

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	2
1 ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ	3
2 РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ	5
2.1 Расчет зубчатой передачи редуктора	5
2.2 Расчет цепной передачи.....	9
3 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА.....	11
4 КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА	12
5 КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ КОРПУСА РЕДУКТОРА	13
6 ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА	14
7 ПРОВЕРКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ	16
8 ВТОРОЙ ЭТАП КОМПОНОВКИ РЕДУКТОРА.....	17
9 ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ	19
10 УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ	20
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	23
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	24

1 ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Согласно техническому заданию кинематическая схема привода выгладит следующим образом:

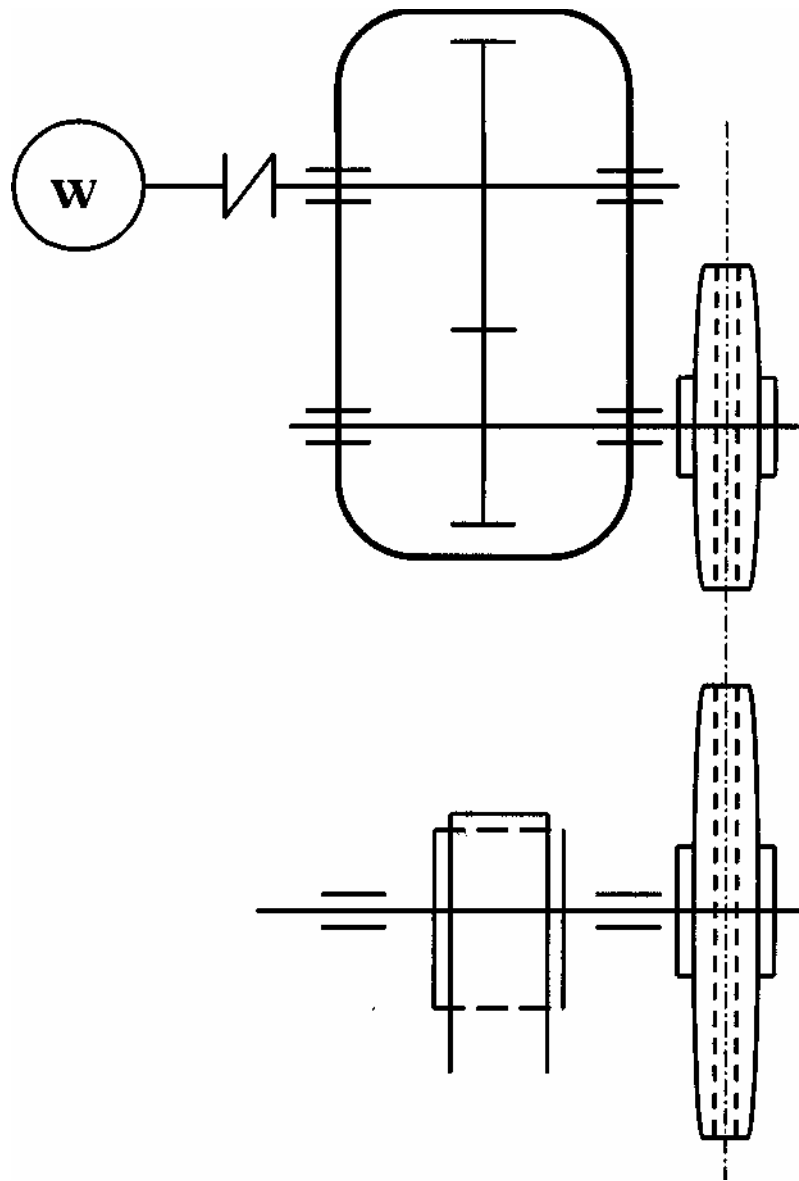


Рисунок 1.1 – Кинематическая схема привода

Общий КПД привода, выполненного по такой схеме, определяется так:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3^2 \cdot \eta_4 \quad (1.1)$$

где $\eta_1 = 0,98$ – КПД муфты; $\eta_2 = 0,97$ – КПД закрытой зубчатой цилиндрической передачи; $\eta_3 = 0,99$ – КПД пары подшипников; $\eta_4 = 0,96$ – КПД открытой цепной передачи. Итого

$$\eta = 0,98 \times 0,97 \times 0,99^2 \times 0,96 = 0,90$$

Лист

2 РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ

2.1 Расчет зубчатой передачи редуктора

Так как в задании нет особых требований в отношении габаритов передачи, выбираем материалы со средними механическими характеристиками: для шестерен сталь 40ХН, термообработка - улучшение, твердость НВ 280; для колеса - сталь 40ХН, термообработка - улучшение, но твердость на 30 единиц ниже - НВ 250.

Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma]_H = \sigma_{Hlim\ b} K_{HL} / [n]_H \quad (2.1)$$

где $\sigma_{Hlim\ b}$ – предел контактной выносливости при базовом числе циклов. По для углеродистых сталей с твердостью поверхностей зубьев менее НВ 350 и термообработкой (улучшение)

$$\sigma_{Hlim\ b} = 2HB + 70 \quad (2.2)$$

K_{HL} – коэффициент долговечности; при числе циклов нагружения больше базового, что имеет место при длительной эксплуатации редуктора,

$$K_{HL} = 1 \quad (2.3)$$

Допускаемое напряжение по колесу

$$[\sigma]_H = (2 \cdot 250 + 70) \cdot 1 / 1,10 = 518 \text{ МПа},$$

Вращающий момент на ведущем валу редуктора

$$M_0 = P_1 / \omega_1 = 5340 / 151 = 36,0 \text{ Нм} \quad (2.4)$$

Вращающий момент на ведущей звездочке

$$M_2 = P_2 / \omega_2 = 5130 / 30,2 = 170 \text{ Нм} \quad (2.5)$$

Вращающий момент на ведомой звездочке

$$M_3 = P_3 / \omega_3 = 5000 / 7,85 = 637 \text{ Нм} \quad (2.6)$$

Коэффициент нагрузки $K_{H\beta}$ принимаем для одного колеса с двумя симметричными опорами

$$K_{H\beta} = 1,15 \quad (2.7)$$

Принимаем коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию

$$\Psi_{ba} = 0,3 \quad (2.8)$$

									Лист
Изм	Лист	N докум.	Подп.	Дата					

$$d_{f2} = m (z_2 - 2,5) = 1,5 * (222 - 2,5) = 329,25 \text{ мм} \quad (2.24)$$

Действительное межосевое расстояние

$$a_w = (z_1 + z_2) m / 2 = (45 + 222) * 1,5 / 2 = 200 \text{ мм} \quad (2.25)$$

Ширина колеса

$$b_2 = \Psi_{ba} a_w = 0,3 * 200 = 60 \text{ мм} \quad (2.26)$$

Ширина шестерни

$$b_1 = b_2 + 5 = 65 \text{ мм} \quad (2.27)$$

Окружная скорость колес и степень точности передачи

$$v = \omega_1 d_1 / 2 = 44 * 67,5 / 2 = 1485 \text{ мм/с} = 1,49 \text{ м/с}. \quad (2.28)$$

При такой скорости следует принять 8-ю степень точности. Коэффициент нагрузки

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} \quad (2.29)$$

Значения этих коэффициентов подбираем по таблицам: $K_{H\alpha} = 1$; $K_{H\beta} = 1,02$; $K_{Hv} = 1,05$ (при окружной скорости 1,49 м/с). Соответственно

$$K_H = 1 * 1,02 * 1,05 = 1,07 \quad (2.30)$$

Проверка контактных напряжений по формуле:

$$\sigma_{Hn} = \frac{310}{a_w} * \sqrt{\frac{M_2 * K_H * (u+1)}{b_2 * u^2}} = \frac{310}{140} * \sqrt{\frac{1,07 * 85,09 * 10^3 * (5,6+1)^3}{17,5 * 5,6^2}} = 483 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_H$$

$$\text{Недогрузка } \Delta\sigma = \frac{518 - 483}{518} * 100\% = 6,75\%, \text{ что допустимо}$$

Силы, действующие в зацеплении:

$$\text{окружная } P = \frac{2 * M_1}{d_1} = 2 * 15,82 * 10^3 / 42 = 753 \text{ Н};$$

$$\text{радиальная } P_r = P * \frac{\text{tg} \alpha}{\text{Cos} \beta} = 274 \text{ Н};$$

$$\text{осевая } P_a = P \text{ tg} \beta = 753 * 0,0 = 0 \text{ Н},$$

$$\text{где } \text{tg} \alpha = 0,364 ; \text{tg} \beta = 0,0. (\beta = 0^0)$$

Проверяем зубья на выносливость по напряжениям изгиба по формуле:

$$\sigma_F = \frac{PK_F Y_F K_{F\alpha}}{b_2 m_n} \leq [\sigma]_F$$

2.2 Расчет цепной передачи

Выбираем приводную роликовую цепь.

Вращающий момент на ведущей звездочке

$$M_2 = M_3 = 213 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Передаточное число цепной передачи

$$i_{ц} = 3,73$$

числа зубьев:

$$\text{ведущей звездочки: } z_3 = 31 - 2i_{ц} = 31 - 2 \cdot 3,73 = 23,54; \text{ принимаем } z_3 = 24$$

$$\text{ведомой звездочки: } z_4 = z_3 i_{ц} = 24 \cdot 3,73 = 89,52$$

Принимаем $z_4 = 90$.

Расчетный коэффициент нагрузки:

$$K_3 = k_d k_a k_H k_p k_c k_n = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1 = 1,25$$

где $k_d = 1$ - динамический коэффициент при спокойной нагрузке (передача к ленточному конвейеру); $k_a = 1$ учитывает влияние межосевого расстояния [$k_a = 1$ при $a_{ц} < (30 \div 60) t$]; $k_H = 1$ - учитывает влияние угла наклона линии центров ($k_H = 1$, если этот угол не превышает 60° ; в данном примере $\gamma = 45^\circ$); $k_p = 1,25$ при периодическом регулировании натяжения цепи; $k_c = 1$ при капельной смазке; k_n учитывает продолжительность работы в сутки при односменной работе $k_n = 1$. Принимаем по табл. 5.15 среднее значение $[p] = 29 \text{ Н/мм}^2$.

Определяем шаг однорядной цепи:

$$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_3 \cdot K_3}{z_3 \cdot p}} = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{213 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{24 \cdot 29}} = 20,3$$

Принимаем $t = 24,5 \text{ мм}$; $Q = 5670 \text{ кгс} = 55622 \text{ Н}$; $q = 2,6 \text{ кг/м}$; $F = 179,7 \text{ мм}^2$.

Скорость цепи по формуле:

$$V = \frac{z_3 \cdot t \cdot n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{24 \cdot 25,4 \cdot 358,75}{60000} = 3,65 \text{ м/с.}$$

Окружное усилие

$$P_{ц} = \frac{N_2}{V} = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{V} = \frac{213 \cdot 37,55}{3,65} = 2191 \text{ Н.}$$

где $\omega_2 = 37,55 \text{ рад/сек}$

Давление в шарнире проверяем по формуле:

$$P = \frac{P_{ц} \cdot K_3}{F} = \frac{2191 \cdot 1,25}{179,7} = 15,24 \text{ Н/мм}^2.$$

Усилия в цепи:

Натяжение цепи от провисания ведомой ветви передачи

$$P_f = 9,81 \cdot k_f \cdot q \cdot a_{ц} = 9,81 \cdot 1,5 \cdot 2,6 \cdot 1,27 = 48,6 \text{ Н}$$

здесь k_f - коэффициент, учитывающий влияние расположения передачи. При $\gamma = 45^\circ$ $k_f = 1,5$; по табл. 5.12 масса 1 м цепи $q = 2,6 \text{ кг/м}$. Межосевое расстояние $a_{ц} = 50t = 1,27 \text{ м}$.

От центробежных сил $P_v = qV^2 = 2,6 \cdot 3,65^2 = 34,6 \text{ Н}$

3 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДКТОРА

Предварительный расчет проведем на кручение по пониженным допускаемым напряжениям. Диаметр выходного конца ведущего вала при допускаемом напряжении $[\tau]_к = 25 \text{ Н/мм}$:

$$d_{в1} = \sqrt[3]{\frac{M_1}{6 [\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{114000}{6 \cdot 25}} = 27,6 \text{ мм} \quad (3.1)$$

Принимаем ближайшее большее значение из стандартного ряда

$$d_{в1} = 30 \text{ мм.}$$

Так как ведущий вал редуктора приводится в движение большим шкивом ременной передачи, то нет необходимости согласовывать диаметры валов.

Ведомый вал. Учитывая влияние изгиба вала от натяжения цепи, принимаем $[\tau]_к = 20 \text{ Н/мм}$.

Диаметр выходного конца вала

$$d_{в1} = \sqrt[3]{\frac{M_2}{6 [\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{465000}{6 \cdot 20}} = 48,2 \text{ мм} \quad (3.2)$$

Принимаем ближайшее большее значение из стандартного ряда

$$d_{в2} = 50 \text{ мм.} \quad (3.3)$$

Диаметр вала под подшипниками принимаем

$$d_{п1} = 40 \text{ мм} \quad (3.4)$$

$$d_{п2} = 60 \text{ мм} \quad (3.5)$$

соответственно для ведущего и ведомого валов. Диаметры остальных участков валов назначают исходя из конструктивных соображений при компоновке редуктора.

5 КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ КОРПУСА РЕДУКТОРА

Толщина стенок корпуса:

$$\delta = 0,025 a_w + 1 = 3,8 \text{ мм} \quad (5.1)$$

Принимаем

$$\delta = 10 \text{ мм} \quad (5.2)$$

Толщина стенок крышки

$$\delta_1 = 0,02a_w + 1 = 3 \text{ мм} \quad (5.3)$$

Принимаем

$$\delta_1 = 10 \text{ мм} \quad (5.4)$$

Толщина фланцев поясов корпуса и крышки. Верхний пояс корпуса и пояс крышки:

$$b = 1,5\delta = 12 \text{ мм} \quad (5.5)$$

$$b_1 = 1,5\delta_1 = 12 \text{ мм} \quad (5.6)$$

Нижний пояс корпуса

$$p = 2,35\delta = 19 \text{ мм} \quad (5.7)$$

Принимаем

$$p = 20 \text{ мм.} \quad (5.8)$$

Диаметры болтов фундаментных

$$d_1 = 0,032a_w + 12 = 15 \text{ мм,} \quad (5.9)$$

принимаем болты с резьбой М16

Диаметры болтов, крепящих крышку к корпусу у подшипников

$$d_2 = 0,73d_1 = 11,5 \text{ мм} \quad (5.10)$$

принимаем болты с резьбой М12.

Лист

Проведем две взаимоперпендикулярные линии – оси валов и вычертим упрощенно шестерню и зубчатое колесо в виде прямоугольников с зубьями на поверхности цилиндров. Межосевое расстояние $a_w = 200$ мм. Очерчиваем внутреннюю стенку корпуса:

а) принимаем зазор между торцом ступицы колеса и внутренней стенкой корпуса $A_1 = \delta$; при наличии ступицы зазор берется от торца ступицы;

б) принимаем зазор от окружности вершин зубьев колеса до внутренней стенки корпуса $A = \delta$;

Предварительно намечаем для вала шестерни и колеса радиальные шариковые подшипники легкой серии. Решаем вопрос о смазке подшипников. Принимаем для подшипников пластичную смазку.

									<i>Лист</i>
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>N докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>					

8 ВТОРОЙ ЭТАП КОМПОНОВКИ РЕДУКТОРА

Второй этап компоновки имеет целью конструктивно оформить колеса, валы, корпус, подшипниковые узлы и подготовить данные для проверки прочности валов и некоторых других деталей. Примерный порядок выполнения следующий.

Вычерчиваем колеса по конструктивным размерам, найденным ранее. Шестерню ведущего вала и одну из шестерен промежуточного вала выполняем за одно целое с валом.

Конструируем узел ведущего вала:

а) наносим осевые линии, удаленные от середины редуктора на расстоянии l_1 . Используя эти осевые линии, вычерчиваем в разрезе подшипники качения (можно вычерчивать одну половину подшипника, а для второй нанести габариты);

б) вычерчиваем крышки подшипников с уплотнительными прокладками (толщиной 1 мм) и болтами. Болт условно заводится в плоскость чертежа, о чем говорит вырыв на плоскости разъема.

Войлочные и фетровые уплотнения применяют главным образом в узлах, заполненных пластичной смазкой. Нами применены уплотнения манжетного типа широко используются как при пластичной, так и при жидкой смазке подшипникового узла;

Аналогично конструируем узлы ведомого вала. Обратим внимание на следующие особенности:

а) для фиксации зубчатого колеса в осевом направлении предусматриваем утолщение вала с одной стороны и установку распорной втулки - с другой; место перехода вала от одного диаметра к другому смещаем на 2-3 мм внутрь распорной втулки с тем, чтобы гарантировать прижатие кольца к торцу втулки;

б) отложив от середины редуктора расстояние l_2 , проводим осевые линии и вычерчиваем подшипники;

в) вычерчиваем распорные кольца, крышки подшипников с прокладками и болтами;

Лист

9 ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Шпонки призматические со скругленными торцами. Размеры сечений шпонок и пазов и длины шпонок по СТ СЭВ 189–75.

Материал шпонок – сталь 45 нормализованная.

Напряжения смятия и условие прочности:

$$\sigma_{см}^{max} \approx \frac{2M}{d(h-t_1)(l-b)} \leq [\sigma]_{см} \quad (9.1)$$

Допускаемые напряжения смятия при стальной ступице $[\sigma]_{см}=100--120$ Н/мм², при чугунной ступице $[\sigma]_{см}=50--70$ Н/мм².

В е д у щ и й в а л.

$d=19$ мм; $b \times h=6 \times 6$ мм; $t = 3,5$ мм; длина шпонки $l=50$ (при длине ступицы полумуфты МУВП 60 мм); момент на ведущем валу $M_1=14,4 \cdot 10^3$ Н*мм;

$$\sigma_{см} = 2000 \cdot 14,4 / (19 (6 - 3,5) \cdot (60 - 106)) = 8 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{см}$$

(полумуфты МУВП изготавливают из чугуна марки СЧ 21-40).

В е д о м ы й в а л

$d=42$ мм; $b \times h=12 \times 8$ мм; $t=5$ мм; длина шпонки $l=60$ мм (при длине ступицы 72 мм); момент $M_2= 257,58 \cdot 10^3$ Н*мм;

$$\sigma_{см} = 2000 \times 257,58 / (42 \times (8 - 5) \times (60 - 12)) = 85 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{см}$$

(обычно звездочки изготавливают из термообработанных углеродистых или легированных сталей). Условие $\sigma_{см} < [\sigma]_{см}$ выполнено.

Лист

$$W_{K \text{ выль}} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \pi \times 19^3 / 16 - 10 \times 5 \times (16-5)^2 \cdot (2 \times 19) = 1346,1 \text{ мм}^3;$$

$$\tau_v = \tau_m = 14,4 \times 1000 / 2 / 1346,1 = 5,3 \text{ Н/мм}^2.$$

Принимаем $k_\tau = 1,68$, $E_\tau \gg 0,77$ и $\iota_\tau \gg 0,1$.

После подстановки $n = n_\tau = 194 / (1,68 / 0,77 \times 5,3 + 0,1 \times 5,3) = 16$.

Проверять прочность в сечениях Б–Б и В–В нет необходимости, так как запас прочности в них ожидается еще большим в виду того, что диаметр вала определен размерами шестерни.

В е д о м ы й в а л.

Материал вала – сталь 45 нормализованная, $\sigma_B = 590 \text{ Н/мм}^2$.

Пределы выносливости $\sigma_{-1} = 254 \text{ Н/мм}^2$ и $\tau_{-1} = 147 \text{ Н/мм}^2$.

Сечение А–А. Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки: $k_\sigma = 1,59$ и $k_\tau = 1,49$; масштабный фактор $E_\sigma = E_\tau = 0,74$; коэффициенты $\Psi_\sigma = 0,15$ и $\Psi_\tau = 0,1$.

Крутящий момент $M_{к2} = 257,6 \times 10^3 \text{ Н*мм}$.

Изгибающий момент в горизонтальной плоскости $M' = R_{x3} l_2 = 385 \times 65 = 25 \times 10^3 \text{ Н*мм}$;

изгибающий момент в вертикальной плоскости

$$\vec{M}'' = R_{y3} l_2 + P_a \frac{d_2}{2} = 2095 \times 65 = 136 \times 10^3 \text{ Н*мм};$$

где $R_{y3} = 2095 \text{ Н}$; $P_A = 0,0 \text{ Н}$

суммарный изгибающий момент в сечении А – А

$$M_{A-A} = \sqrt{M'^{\circ 2} + M''^{\circ 2}} = (25^2 + 136^2) \times 10^3 = 138 \times 10^3 \text{ Н*мм}.$$

Момент сопротивления кручению ($d=42 \text{ мм}$; $b=12 \text{ мм}$; $t_1=5 \text{ мм}$)

$$W_K = \frac{\pi d^3}{16} = \pi \times 42^3 / 16 = 14539,8 \text{ мм}^3$$

$$W_{K \text{ выль}} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = 13,56 \times 10^3 \text{ мм}^3.$$

										Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата						

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе был рассчитан привод, включающий одноступенчатый цилиндрический редуктор и цепную передачу. Спроектированный привод работоспособен при условиях, указанных в техническом задании.

								<i>Лист</i>
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>N докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>				