)^3 = 15146,1 \text{ [ч]}$$

Находим эквивалентную долговечность подшипника

$$L_E = \frac{L_h}{\mu_h} = \frac{15146,1}{0,5} = 30292,2 \text{ [ч]}$$

Поскольку  $L_E > 12500 \text{ [ч]}$ , то выбранный подшипник удовлетворяет заданным условиям работы.



\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_



## 9. Выбор смазки для зубчатых колёс и подшипников

Смазывание зубчатых колес в редукторе осуществляется окунанием колеса в масляную ванну.

Жидкие масла используют при картерной смазке зубчатой передачи в случае, если окружная скорость в зацеплении  $V \geq 1$  м/с. При этом происходит разбрызгивание масла и внутри картера образуется масляный туман, обеспечивающий смазку подшипников качения.

Сорт масла выбираем по рекомендуемой кинематической вязкости. Требуемую вязкость масла определяем в зависимости от контактных напряжений и окружной скорости. Таким образом выбираем марку масла И-Г-А-32, где И – индустриальное; Г – для гидравлических систем; А – без присадок; число – класс кинематической вязкости, мм<sup>2</sup>/с.

При смазывании окунанием объём масляной ванны принимают из расчёта 0,5...0,8 литра на 1 кВт передаваемой мощности.

Контроль уровня масла, находящегося в корпусе редуктора, производят с помощью маслоуказателя.

Для заливки масла и осмотра зубчатых колес в крышке корпуса имеется окно, закрываемое крышкой. В крышке предусматривают отдушину, соединяющую внутреннюю полость редуктора с атмосферой. Установка отдушины повышает надежность уплотнений (при отсутствии отдушины незначительное повышение давления внутри корпуса может привести к выдавливанию смазки через уплотнения). Простой отдушиной является ручка крышки смотрового окна.

При работе передач масло постепенно загрязняется продуктами износа деталей передач. С течением времени оно стареет, свойства его ухудшаются. Поэтому масло, налитое в корпус редуктора, периодически меняют. Для этой цели в корпусе предусмотрено сливное отверстие, закрываемое пробкой с цилиндрической резьбой. Под цилиндрическую пробку ставят уплотняющую прокладку из маслостойкой резины, алюминия или меди. Маслоспускное отверстие выполняют на уровне днища или несколько ниже его.

## 10. Описание сборки и уплотнений

Перед сборкой внутреннюю полость корпуса редуктора тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской. Сборку производят в соответствии со сборочным чертежом редуктора, начиная с узлов валов: на ведущий вал насаживают шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле до 80-100°C.

В ведомый вал закладывают шпонку и напрессовывают зубчатое колесо до упора в бурт вала. Затем надевают распорную втулку и устанавливают шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле.

Собранные валы укладывают в основание корпуса редуктора и надевают крышку корпуса, покрывая предварительно поверхности стыка крышки и корпуса спиртовым лаком. Для центровки устанавливают крышку на корпус с помощью двух конических штифтов; затягивают болты, крепящие крышку к корпусу.

После этого ставят крышки подшипников с комплектом металлических прокладок для регулировки. Перед постановкой сквозных крышек в проточки закладывают стандартные резинометаллические манжеты, смазанные машинным маслом.

Проверяют проворачиванием валов отсутствие заклинивания подшипников (валы должны проворачиваться от руки) и закрепляют крышки винтами.

Затем ввертывают пробку маслоспускного отверстия с прокладкой и жезловый маслоуказатель.

Заливают в корпус масло и закрывают смотровое отверстие крышкой с прокладкой из технического картона; закрепляют крышку болтами.

Собранный редуктор обкатывают и подвергают испытанию на стенде по программе, устанавливаемой техническими условиями.

## Заключение

В данной курсовой работе был спроектирован одноступенчатый цилиндрический редуктор. Получено общее представление проектирования, а также устройства одноступенчатого редуктора. Важной частью данного курсового проекта является расчёт ведомого вала на статическую и усталостную прочность, а именно сравнение полученных коэффициентов запасов прочности. Так для ведомого вала в сечении  $C$  при расчёте на статическую прочность был установлен коэффициент запаса прочности  $n = 27,26$ , в то время как при расчёте в том же сечении на усталостную (динамическую) прочность коэффициент запаса прочности составил  $S = 5,68$ . Разница значений коэффициентов запаса прочности составила примерно в 5 раз.

Таким образом, делаем вывод, что расчёт вала на усталостную прочность даёт нам более точный коэффициент запаса прочности, потому что при расчёте данного коэффициента учитывается ряд параметров (коэффициенты концентрации напряжений, влияние размера поперечного сечения, коэффициент влияние шероховатости и т.д.), которые отсутствуют при расчёте на статическую прочность.

Стоит отметить, что цилиндрическая зубчатая передача в данном редукторе – прямозубая. Прямозубые колеса обладают существенным недостатком, который заключается в том, что их работа при больших скоростях сопровождается ударами. Причинами их возникновения являются погрешности при изготовлении зубьев и деформации. Удары вредно отражаются не только на прочности колес, но и других узлах машин и вызывают специфический шум.

## Библиографический список

1. **Зиомковский В. М.** Прикладная механика : учебное пособие / В. М. Зиомковский, И. В. Троицкий. — Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2015. — 288 с.
2. **Мальцев Л. В.** Конструирование деталей общего назначения: учебное пособие / Л. В. Мальцев, С. В. Парышев. — Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2017. — 120 с.
3. **Баранов Г.Л.** Расчет деталей машин: Учебное пособие по курсам «Детали машин и основы конструирования» и «Механика» / Г.Л.Баранов. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ – УПИ, 2005. 172 с.
4. **Баранов Г.Л.** Проектирование одноступенчатого цилиндрического редуктора: Методические указания по курсам «Детали машин и основы проектирования» и «Механика» / Г.Л.Баранов. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ – УПИ, 2005. 47 с.
5. **Чернавский С.А.** Курсовое проектирование деталей машин/ С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин [и др.]. М.: Машиностроение, 1988. 416 с.