

## Содержание

	стр.
Введение	4
1 Кинематический и силовой расчет привода	5
1.1 Определение передаточного отношения привода и разбивка его по ступеням	5
1.2 Расчет крутящих моментов и частот вращения валов	8
2 Расчет быстроходной ступени редуктора	10
2.1 Проектный расчет быстроходной ступени редуктора	10
2.2 Проверочный расчет быстроходной ступени редуктора	16
3 Расчет тихоходной ступени редуктора	21
3.1 Проектный расчет тихоходной ступени редуктора	21
3.2 Проверочный расчет тихоходной ступени редуктора	24
4 Предварительный расчет валов редуктора и выбор подшипников	29
5 Проверка подшипников на долговечность	30
6 Уточненный расчет валов	36
Заключение	40
Литература	41

# 1. Кинематический и силовой расчет привода

## 1.1 Определение передаточного отношения привода и разбивка его по ступеням

Определим мощность, потребляемую конечным рабочим органом:

$$P = \frac{G \cdot V}{\eta}, \quad (1.1)$$

$$P = \frac{22 \cdot 0,18}{0,86} = 4,6 \text{ кВт.}$$

В результате трения часть подводимой мощности при передаче момента от ведущего вала привода к ведомому теряется, что учитывается введением коэффициента полезного действия (КПД) привода. На первом этапе расчета значения КПД отдельных передач принимаются из диапазона [1, стр. 15]:

цилиндрическая закрытая передача	0,96...0,98;
пара подшипников	0,975...0,985;
муфта	0,985...0,995.

Для заданной кинематической схемы значение общего КПД привода можно определить по формуле:

$$\eta = \eta_1^2 \cdot \eta_2^3 \cdot \eta_3^2,$$

где  $\eta_1$  – КПД цилиндрической передачи,

$\eta_2$  – КПД пары подшипников,

$\eta_3$  – КПД муфты,

$$\eta = (0,96...0,98)^2 \cdot (0,975...0,985)^3 \cdot (0,985...0,995)^2 = 0,83...0,90.$$

Учитывая значение КПД привода, требуемая мощность двигателя составит:

$$P_{\text{дв}} = P / \eta, \quad (1.2)$$

$$P_{\text{дв}} = 4,6 / (0,83...0,90) = 5,1...5,3 \text{ кВт.}$$

Действительная частота вращения выходного вала из формулы (1.3):

$$n_2 = \frac{n_a}{u_{np}},$$

$$n_2 = \frac{950}{17,5} = 54,3 \text{ об/мин.}$$

Отклонение от значения технического задания:

$$\Delta n_2 = \frac{u_{np} - u}{u_{np}} \cdot 100, \quad (1.7)$$

$$\Delta n_2 = \frac{17,27 - 17,5}{17,27} \cdot 100 = -1,3 \%, \text{ что, согласно [2, стр. 3], допустимо.}$$

Примем количество лет работы – 10, тогда время работы передачи:

$$t = 24 \cdot K_{сут} \cdot 365 \cdot K_{год} \cdot L_T, \quad (1.8)$$

$$t = 24 \cdot 0,4 \cdot 365 \cdot 0,5 \cdot 10 = 17640 \text{ часов.}$$

Частота вращения промежуточного вала редуктора:

$$n_2 = n_a / u_1, \quad (1.14)$$

$$n_2 = 950 / 5 = 190 \text{ об/мин.}$$

В качестве итога кинематического расчета составим таблицу 1.

Таблица 1. «Кинематические показатели механического привода»

Вал	Крутящий момент, Н·м	Частота вращения, об/мин
входной редуктора	53,4	950
промежуточный редуктора	254	190
выходной редуктора	821	54,3

$Z_V$  – коэффициент, учитывающий окружную скорость,  
учитывая принятую скорость вращения вала электродвигателя,  
возможно предполагать окружную скорость до 5 м/с, тогда

$$Z_{V1} = Z_{V2} = 1,0;$$

$Z_N$  – коэффициент долговечности,

$$Z_N = \sqrt[m]{\frac{N_{HG}}{N_{HE}}},$$

$N_{HG}$  – базовое число циклов,

$$N_{HG1} = (HB)^3,$$

предварительно переводим HRC=45 ед. в HB = 430 ед. [2, стр. 17]

$$N_{HG1} = 430^3 = 8 \cdot 10^7;$$

$$N_{HG2} = 340^3 = 4 \cdot 10^7;$$

$N_{HE1}$  – эквивалентное число циклов шестерни,

$$N_{HE1} = 60 \cdot n_1 \cdot t \cdot e_H,$$

$e_H$  – коэффициент эквивалентности, который определяется по  
гистограмме нагружения

$$e_H = \Sigma \left[ \left( \frac{T_i}{T_{\max}} \right)^{\frac{m}{2}} \cdot \frac{t_i}{t} \right],$$

$T_{\max}$  – наибольший из длительно действующих моментов,

$T_i$  – каждая последующая ступень нагрузки, действующая в течение  
времени  $t_i$ . Первая ступень гистограммы, равная по нагрузке

$T_{\text{пик}} = \theta_{\text{пик}} \cdot T$  при подсчете числа циклов не учитывается. Эта

нагрузка при малом числе циклов оказывает упрочняющее действие  
на поверхность, ее используют при проверке статической прочности;

$m$  - степень кривой усталости,

$$m = 6;$$

$$e_H = 1^3 \cdot 0,25 + 0,7^3 \cdot 0,25 = 0,34;$$

Поскольку передача косозубая, принимаем  $K_H = 1,3$ . Коэффициент ширины зубчатого колеса, согласно рекомендациям [2, стр. 6], принимаем по верхнему пределу диапазона  $\psi_a = 0,4$ .

Для закрытой передачи, если одно из колес имеет твердость меньше  $HВ=350$  ед., проектный расчет проводится на усталостную контактную прочность для предотвращения выкрашивания в течение заданного срока службы:

$$a_w = K_a \cdot (u_1 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\psi_a \cdot u_1 \cdot [\sigma]_H^2}}, \quad (2.3)$$

где  $K_a = 410$  для косозубых передач,

$$a_w = 410 \cdot (5 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,3 \cdot 26,7}{0,4 \cdot 5 \cdot 492^2}} = 102,2 \text{ мм},$$

из стандартного ряда [2, стр. 17] принимаем  $a_w = 100$  мм.

Для зубчатых колес при твердости хотя бы одного колеса до  $HВ=350$  ед. рекомендуется выбирать [1, стр. 7] нормальный модуль из следующего соотношения:

$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w, \quad (2.4)$$

$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot 100 = 1 \dots 2 \text{ мм}.$$

В первом приближении следует стремиться к выбору минимального модуля, поэтому принимаем  $m = 1$  мм.

Для раздвоенной пары предварительно задаемся углом наклона зубьев  $\beta = 30^\circ$  и рассчитываем число зубьев шестерни:

$$Z_1 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m \cdot (u_1 + 1)}, \quad (2.5)$$

$$Z_1 = \frac{2 \cdot 100 \cdot \cos 30^\circ}{1 \cdot (5 + 1)} = 28,86.$$

Поскольку число зубьев должно быть целочисленным принимаем  $Z_1 = 28$ , тогда  $Z_2 = Z_1 \cdot u_1 = 28 \cdot 5 = 140$ .

Поскольку передача косозубая, выполним проверку ширины по достаточности осевого перекрытия [2, стр.9]:

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_w \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m}, \quad (2.9)$$

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{40 \cdot \sin 32,86^{\circ}}{3,14 \cdot 1} = 6,9 > 1,1 - \text{верно.}$$

Рассчитываем торцовую степень перекрытия:

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[ 1,88 - 3,2 \cdot \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta, \quad (2.10)$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[ 1,88 - 3,2 \cdot \left( \frac{1}{28} + \frac{1}{140} \right) \right] \cdot \cos 32,86^{\circ} = 1,46.$$

Рассчитываем окружную скорость в зацеплении колесной пары быстроходной ступени:

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000}, \quad (2.11)$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 33,333 \cdot 950}{60000} = 1,67 \text{ м/с.}$$

Поскольку скорость действительно не превышает величины 5 м/с, уточнять допускаемые напряжений не требуется. Колесо выполняем с 8-ой степенью точности [1, стр.9], шестерню – с 7-ой степенью, однако после поверхностной закалки ТВЧ возникающие деформации переведут параметры шестерни в 8-ую степень точности.

$Z_\varepsilon$  – коэффициент учета суммарной длины контактных линий,  
для косозубой передачи

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}},$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{1,46}} = 0,828;$$

$Z_H$  – коэффициент формы сопряженных поверхностей,  
выбирается согласно [1, стр.21],

$$Z_H = 2,18;$$

$F_t$  – окружное усилие

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2 \cdot 26700}{33,333} = 1602 \text{ Н};$$

$$\sigma_H = 190 \cdot 0,828 \cdot 2,18 \cdot \sqrt{\frac{1,32 \cdot 1602}{33,333 \cdot 40} \cdot \frac{5+1}{5}} = 473 \text{ Мпа.}$$

Отклонение действительного контактного напряжения от расчетного  
составит:

$$\Delta\sigma_H = \frac{[\sigma]_H - \sigma_H}{[\sigma]_H} \cdot 100, \quad (2.14)$$

$$\Delta\sigma_H = \frac{492 - 473}{492} \cdot 100 = 3,8 \%, \text{ недогрузка.}$$

Согласно [2, стр. 11] полученное значение является приемлемым.

Проверка по усталостным напряжениям предотвращает появление  
усталостных трещин у корня зуба в течение заданного срока службы и, как  
следствие, поломку зуба. Допускаемые напряжения изгиба:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F\text{lim}}}{S_F} \cdot Y_R \cdot Y_X \cdot Y_\delta \cdot Y_A \cdot Y_N, \quad (2.15)$$

где  $\sigma_{F\text{lim}}$  – предел выносливости на изгиб, согласно [2, стр. 22], для  
шестерни с поверхностной закалкой поверхности  $\sigma_{F\text{lim}1} = 500 \text{ Мпа}$ ,  
для улучшенных зубьев колеса

$$\sigma_{F\text{lim}2} = 1,75 \cdot \text{HB} = 1,75 \cdot 250 = 437 \text{ Мпа};$$

поскольку эквивалентные числа циклов и шестерни и колеса больше соответствующих базовых, коэффициент долговечности равен единице (длительно работающая передача):

$$Y_{N1} = Y_{N2} = 1,0;$$

$S_F$  – коэффициент запаса прочности, примем повышенным

$$S_{F1} = S_{F2} = 2,2;$$

$$[\sigma]_{F1} = \frac{500}{2,2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,082 \cdot 1 \cdot 1 = 246 \text{ Мпа};$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{437}{2,2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,082 \cdot 1 \cdot 1 = 215 \text{ Мпа}.$$

Рабочие напряжения изгиба определяются отдельно для шестерни и колеса:

$$\sigma_F = \frac{K_F \cdot F_t \cdot Y_{FS}}{b \cdot m} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta, \quad (2.16)$$

где  $Y_{FS}$  - коэффициент формы зуба, для передач с  $x = 0$ ,

$$Y_{FS} = 3,47 + \frac{13,2}{Z_V},$$

$Z_V$  – эквивалентное число зубьев,

$$Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta},$$

$$Z_{V1} = \frac{28}{\cos^3 32,86^\circ} = 47;$$

$$Z_{V1} = \frac{140}{\cos^3 32,86^\circ} = 236;$$

$$Y_{FS1} = 3,47 + \frac{13,2}{47} = 3,75;$$

$$Y_{FS2} = 3,47 + \frac{13,2}{236} = 3,52;$$

$Y_\varepsilon$  – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев в зацеплении, для косозубой передачи

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,46} = 0,68;$$

### 3 Расчет тихоходной ступени редуктора

#### 3.1 Проектный расчет тихоходной ступени редуктора

Для прямозубой передачи принимаем одинаковый способ термообработки: для шестерни улучшение до твердости HB = 250 ед., для колеса – улучшение до твердости HB = 235 ед. Проводим вычисления по формуле (2.1):

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H\lim} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_N}{S_H}, \quad (2.1)$$

где  $\sigma_{H\lim}$  – предел контактной выносливости,  
для улучшенных зубьев шестерни и колеса

$$\sigma_{H\lim1} = 2 \cdot HB + 70$$

$$\sigma_{H\lim1} = 2 \cdot 250 + 70 = 550 \text{ Мпа};$$

$$\sigma_{H\lim2} = 2 \cdot HB + 70$$

$$\sigma_{H\lim2} = 2 \cdot 235 + 70 = 510 \text{ Мпа};$$

$$Z_{R1} = Z_{R2} = 0,9;$$

$$Z_{V1} = Z_{V2} = 1,0;$$

$Z_N$  – коэффициент долговечности,

$$Z_N = \sqrt[m]{\frac{N_{HG}}{N_{HE}}},$$

$N_{HG}$  – базовое число циклов,

$$N_{HG1} = 250^3 = 1,6 \cdot 10^7;$$

$$N_{HG2} = 235^3 = 1,3 \cdot 10^7;$$

$N_{HE1}$  – эквивалентное число циклов шестерни,

$$N_{HE1} = 60 \cdot n_1 \cdot t \cdot e_H,$$

$$N_{HE1} = 60 \cdot 190 \cdot 17640 \cdot 0,34 = 6,8 \cdot 10^7,$$

Число зубьев рассчитывается по формуле (2.5) с учетом того, что  $\beta=0^\circ$ ,  $\cos\beta=1$ :

$$Z_1 = \frac{2 \cdot a_w}{m \cdot (u_1 + 1)},$$

$$Z_1 = \frac{2 \cdot 225}{2,5 \cdot (3,5 + 1)} = 40,$$

число зубьев колеса

$$Z_2 = Z_1 \cdot u_1 = 40 \cdot 3,5 = 140.$$

Делительные диаметры шестерни и колеса вычисляем по формулам (2.6) и (2.7) с точностью до третьего знака после запятой:

$$d_1 = \frac{2,5 \cdot 40}{1} = 100,000 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{2,5 \cdot 140}{1} = 350,000 \text{ мм}.$$

Выполняем проверку по формуле (2.8):

$$a_w = \frac{100 + 350}{2} = 225 \text{ мм} - \text{верно}.$$

Рассчитываем геометрические параметры передачи:

- диаметры выступов

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 100 + 2 \cdot 2,5 = 105 \text{ мм},$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 350 + 2 \cdot 2,5 = 355 \text{ мм};$$

- диаметры впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m = 100 - 2,5 \cdot 2,5 = 93,75 \text{ мм},$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m = 350 - 2,5 \cdot 2,5 = 343,75 \text{ мм};$$

- расчетная ширина колеса

$$b_w = 225 \cdot 0,315 = 70,9 \text{ мм},$$

из стандартного ряда принимаем  $b_w = 71 \text{ мм}$ .

$$K_H = 1,05 \cdot 1,05 \cdot 1,0 = 1,11,$$

$$K_F = 1,1 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 1,21.$$

Проверка по контактным напряжениям (2.13)

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot F_t \cdot u_1 + 1}{d_1 \cdot b_w \cdot u_1}},$$

где  $Z_\varepsilon$  – коэффициент учета суммарной длины контактных линий, для прямозубой передачи

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}},$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - 1,78}{3}} = 0,86;$$

$Z_H$  – коэффициент формы сопряженных поверхностей, выбирается согласно [1, стр.21],

$$Z_H = 2,5;$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 254000}{100} = 5080 \text{ Н};$$

$$\sigma_H = 190 \cdot 0,86 \cdot 2,5 \cdot \sqrt{\frac{1,11 \cdot 5080 \cdot \frac{3,5 + 1}{3,5}}{100 \cdot 71}} = 413 \text{ Мпа.}$$

Отклонение действительного контактного напряжения от расчетного составит (2.14):

$$\Delta\sigma_H = \frac{[\sigma]_H - \sigma_H}{[\sigma]_H} \cdot 100,$$

$$\Delta\sigma_H = \frac{405 - 413}{405} \cdot 100 = -2,0 \%, \text{ перегрузка.}$$

Согласно [2, стр. 11] полученное значение является приемлемым.

Допускаемые напряжения изгиба (2.15):

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \text{ lim}}}{S_F} \cdot Y_R \cdot Y_X \cdot Y_\delta \cdot Y_A \cdot Y_N,$$

где  $\sigma_{F \text{ lim}}$  – предел выносливости на изгиб, согласно [2, стр. 22]

$S_F$  – коэффициент запаса прочности, примем повышенным

$$S_{F1} = S_{F2} = 2,2;$$

$$[\sigma]_{F1} = \frac{437}{2,2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,013 \cdot 1 \cdot 1 = 201 \text{ Мпа};$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{411}{2,2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,013 \cdot 1 \cdot 1 = 189 \text{ Мпа}.$$

Рабочие напряжения изгиба определяются отдельно для шестерни и колеса (2.16):

$$\sigma_F = \frac{K_F \cdot F_t \cdot Y_{FS}}{b \cdot m} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta,$$

где  $Y_{FS}$  - коэффициент формы зуба, для передач с  $x = 0$ ,

$$Y_{FS} = 3,47 + \frac{13,2}{Z_V},$$

$Z_V$  – эквивалентное число зубьев, для прямозубой передачи  $Z_V = Z$

$$Y_{FS1} = 3,47 + \frac{13,2}{40} = 3,8;$$

$$Y_{FS2} = 3,47 + \frac{13,2}{140} = 3,56;$$

$Y_\varepsilon$  – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев в зацеплении, для прямозубой передачи  $Y_\varepsilon = 1$ ;

$Y_\beta$  – коэффициент угла наклона зуба;

$$Y_{\beta1} = Y_{\beta2} = 1;$$

$$\sigma_{F1} = \frac{1,21 \cdot 5080 \cdot 3,8}{71 \cdot 2,5} \cdot 1 \cdot 1 = 132 \text{ Мпа};$$

$$\sigma_{F2} = \frac{1,21 \cdot 5080 \cdot 3,56}{71 \cdot 2,5} \cdot 1 \cdot 1 = 123 \text{ Мпа}.$$

Таким образом, зубья шестерни и колеса удовлетворяют требованиям изгибной прочности. Действительный запас усталостной изгибной прочности для наименее прочной детали (2.17):

$$S_{FD} = \frac{189}{123} \cdot 2,2 = 3,38.$$

#### 4. Предварительный расчет валов редуктора и выбор подшипников

Предварительный расчет выполняем по пониженным допускаемым напряжениям. Диаметр выходного конца входного вала при допускаемом напряжении  $[\tau]_к = 20$  МПа:

$$d_{e1} = 8 \cdot \sqrt[3]{T_1}, \quad (4.1)$$

$$d_{e1} = 8 \cdot \sqrt[3]{53,4} = 30,1 \text{ мм.}$$

Из стандартного ряда принимаем  $d_{в1} = 30$  мм. Вследствие малого значения делительного диаметра шестерен, нарезаемых непосредственно на входном валу, использовать ступенчатую конструкцию вала невозможно, поэтому диаметр вала под подшипниками и в месте нарезки шестерен также 30 мм.

Диаметр конца промежуточного вала ( $[\tau]_к = 22$  МПа):

$$d_{n2} = 7 \cdot \sqrt[3]{T_2},$$

$$d_{n2} = 7 \cdot \sqrt[3]{254} = 44,3 \text{ мм.}$$

Из стандартного ряда принимаем  $d_{п2} = 45$  мм, тогда диаметр вала в месте посадки колес быстроходной ступени  $d_{к2} = 55$  мм, шестерня тихоходной ступени, с целью упрощения изготовления привода, нарезается непосредственно на валу. В качестве опор входного и промежуточного валов используем роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами, средней серии.

Диаметр конца выходного вала ( $[\tau]_к = 20$  МПа):

$$d_{e3} = 6 \cdot \sqrt[3]{T},$$

$$d_{e3} = 6 \cdot \sqrt[3]{821} = 56,62 \text{ мм.}$$

Из стандартного ряда принимаем  $d_{в3} = 56$  мм, тогда диаметр вала под подшипниками  $d_{п3} = 65$  мм, диаметр выходного вала в месте установки колеса –  $d_{к3} = 80$  мм. В качестве опор используем шарикоподшипники.

Определяем горизонтальные и вертикальные составляющие реакции опор, пользуясь рисунком 1:

$$R_{Ax} = R_{Bx} = F_t / 2 = 1602 / 2 = 801 \text{ Н};$$

$$R_{Ay} = R_{By} = F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta},$$

$$R_{Ay} = R_{By} = 1602 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 32,86^\circ} = 694 \text{ Н}.$$

Суммарные реакции опор определяется как векторные суммы составляющих:

$$R_{rA} = R_{rB} = \sqrt{(R_{Ax})^2 + (R_{Ay})^2}, \quad (5.1)$$

$$R_{rA} = R_{rB} = \sqrt{801^2 + 694^2} = 1060 \text{ Н}.$$

Желаемая долговечность подшипника  $L'_{10ah} = 17640$  часов, частота вращения ведущего вала -  $n = 950$  об/мин. Радиальная реакция опоры –  $R_{rA} = 1060$  Н. Возможны кратковременные перегрузки до 150 % номинальной нагрузки. Условия эксплуатации подшипников – обычные. Ожидаемая температура работы – до  $50^\circ\text{C}$ .

Эквивалентная динамическая нагрузка, при отсутствии осевой составляющей определяется по формуле:

$$R_{EA} = V \cdot X \cdot R_{rA} \cdot K_B \cdot K_T, \quad (5.2)$$

где  $K_B$  – коэффициент динамичности нагрузки,

$K_B = 1,4$  для заданных условий работы;

$K_T$  – температурный коэффициент, до  $100^\circ\text{C}$ ,

$K_T = 1$ ;

$$R_{EA} = 1 \cdot 1 \cdot 1060 \cdot 1,4 \cdot 1 = 1484 \text{ Н}.$$

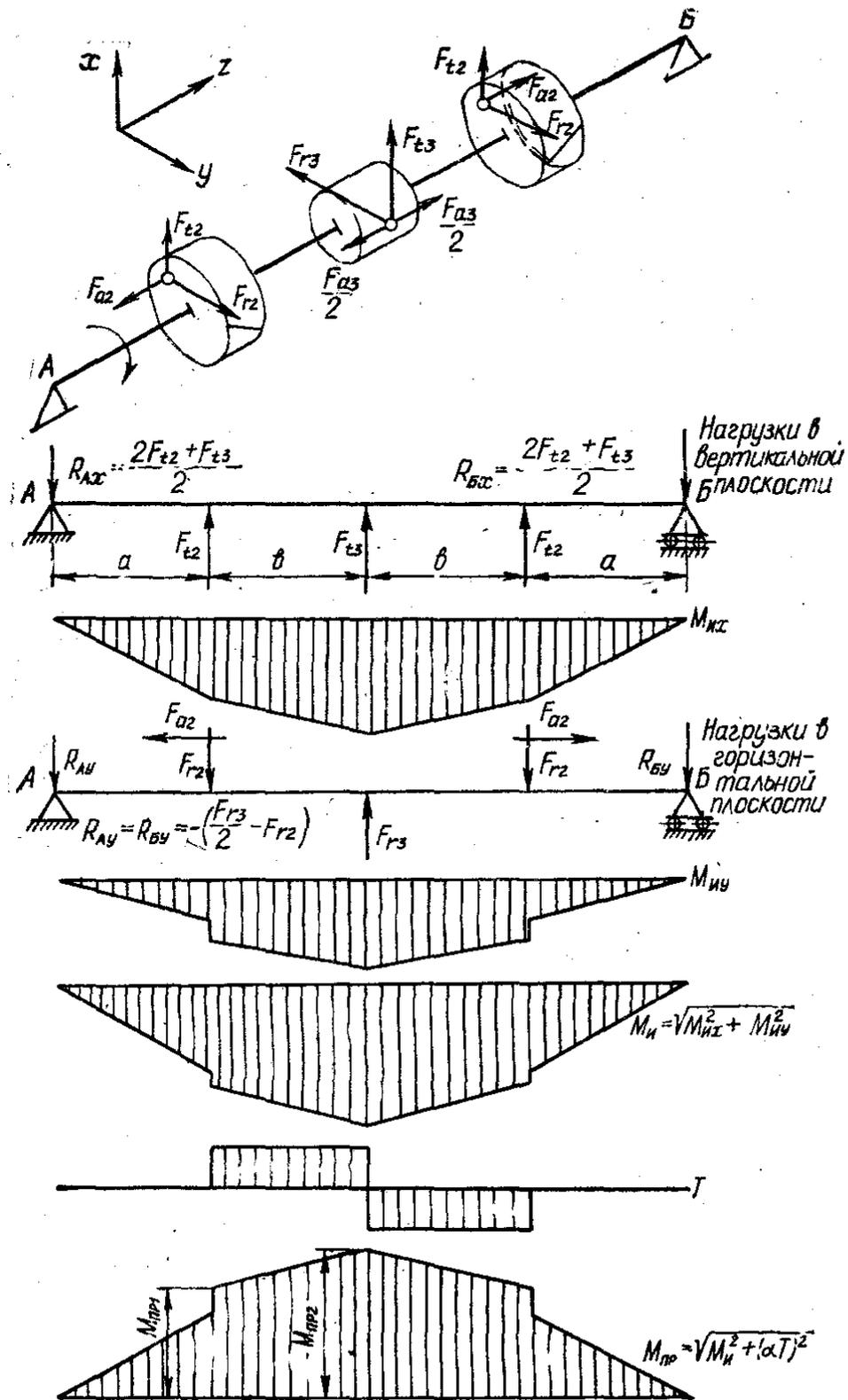


Рисунок 2 К определению реакций опор промежуточного вала

Желаемая долговечность подшипника  $L'_{10ah} = 17640$  часов, частота вращения промежуточного вала -  $n = 54,3$  об/мин. Радиальная реакция опоры -  $R_{rA} = 2703$  Н. Возможны кратковременные перегрузки до 150 % номинальной нагрузки. Условия эксплуатации подшипников - обычные. Ожидаемая температура работы - до  $50^{\circ}\text{C}$ .

Эквивалентная динамическая нагрузка, при отсутствии осевой составляющей определяется (5.2):

$$R_{EA} = 1 \cdot 1 \cdot 2703 \cdot 1,4 \cdot 1 = 3785 \text{ Н.}$$

Расчетная долговечность подшипника опоры А (5.3):

$$L_{10ah} = a_{23} \cdot \left( \frac{C_r}{R_E} \right)^p \cdot \frac{10^5}{60n},$$

где  $C_r$  - грузоподъемность, для подшипника № 313 [3]

$$C_r = 92300 \text{ Н;}$$

$p$  - показатель степени, для шарикоподшипников

$$p = 3;$$

$$L_{10ah} = 0,6 \cdot \left( \frac{92300}{3785} \right)^{3,33} \cdot \frac{10^5}{60 \cdot 54,3} = 267060 \text{ часов.}$$

Повышенный ресурс подшипников выходного вала обусловлен низкой частотой вращения данного вала, почти статическим режимом работы.

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{55}{85}\right)^2}{1 - \left(\frac{55}{85}\right)^2} + 0,3 = 2,44.$$

Рассчитываем деформацию деталей:

$$\delta = pd \cdot 10^3 \cdot \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (6.4)$$

где  $E_1$  и  $E_2$  – модули упругости материала вала и колеса соответственно,

$$E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\delta = 43 \cdot 55 \cdot 10^3 \cdot \left( \frac{0,7}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{2,44}{2,1 \cdot 10^5} \right) = 35 \text{ мкм.}$$

Поправка на обмятие микронеровностей принимается исходя из конструктивных особенностей [4]:

$$R_{a1} = 1,6 \text{ мкм}; \quad R_{a2} = 2,5 \text{ мкм,}$$

тогда поправка составит

$$u = 5,5 \cdot (R_{a1} + R_{a2}), \quad (6.5)$$

$$u = 5,5 \cdot (1,6 + 2,5) = 23 \text{ мкм.}$$

Минимальный необходимый натяг:

$$[N]_{\min} = \delta + u, \quad (6.6)$$

$$[N]_{\min} = 35 + 23 = 58 \text{ мкм.}$$

Максимально допустимый натяг определяем по менее прочной детали (колесу), предварительно определив максимально допустимое давление:

$$[p]_{\max 2} = 0,5 \cdot \delta_{T2} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{d}{d_2} \right)^2 \right], \quad (6.7)$$

где  $\delta_{T2} = 750 \text{ Мпа}$  для стали 40ХН;

$$[p]_{\max 2} = 0,5 \cdot 750 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{55}{85} \right)^2 \right] = 218 \text{ Мпа.}$$

Проведем расчет на смятие всех шпоночных соединений.

1. Для изготовления корпуса полумуфта используется конструкционная сталь; передаваемый момент  $T = 53,4$  Н·м; диаметр вала в месте крепления  $d = 30$  мм (определен ранее); принятая из стандартного ряда [4] длина шпонки  $l = 50$  мм; остальные параметры шпонки, обусловленные диаметром вала:

$$b = 8 \text{ мм}, h = 7 \text{ мм}, t_1 = 4 \text{ мм}.$$

Подстановка численных значений в формулу (6.10) дает:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 53,4 \cdot 10^3}{30 \cdot (50 - 8) \cdot (7 - 4)} = 28 < 90 \text{ - верно.}$$

2. Материал колеса тихоходной ступени – конструкционная сталь; передаваемый момент  $T = 821$  Н·м, диаметр вала в месте крепления  $d = 80$  мм; принятая из стандартного ряда длина шпонки [4]  $l = 63$  мм; остальные параметры шпонки, обусловленные диаметром вала:

$$b = 22 \text{ мм}, h = 14 \text{ мм}, t_1 = 9 \text{ мм}.$$

Подстановка численных значений в формулу дает (6.10):

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 821 \cdot 10^3}{80 \cdot (63 - 22) \cdot (14 - 9)} = 100 \leq 140 \text{ - верно.}$$

3. Для изготовления корпуса полумуфта используется конструкционная сталь; передаваемый момент  $T = 821$  Н·м; диаметр вала в месте крепления  $d = 56$  мм (определен ранее); принятая из стандартного ряда [4] длина шпонки  $l = 70$  мм; остальные параметры шпонки, обусловленные диаметром вала:

$$b = 16 \text{ мм}, h = 10 \text{ мм}, t_1 = 6 \text{ мм}.$$

Подстановка численных значений в формулу дает (6.10):

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 821 \cdot 10^3}{56 \cdot (70 - 16) \cdot (10 - 6)} = 136 < 140 \text{ - верно.}$$

Итак, все шпоночные соединения обладают достаточным запасом прочности на смятие.

## Литература

1. Киркач Н. Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин: [Учеб. пособие для техн. вузов]. – 3-е изд., перераб. и доп. – Х.: Основа, 1991. – 276 с.:схем.
2. Голубков Н. С., Ибрагимов А. У. Алгоритм № 1 расчета закрытых зубчатых цилиндрических передач. Ижевский Государственный технический университет, кафедра УК. Ижевск, 2002. – 23 с.
3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для машиностроит. спец. учреждений среднего профессионального образования. – 5-е издание, дополн. – М.: Машиностроение, 2004. – 560 с.
4. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т. 2 - 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 559 с.