

Задача №1

Привод состоит из электродвигателя мощностью $P_{дв}$, кВт, с частотой вращения $n_{дв}$, мин⁻¹, редуктора и цепной передачи.

Требуется определить:

- а) угловые скорости валов;
- б) передаточные числа;
- в) общий КПД и вращающие моменты для всех валов.

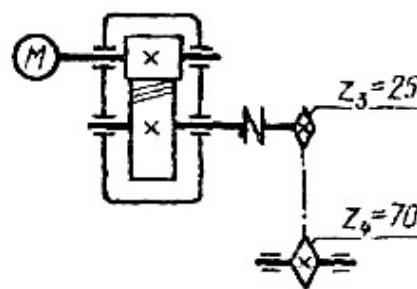
Исходные данные для расчета для варианта 11:

- схема IX

- мощность электродвигателя $P_{дв} = 1,2$ кВт

- частота вращения электродвигателя $n_{дв} = 720$ об/мин

- передаточное число редуктора $u_{зп} = 2,5$.



Решение: 1. Данный привод состоит из цилиндрического косозубого редуктора, ведущий вал которого получает вращение от электродвигателя. Привод осуществляется от асинхронного электродвигателя. Ведомый вал редуктора передает вращение ведущей звездочке открытой цепной передачи через муфту. Ведомый вал цепной передачи приводит в действие непосредственно рабочий механизм.

Редуктор данного привода вертикальный, т.е. с горизонтальным расположением ведущего и ведомого валов. Редукторы такого типа обычно применяются для передачи вращающего момента при параллельном расположении осей.

2. Определяем общий коэффициент полезного действия

$$\eta = \eta_{зп} \eta_{он} \eta_{нс} \eta_{нк}^2 \eta_{м} \quad (1)$$

где $\eta_{зп}$ – КПД закрытой зубчатой передачи, $\eta_{зп} = 0,96$;

$\eta_{он}$ – КПД открытой цепной передачи, $\eta_{он} = 0,96$;

$\eta_{нк}$ – КПД пары подшипников качения, $\eta_{нк} = 0,99$;

$\eta_{нс}$ – КПД пары подшипников скольжения, $\eta_{нс} = 0,99$;

$\eta_{м}$ – КПД муфты, $\eta_{м} = 0,98$.

$$\eta = 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,99 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98 = 0,876$$

3. Определяем общее передаточное отношение привода:

$$u = u_{он} \cdot u_{зп}$$

Передаточное число цепной передачи: $u_{он} = z_4/z_3 = 70/25 = 2,8$.

$$u = u_{он} \cdot u_{зн} = 2,8 \cdot 2,5 = 7.$$

4. Определяем силовые и кинематические параметры привода

Параметр		Вал	Последовательность соединения элементов привода по кинематической схеме. ДВ—М—ЗП—М—ОП—рМ	
Мощность P, кВт		ДВ Б Т рМ	$P_{дв} = 1,2$ $P_1 = P_{дв} \eta_{нк} = 1,2 \cdot 0,99 = 1,188$ $P_2 = P_1 \eta_{зн} \eta_{м} \eta_{нк} = 1,188 \cdot 0,96 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 1,11$ $P_{р.м} = P_2 \eta_{пс} \eta_{он} = 1,11 \cdot 0,99 \cdot 0,96 = 1,052$	
Частота вращения n, об/мин	Угловая скорость ω , 1/с	ДВ Б Т рМ	$n_{ном} = 720$ $n_1 = n_{ном} = 720$ $n_2 = \frac{n_1}{u_{зн}} = \frac{720}{2,5} = 288$ $n_{р.м} = \frac{n_2}{u_{он}} = \frac{288}{2,8} = 102,86$	$\omega_{ном} = \frac{\pi n_{ном}}{30} = \frac{3,14 \cdot 720}{30} = 75,36$ $\omega_1 = \omega_{ном} = 75,36$ $\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_{зн}} = \frac{75,36}{2,5} = 30,144$ $\omega_{р.м} = \frac{\omega_2}{u_{он}} = \frac{30,144}{2,8} = 10,77$
Вращающий момент T, Нм		ДВ Б Т рМ	$T_{дв} = \frac{P_{дв} \cdot 10^3}{\omega_{ном}} = \frac{1,2 \cdot 10^3}{75,36} = 15,92$ $T_1 = T_{дв} \eta_{нк} = 15,92 \cdot 0,99 = 15,76$ $T_2 = T_1 u_{зн} \eta_{пс} \eta_{зн} \eta_{м} = 15,76 \cdot 2,5 \cdot 0,99 \cdot 0,96 \cdot 0,98 = 36,7$ $T_{р.м} = T_2 \eta_{пс} \eta_{он} u_{он} = 36,7 \cdot 0,99 \cdot 0,96 \cdot 2,8 = 97,7$	

Задача №2

В зависимости от варианта по данным первой задачи рассчитать основные параметры зубчатой нереверсивной передачи общего назначения с ресурсом работы $t = 36000$ ч для зубчатой передачи.

Решение: 1. Выбираем материал – сталь 40Х.

										Лист
										3
Изм. Лист № докум. Подпись Дат										

Принимаем термообработку для колес - улучшение поковки, для шестерни до твердости $HV_1 = 269...302$, $HV_{2cp.} = 285$, для колеса – улучшение поковки $HV_2 = 235...262$, $HV_{2cp.} = 248,5$

2. Определяем допускаемые контактные напряжения для шестерни и колеса:

$$[\sigma_H]_1 = K_{HL} \cdot 1,8HV_{cp} + 67 = 1 \cdot (1,8 \cdot 285 + 67) = 580 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_H]_2 = K_{HL} \cdot 1,8HV_{cp} + 67 = 1 \cdot (1,8 \cdot 248,5 + 67) = 514,3 \text{ МПа}$$

В дальнейшем расчет ведем по наименьшему значению, принимаем $[\sigma_H] = 514,3 \text{ МПа}$

Принимаем допускаемые напряжения на изгиб для шестерни и колеса:

$$[\sigma_F]_1 = K_{FL} \cdot 1,03 \cdot HV_{cp} = 1 \cdot 1,03 \cdot 285 = 293,55 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_F]_2 = K_{FL} \cdot 1,03 \cdot HV_{cp} = 1 \cdot 1,03 \cdot 248,5 = 256 \text{ МПа}$$

В дальнейшем расчет ведем по наименьшему значению, принимаем $[\sigma_F] = 256 \text{ МПа}$

3. Определяем главный параметр передачи – межосевое расстояние.

Принимаем расчётные коэффициенты. Выбираем $\psi_\alpha = 0,3$, $K_{H\beta} = 1$.

Определяем межосевое расстояние:

$$\alpha_w \geq 43 \cdot (2,5+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{36,7 \cdot 10^3 \cdot 1}{0,3 \cdot 2,5^2 \cdot 514,3^2}} = 63,2 \text{ мм}$$

Принимаем по стандарту $\alpha_w = 70 \text{ мм}$.

4. Определяем модуль зацепления.

$$m = \frac{2 \cdot 5,8 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2 b_2 [\sigma]_F} = \frac{2 \cdot 5,8 \cdot 36,7 \cdot 10^3}{100 \cdot 21 \cdot 256} = 0,79.$$

где $d_2 = \frac{2 \cdot a_w \cdot u}{u+1} = \frac{2 \cdot 70 \cdot 2,5}{2,5+1} = 100 \text{ мм}$ - делительный диаметр колеса.

$b_2 = \psi_\alpha \cdot a_w = 0,3 \cdot 70 = 21 \text{ мм}$ - ширина венца колеса.

Округляем полученное значение модуля в большую сторону до стандартного, принимаем $m = 1 \text{ мм}$.

5. Определяем угол наклона зубьев

$$\beta_{min} = \arcsin \frac{3,5m}{b_2} = \arcsin \frac{3,5 \cdot 1}{21} = 9,6^\circ$$

6. Определяем числа зубьев

Суммарное число зубьев

$$Z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot a_w \cos \beta}{m} = \frac{2 \cdot 70 \cos 9,6^{\circ}}{1} = 138,04.$$

Примем $Z_{\Sigma}=138$.

$$z_1 = z_{\Sigma}/(u + 1) = 138/(2,5+1) = 39,43 \quad \text{принимаем } z_1 = 39$$

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 138 - 39 = 99.$$

7. Определяем фактическое передаточное число $u' = 99/39 = 2,54$

Отклонение от принятого передаточного числа $1,6\% < 4\%$, что допустимо.

8. Уточняем действительную величину угла наклона зубьев:

$$\beta_{min} = \arccos \frac{z_{\Sigma} m}{2 a_w} \beta_{min} = \arccos \frac{138 \cdot 1}{2 \cdot 70} = 9,69632^{\circ}$$

9. Определяем основные геометрические размеры шестерни и колеса:

а) диаметры делительных окружностей

$$d_1 = m z_1 = 1 \cdot 39 = 39 \text{ мм}$$

$$d_2 = m z_2 = 1 \cdot 99 = 99 \text{ мм}$$

б) фактическое межосевое расстояние

$$\alpha_w' = (d_1 + d_2)/(2 \cos \beta) = (39 + 99)/(2 \cos 9,69632^{\circ}) = 70 \text{ мм}$$

в) диаметры вершин зубьев

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 39 + 2 \cdot 1 = 41 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 99 + 2 \cdot 1 = 101 \text{ мм}$$

в) диаметры впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 39 - 2,4 \cdot 1 = 36,6 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = 99 - 2,4 \cdot 1 = 96,6 \text{ мм}$$

г) ширина венца колеса и шестерни

$$b_2 = \psi_{\alpha} \cdot \alpha_w = 0,3 \cdot 70 = 21 \text{ мм}$$

$$b_1 = b_2 + 5 = 26 \text{ мм}$$

10. Определяем силы в зацеплении:

а) окружная $F_t = 2 \cdot T_2/d_2 = 2 \cdot 36,7 \cdot 10^3/99 = 741,4 \text{ Н}$

б) радиальная $F_r = F_t \tan 20^{\circ}/\cos \beta = 741,4 \cdot \tan 20^{\circ}/\cos 9,69632^{\circ} = 273,8 \text{ Н}$

в) осевая $F_a = F_t \tan \beta = 741,4 \cdot \tan 9,69632^{\circ} = 126,7 \text{ Н}$

Консольная сила от муфты на ведомом валу $F_M = 125\sqrt{T_2} = 125\sqrt{36,7} = 757,3 \text{ Н}$

11. Определяем окружную скорость передачи:

$$v = \omega_2 d_2 / 2 \cdot 10^3 = 30,144 \cdot 99 / 2 \cdot 10^3 \approx 1,5 \text{ м/с}$$

Назначаем 9 степень точности.

12. Определяем контактные напряжения рабочих поверхностей зубьев:

$$\sigma_H = 376 \cdot \sqrt{\frac{741,4 \cdot (2,5+1) \cdot 1,14 \cdot 1 \cdot 1,05}{99 \cdot 21}} = 459,6 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 514,3 \text{ МПа}$$

Условие прочности выполняется.

Вычисляем эквивалентные числа зубьев и определяем коэффициенты формы зуба шестерни и колеса:

$$z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta = 39 / \cos^3 9,69632^\circ = 40,72 \quad Y_{F1} = 3,7$$

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta = 99 / \cos^3 9,69632^\circ = 103,4 \quad Y_{F2} = 3,6$$

Определяем для шестерни и колеса отношение

$$[\sigma_F]_1 / Y_{F1} = 293,55 / 3,7 = 79,34 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_F]_2 / Y_{F2} = 256 / 3,6 = 71,11 \text{ МПа}$$

Так как $71,11 < 79,34$, то расчёт на изгиб ведём по колесу.

Определяем напряжения на изгиб:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot Y_{F2} \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha}}{b \cdot m} \leq [\sigma_F]$$

$$K_{F\beta} = 1; K_{Fv} = 1,25; K_{F\alpha} = 0,92; Y_\beta = 1$$

$$\sigma_F = \frac{741,4 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 3,6 \cdot 1 \cdot 0,92}{26 \cdot 1} = 118,1 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 256 \text{ МПа}$$

условие прочности на изгиб выполняется.

Задача №3

Исходя из результатов решения первой и второй задач, выполнить эскизную компоновку узла ведомого вала и определить основные размеры вала.

										Лист
										6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат						

Решение: 1. Выполняем проектный расчёт валов редуктора

а) расчёт быстроходного вала

Принимаем допускаемое напряжение $[\tau_k]=10$ МПа.

Определим диаметр выходного конца вала

$$d_1^B = \sqrt[3]{\frac{15,76 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 10}} = 19,9 \text{ мм}$$

По ГОСТ принимаем $d_1^B = 20$ мм

Длина выходного конца вала под полумуфту

$l_1^B = (1,2 \dots 1,5) \cdot 20 = 24 \dots 30$ мм, конструктивно принимаем $l_1^B = 25$ мм.

Определим диаметр вала под уплотнение крышки с отверстием и правый подшипник:

$$d_2^B = d_1^B + 2 \cdot t, \text{ мм,}$$

где $t = 2$ мм – высота буртика, при диаметре ступени $d_1^B = 20$ мм из табл. 7.1 стр. 112 [1]

$$d_2^B = 20 + 2 \cdot 2 = 24 \text{ мм}$$

Принимаем ближайшее стандартное значение диаметра вала соответствующее диаметру внутреннего кольца подшипника – $d_2^B = 25$ мм

Определим длину ступени вала под правый подшипник и уплотнение крышки подшипника:

$$l_2^B \approx 1,5 \cdot d_2^B, \text{ мм,}$$

$$l_2^B \approx 1,5 \cdot 25 = 37,5 \text{ мм}$$

Принимаем $l_2^B = 38$ мм

Определим диаметр вала под шестерню d_3^B :

$$d_3^B = d_2^B + 3,2 \cdot r, \text{ мм,}$$

где r – координата фаски подшипника, при диаметре ступени $d_2^B = 25$ мм из

таблицы 7.1 [4] стр. 112 $r = 2$ мм.

$$d_3^B \approx 25 + 3,2 \cdot 2 = 31,4 \text{ мм}$$

принимаем $d_3^B = 32 \text{ мм}$

Длину ступени вала под шестерню определим графически по эскизной компоновке.

Диаметр вала под левый подшипник: $d_4^B \approx d_2^B = 25 \text{ мм}$.

По диаметру вала в местах посадки подшипников в соответствии с таблицей 7.2

[4] стр. 115 для быстроходного вала косозубой цилиндрической передачи предварительно намечаем радиально шариковые однорядные подшипники средней серии 305, имеющие следующие размеры: $d = 25 \text{ мм}$; $D_1 = 62 \text{ мм}$; $B_1 = 17 \text{ мм}$.

Определим длину ступени вала под правый подшипник l_4^B :

$$l_4^B = B_1 + S + 2, \text{ мм},$$

где S – толщина маслозащитного кольца, $S = 4 \text{ мм}$;

$$l_4^B = 17 + 4 + 2 = 23 \text{ мм}$$

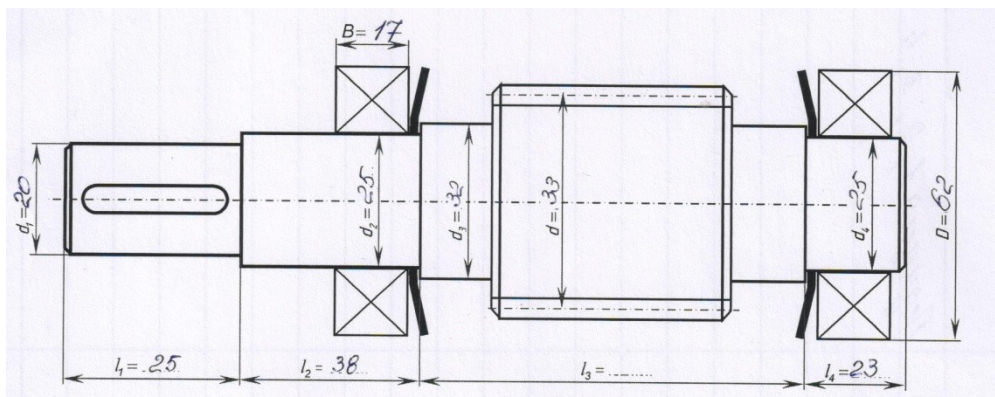


Рисунок 5 – Конструкция быстроходного вала цилиндрического редуктора.

б) расчёт тихоходного вала

При расчёте тихоходного вала принимаем $[\tau_k]_1 = 20 \text{ МПа}$

Определим диаметр выходного конца вала d_1^m по формуле:

$$d_1^m = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{36,7 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 20,93 \text{ мм}$$

По ГОСТ принимаем $d_1^m = 20 \text{ мм}$.

Определим длину выходного конца тихоходного вала l_1^m :

$$l_1^m = (1,0 \dots 1,5) \cdot d_1^m, \text{ мм},$$

$$l_1^T = (1,0 \dots 1,5) \cdot 20 = 20 \dots 30 \text{ мм}, \text{ принимаем } l_1^T = 25 \text{ мм}$$

Определим диаметр вала под левый подшипник

$$d_2^T = 20 + 2 \cdot 2 = 24 \text{ мм}$$

где t – высота буртика, при диаметре ступени $d_1^m = 40 \text{ мм}$ $t = 2 \text{ мм}$.

Принимаем стандартное значение диаметра $d_2^T = 25 \text{ мм}$.

Определим длину ступени вала под левый подшипник l_2^m :

$$l_2^m \approx 1,25 \cdot d_2^m, \text{ мм},$$

$$l_2^T \approx 1,25 \cdot 25 = 31,25 \text{ мм}. \quad \text{примем } l_2^T = 32 \text{ мм}$$

Определяем диаметр вала под колесо d_3^m по формуле:

$$d_3^T \approx 25 + 3,2 \cdot 2 = 31,4 \text{ мм}$$

Принимаем $d_3^m = 32 \text{ мм}$.

где r – координата фаски подшипника, при диаметре ступени $d_2^T = 25 \text{ мм}$ из таблицы 7.1 стр. 112 $r = 2 \text{ мм}$.

Диаметр вала под правый подшипник: $d_4^T \approx d_2^T = 25 \text{ мм}$

Длину ступени вала под колесо l_3^m определим графически по эскизной компоновке.

По диаметру вала в местах посадки подшипников вала намечаем радиально шариковые однорядные подшипники легкой серии 205, имеющие следующие размеры: $d = 25 \text{ мм}$; $D_1 = 52 \text{ мм}$; $B_1 = 15 \text{ мм}$.

Определим длину ступени под правый подшипник:

$$l_4^T = 15 + 2 = 17 \text{ мм}$$

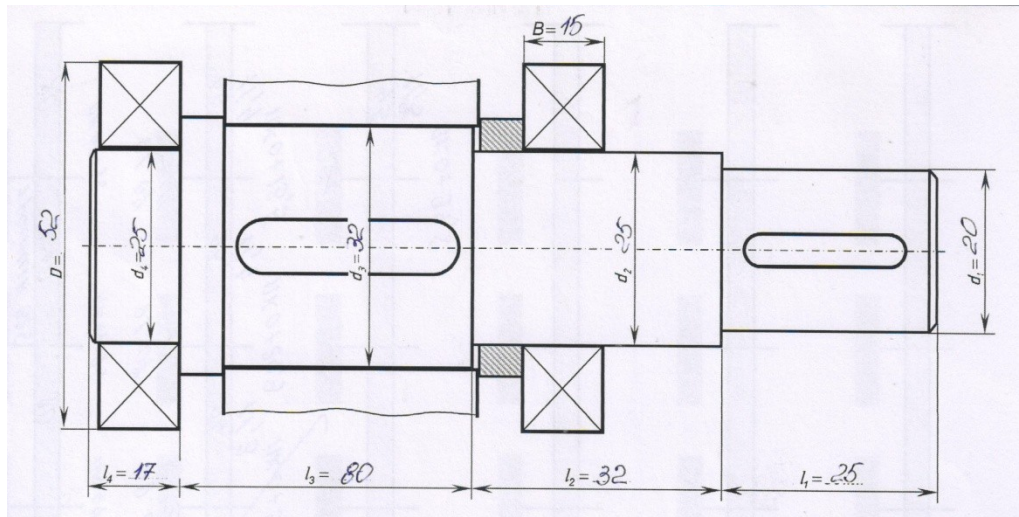


Рисунок 6 – Конструкция тихоходного вала цилиндрического редуктора.

2. Определяем конструктивные размеры шестерни и колеса

Геометрические параметры проектного расчёта передачи:

- для шестерни: $d_1 = 39$ мм; $d_{a1} = 41$ мм; $d_{f1} = 36,6$ мм; $b_1 = 26$ мм
- для колеса: $d_2 = 99$ мм; $d_{a2} = 101$ мм; $d_{f2} = 96,6$ мм; $b_2 = 21$ мм

Высчитываем дополнительные геометрические размеры передачи:

- диаметр ступицы колеса

$$d_{cm} = 1,55 d_3^m, \text{ и } 1,55 \cdot 32 = 49,6 \text{ мм} \quad \text{принимаем } d_{cm} = 50 \text{ мм}$$

- высота венца колеса

$$s = 2,2 m_n + 0,05 b_2, \text{ и } 2,2 \cdot 1 + 0,05 \cdot 21 = 3,25 \text{ мм} \quad \text{принимаем } s = 10 \text{ мм.}$$

- толщина ступицы колеса

$$\delta_{cm} = 0,5 (d_{cm} - d_3^m), \text{ и } 0,5 (50 - 32) = 9 \text{ мм} \quad \text{принимаем } \delta_{cm} = 10 \text{ мм}$$

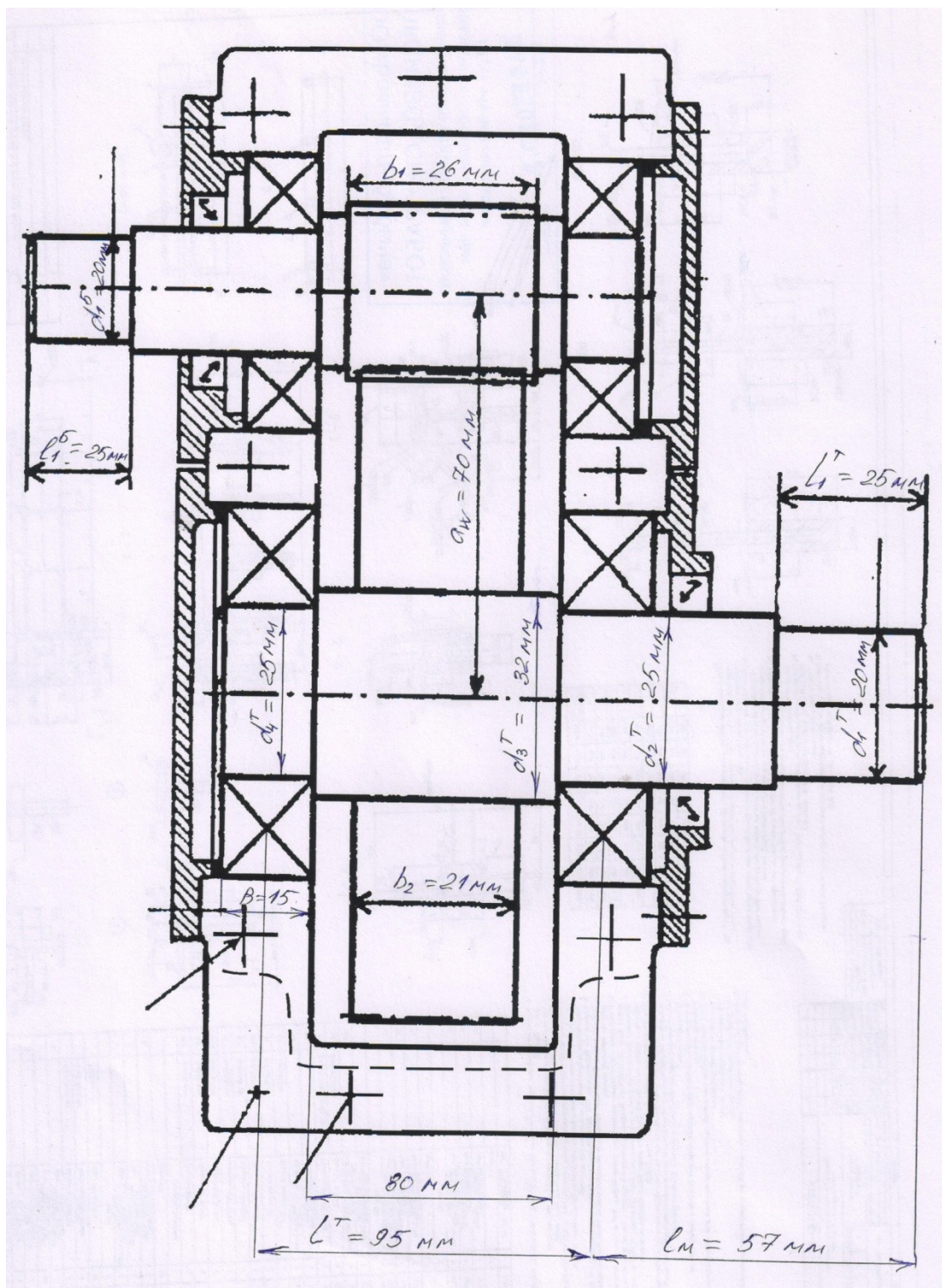
- толщина диска колеса

$$c = 0,5 (s + \delta_{cm}) \geq 0,25 b_2, \text{ и } 0,5 (10 + 10) = 10 \text{ мм}$$

- длину ступицы колеса

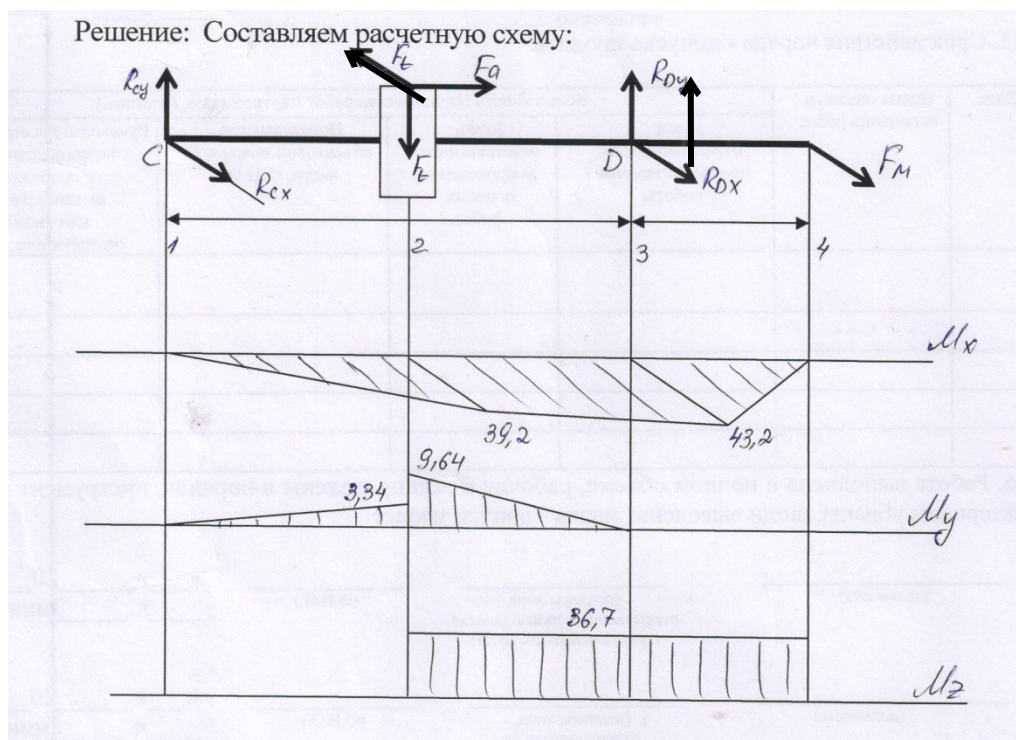
$$l_{cm} = (1,0 \dots 1,2) d_3^m, \text{ и } (1,0 \dots 1,2) 50 = 50 \dots 60 \text{ мм}$$

Принимаем $l_{cm} = 60 \text{ мм}$.



Задача №4

Подобрать подшипники качения для ведомого вала рассчитываемого редуктора. Исходные данные принять исходя из результатов решения трех предыдущих задач. Долговечность работы подшипника должна соответствовать сроку службы передачи (см. условие задачи 2).



Нанесём составляющие реакций подшипников:

- опора C – R_{Cx} и R_{Cy}
- опора D – R_{Dx} и R_{Dy}

Определяем реакции опор в горизонтальной плоскости xOz :

$$\sum M_C = -F_t \frac{l_T}{2} + R_{Dx} l_T + F_M (l_M + l_T) = 0;$$

$$\sum M_D = F_t \frac{l_T}{2} - R_{Cx} l_T + F_M l_M = 0;$$

$$R_{Dx} = -840,98 \text{ Н}$$

$$R_{Cx} = 825,08 \text{ Н}$$

Проверка: $\sum F_x = F_M + R_{Cx} + R_{Dx} - F_t = 757,3 + 825,08 - 840,98 - 741,4 = 0$

Определим изгибающие моменты в опасных сечениях вала:

$$M_{Y1} = M_{Y4} = 0$$

$$M_{Y3} = -F_M \cdot l_M = -757,3 \cdot 0,057 = -43,2 \text{ Нм}$$

$$M_{Y2} = -R_{CX} \cdot l_T/2 = -825,08 \cdot 0,095/2 = -39,2 \text{ Нм}$$

Построим в масштабе эпюру изгибающих моментов M_y в горизонтальной плоскости xOz : в масштабе $\mu = 10 \text{ Н м/мм}$.

Определяем реакции опор от сил, действующих в вертикальной плоскости yOz :

$$\sum M_C = F_r \frac{l_T}{2} - R_{DY} l_T + F_a \frac{d_2}{2} = 0;$$

$$\sum M_D = -F_r \frac{l_T}{2} + R_{CY} l_T + F_a \frac{d_2}{2} = 0;$$

$$R_{CY} = 70,88 \text{ Н}$$

$$R_{DY} = 202,92 \text{ Н}$$

Проверка: $\sum F_Y = -F_r + R_{CY} + R_{DY} = -273,8 + 70,88 + 202,92 = 0$

Определяем изгибающие моменты в опасных сечениях вала:

$$M_{X1} = M_{X3} = M_{X4} = 0$$

$$M_{X2} = R_{CY} \cdot l_T/2 = 70,88 \cdot 0,095/2 = 3,34 \text{ Нм}$$

$$M_{X2} = R_{DY} \cdot l_T/2 = 202,92 \cdot 0,095/2 = 9,64 \text{ Нм}$$

Построим в масштабе $\mu = 10 \text{ Н м/мм}$ эпюру изгибающих моментов M_x в вертикальной плоскости yOz :

Строим в масштабе $\mu = 25 \text{ Н м/мм}$ эпюру крутящих моментов

$$M_z = F_t \cdot d_2/2 = 741,4 \cdot 0,099/2 = 36,7 \text{ Нм}.$$

Определим суммарные реакции опор R_C и R_D :

$$R_C = \sqrt{R_{CX}^2 + R_{CY}^2} = \sqrt{825,08^2 + 70,88^2} = 828,12 \text{ Н}$$

$$R_D = \sqrt{R_{DX}^2 + R_{DY}^2} = \sqrt{840,98^2 + 202,92^2} = 865,12 \text{ Н}$$

Расчёт эквивалентной нагрузки выполняем для подшипника с радиальной нагрузкой $-R_D = 865,12 \text{ Н}$. Принимаем коэффициенты:

– коэффициент радиальной нагрузки – $X = 0,41$;

- коэффициент осевой нагрузки – $Y=0,87$;
- коэффициент вращения внутреннего кольца подшипника – $V=1$;
- коэффициент безопасности – $K_o=1,25$;
- температурный коэффициент (до 100°C) – $K_t=1$.

Определяем эквивалентную динамическую нагрузку:

$$P_{\text{э}} = (R_D \cdot V \cdot X + F_a \cdot Y) K_t \cdot K_o = (865,12 \cdot 1 \cdot 0,41 + 126,7 \cdot 0,87) \cdot 1 \cdot 1,25 = 581,16 \text{ Н} \approx 0,5812 \text{ кН}$$

Определяем расчётную динамическую грузоподъёмность наиболее нагруженного подшипника C_p :

$$C_p = 0,5812 \sqrt[3]{573 \cdot 30,144 \cdot \frac{30000}{10^6}} = 4,67 \text{ кН} < C = 14 \text{ кН}$$

что удовлетворяет динамической грузоподъёмности подшипника.

Определяем расчётную долговечность подшипника:

$$L_h^p = \frac{10^6}{573 \cdot 30,144} \cdot \left(\frac{14}{0,5812} \right)^3 = 809192,4 \text{ ч} > 36000 \text{ ч},$$

что удовлетворяет ресурсу редуктора

Задача №5

Подобрать шпонку для соединения ведомого колеса с валом и проверить прочность соединения. Исходные данные взять из результатов решения предыдущих задач.

Решение:

По диаметру ступени вала подбираем стандартную призматическую шпонку со скруглёнными концами.

Шпоночное соединение зубчатого колеса закрытой передачи с тихоходным валом редуктора $d_3^T=32$ мм длина ступицы $l_{cm}=60$ мм. Выбираем шпонку:

$$b \times h = 10 \times 8 \text{ мм}; \quad t_1=5 \text{ мм}; \quad t_2=3,3 \text{ мм}$$

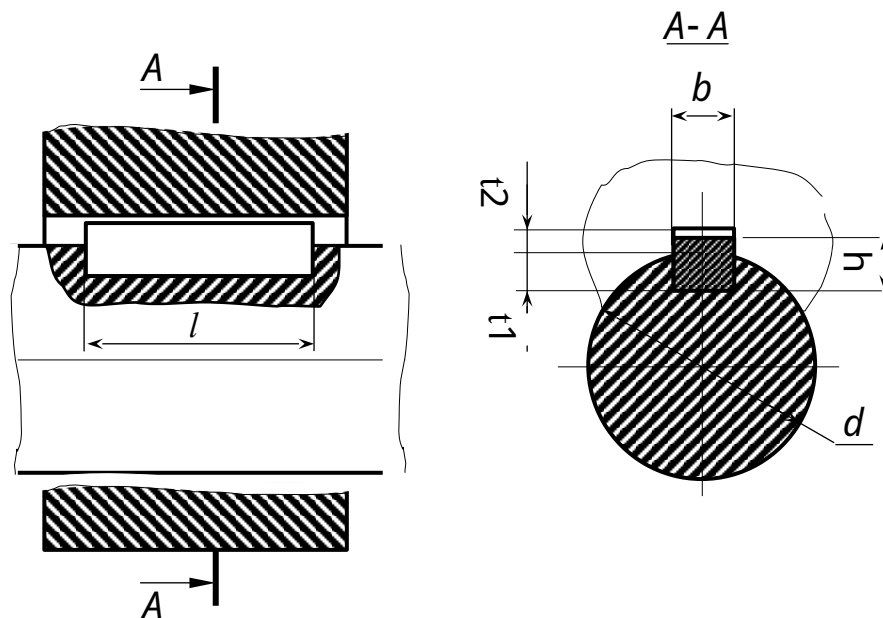


Рисунок 9 – Схема шпоночного соединения

Из стандартного ряда выбираем длину шпонки $l_{ш}=50$ мм , на 10 мм меньше длины ступицы колеса. Определим рабочую длину шпонки:

$$l_p = 50 - 10 = 40 \text{ мм}$$

Проверяем ступицу колеса на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 36,7 \cdot 10^3}{32 \cdot 40 \cdot (8-5)} = 19,115 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 55 \text{ МПа (при ударной нагрузке)}$$

что удовлетворяет условию прочности.