

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|--|----|
| ВВЕДЕНИЕ | 6 |
| 1 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА | 7 |
| 1.1 Исходные данные к расчету | 7 |
| 1.2 Определение КПД привода | 8 |
| 1.3 Выбор двигателя | 9 |
| 1.4 Расчет моментов и угловых скоростей на валах привода | 11 |
| 1.5 Результаты кинематического расчета привода | 12 |
| 2 РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ | 13 |
| 2.1 Расчет червячной передачи | 13 |
| 2.2 Расчет закрытой цилиндрической зубчатой передачи | 18 |
| 2.3 Расчет внешней цилиндрической зубчатой передачи | 23 |
| 3 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА | 27 |
| 3.1 Червячный вал | 27 |
| 3.2 Промежуточный вал | 27 |
| 3.3 Ведомый вал | 28 |
| 4 КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ КОРПУСА РЕДУКТОРА | 29 |
| 5 ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА | 30 |
| 6 ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШПОНОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ | 31 |
| 6.1 Ведущий вал | 31 |
| 6.2 Промежуточный вал | 31 |
| 7 УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ | 32 |
| 8 ПРОВЕРКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ | 36 |
| ЗАКЛЮЧЕНИЕ | 37 |
| СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ | 38 |

1 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

1.1 Исходные данные к расчету

Исходными данными являются следующие величины

Таблица 1.1 – Исходные данные для проектирования

| Наименование параметра | Обозначение | Величина |
|----------------------------------|-----------------------|-----------------|
| Выходная мощность привода | $P_{\text{вых}}$ | 6,5 кВт |
| Частота вращения выходного звена | $\omega_{\text{вых}}$ | 1,5 π рад/с |

График нагружения привода приведен на рисунке 1.1.

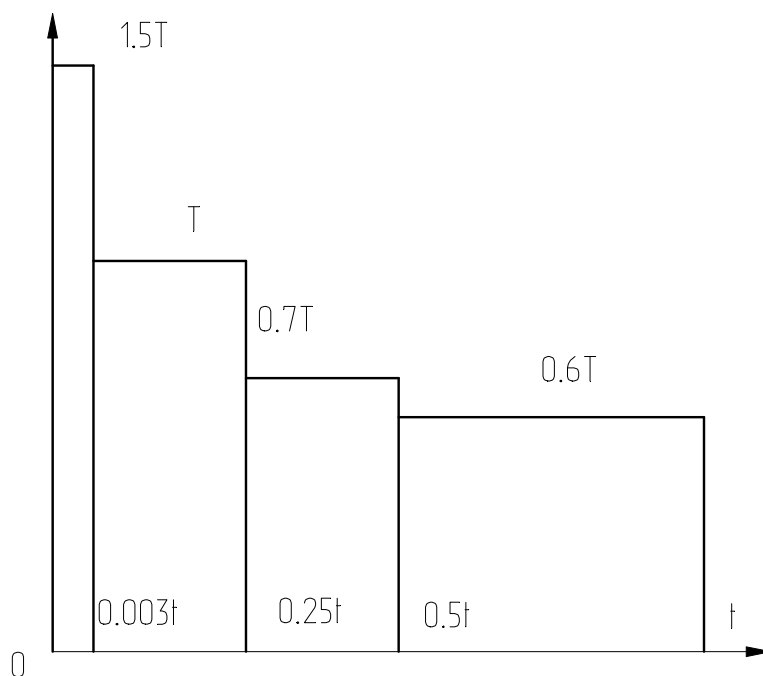


Рисунок 1.1 – График нагружения привода

Общий КПД привода, выполненный по такой схеме, определяется по формуле:

$$\eta = \eta_m \eta_{\text{ч}} \eta_{\text{ц}}^2 \eta_{\text{п}}^4$$

где $\eta_m = 0.98$ – КПД соединительной муфты [1, табл. 1.1]; $\eta_{\text{к}} = 0.80$ – КПД червячной передачи [1, стр. 193]; $\eta_{\text{ц}} = 0,96$ – КПД цилиндрической передачи [1, табл. 1.1] $\eta_{\text{ц}} = 0.99$ – КПД пары подшипников [1, табл. 1.1]. Итого

$$\eta = 0.98 \times 0.80 \times 0.96^2 \times 0.99^4 = 0.694$$

1.3 Выбор двигателя

Частота вращения барабана

$$n_{\text{вых}} = \frac{60 \omega_{\text{вых}}}{2\pi} = \frac{60 \times 1.5 \pi}{2 \pi} = 45 \text{ об/мин}$$

Требуемая мощность двигателя

$$P_{\text{дв}} = P_{\text{дв}}/\eta = 6,5/0,694 = 9,37 \text{ кВт}$$

По справочным данным [1, табл. 24.8] выбираем электродвигатель 132М2 мощностью $P_{\text{дв}} = 11,0$ кВт. Асинхронная частота вращения вала электродвигателя $n_{\text{дв}} = 2900$ об/мин.

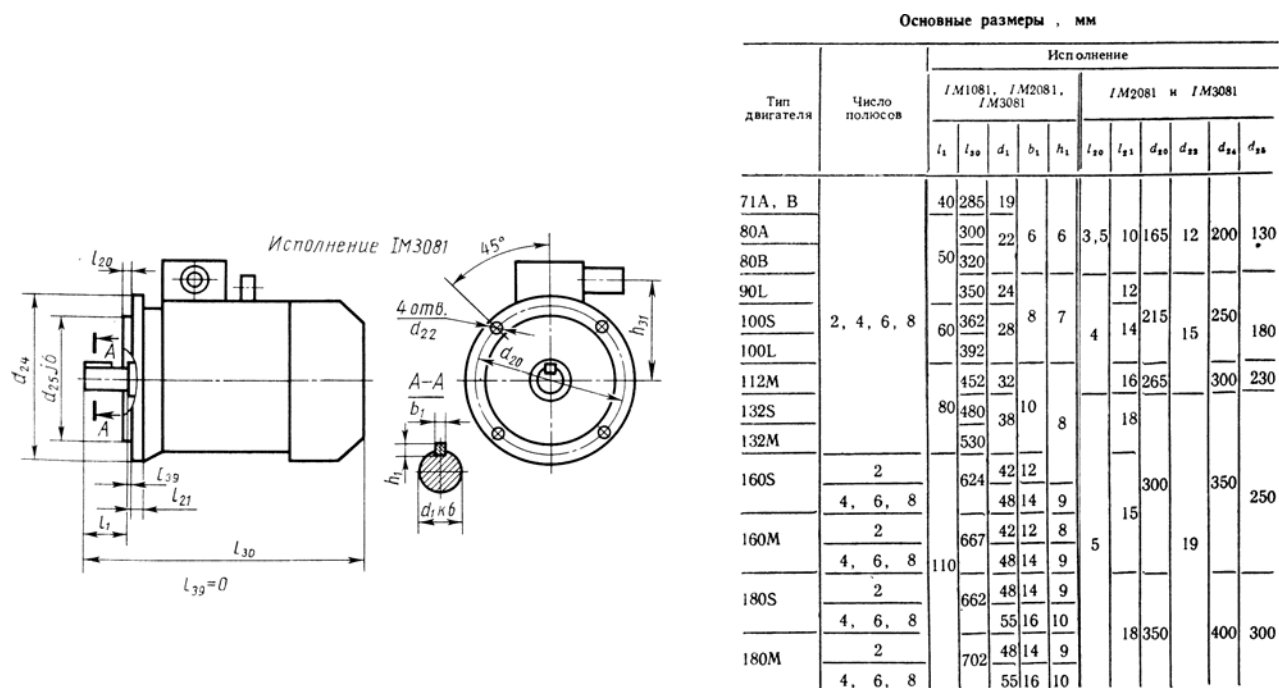


Рисунок 1.3 – Выбранный электродвигатель

Принимаем передаточное отношение наружной цилиндрической передачи и червячной передачи соответственно [1, табл. 1.2]

$$u_{ц2} = 2$$

$$u_{ч} = 16$$

Тогда передаточное отношение закрытой цилиндрической передачи

$$u_{ц1} = \frac{u_{пр}}{u_{ц2} u_{ч}} = 64,4/2/16 = 2,01$$

1.4 Расчет моментов и угловых скоростей на валах привода

Мощность на червячном валу

$$P_1 := P_{дв} \cdot \eta_M \cdot \eta_{п} = 11,0 \times 0,98 \times 0,99 = 10,7 \text{ кВт}$$

Мощность на промежуточном валу редуктора

$$P_2 := P_1 \cdot \eta_{пл} \cdot \eta_{п} = 10,7 \times 0,80 \times 0,99 = 8,5 \text{ кВт}$$

Мощность на выходном валу редуктора

$$P_3 := P_2 \cdot \eta_{ц} \cdot \eta_{п} = 8,5 \times 0,96 \times 0,99 = 8,0 \text{ кВт}$$

Мощность на валу галтовочного барабана

$$P_4 = P_3 \eta_{ц} \eta_{п} = 8,0 \times 0,96 \times 0,99 = 7,6 \text{ кВт}$$

Соответственно угловые скорости вращения

$$\omega_1 := \omega_{дв} = 304 \text{ рад/с}$$

$$n_1 = n_{дв} = 2900 \text{ об/мин}$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_{ч}} = 304 / 16 = 19,0 \text{ рад/с}$$

$$n_2 = 181 \text{ об/мин}$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{u_{ц1}} = 19,0 / 2,01 = 9,4 \text{ рад/с}$$

$$n_3 = 90 \text{ об/мин}$$

$$\omega_4 = \frac{\omega_3}{u_{ц2}} = 9,4 / 2 = 4,7 \text{ рад/с}$$

$$n_4 = 45 \text{ об/мин}$$

| | | | | | | | | | |
|-----|------|----------|-------|------|--|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Лист |
| | | | | | | | | | 1 |
| Изм | Лист | N докум. | Подп. | Дата | | | | | |

2 РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

2.1 Расчет червячной передачи

2.1.1 Основные сведения о червячных передачах

Червячные редукторы применяются в приводах машин, работающих с кратковременным или средним режимом по времени. К достоинствам червячных передач и редукторов относятся возможность получения больших передаточных чисел в одной ступени передач, бесшумность работы, высокая сопротивляемость ударным нагрузкам и минимальное число движущихся частей.

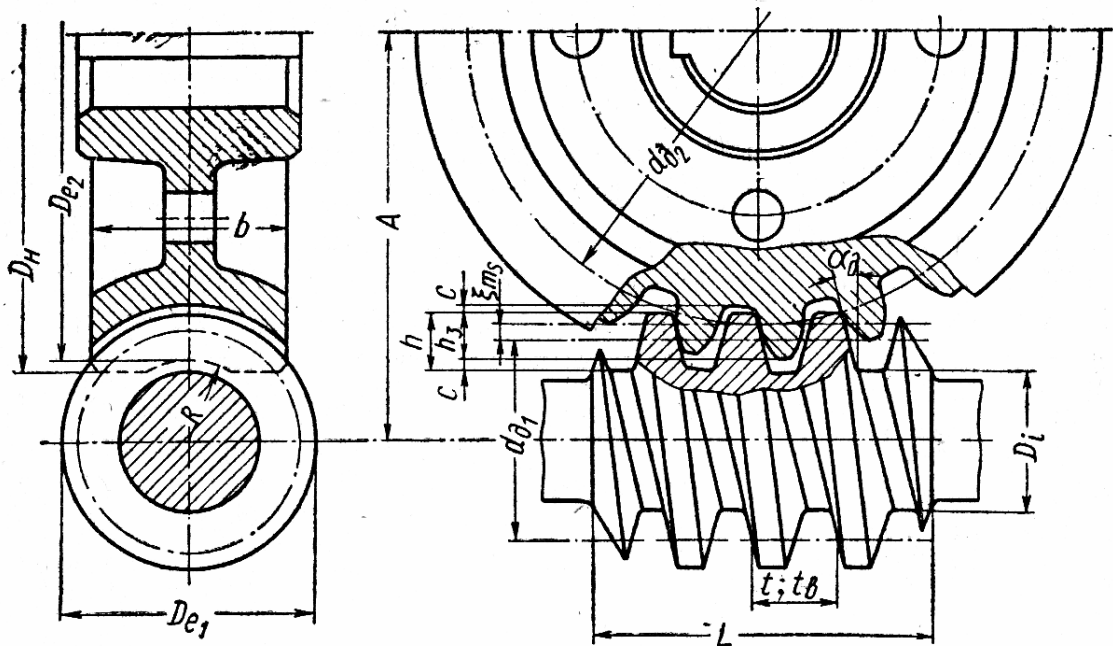


Рисунок 2.1 Элементы червячного зацепления

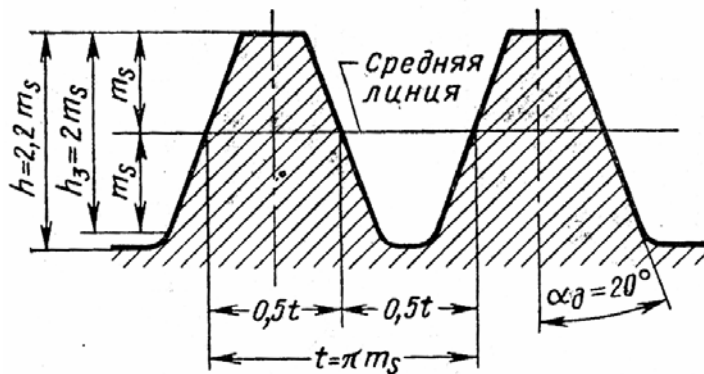


Рисунок 2.2 Основные параметры исходного контура

$$a_w = 6100 \sqrt[3]{\frac{K_\beta T_{HE2}}{[\sigma]_H^2}}$$

где $K_\beta = 0,5 (K_{\beta 0} + 1)$ – коэффициент для переменного режима нагружения;

$K_{\beta 0}$ – начальный коэффициент концентрации нагрузки, определяемый по графику [1, рис. 2.12] в зависимости от числа витков червяка. Число витков червяка определяется по передаточному отношению передачи, для $u = 16$ число витков $z_1 = 2$. Тогда начальный коэффициент концентрации нагрузки $K_{\beta 0} = 1.2$;

$T_{HE2} = K_{Hd} T_2$ – эквивалентный момент на колесе, Нм;

K_{Hd} – коэффициент долговечности, для указанного срока работы передачи число циклов нагружения превышает условную базу 10^7 [1, стр. 21], поэтому $K_{Hd} = 1$.

Тогда

$$K_\beta = 0,5 \times (1.2 + 1) = 1,1$$

$$T_{HE2} = 1 \times 442 = 445 \text{ Нм}$$

Соответственно

$$a_w = 6100 \sqrt[3]{\frac{1,1 \times 445}{(198 \times 10^6)^2}} = 141 \text{ мм}$$

Принимаем стандартное значение [1, стр. 21]

$$a_w = 160 \text{ мм}$$

Тогда число зубьев червячного колеса

$$z_2 := z_1 \cdot u = 2 \times 16 = 32$$

Модуль передачи

$$m := 1,5 \cdot \frac{a_w}{z_2} = 1,5 \times 160 / 32 = 7.5 \text{ мм}$$

Принимаем

$$m = 8 \text{ мм}$$

Коэффициент диаметра червяка

$$q := \frac{2a_w}{m} - z_2 = 2 \times 160 / 8 - 32 = 8$$

Минимально допустимое значение q из условия жесткости червяка

| | | | | | | |
|-----|------|----------|-------|------|--|------|
| | | | | | | Лист |
| Изм | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | 1 |

Определим геометрические размеры червяка. Диаметр вершин

$$d_{a1} = m_s (q + 2) = 8 * (8 + 2) = 80 \text{ мм};$$

Длина нарезанной части червяка

$$L \geq (11 + 0,06z_2) m_s = (11 + 0,06*2)*8 = 103 \text{ мм}$$

Согласно рекомендациям [2] увеличим длину на 25 мм. Тогда принимаем

$$L = 130 \text{ мм.}$$

ХОД ВИНТОВОЙ ЛИНИИ

$$t = \pi m_s z_1 = 3.14 * 8 * 2 = 50 \text{ мм}$$

Приблизительный вид червячного вала приведен ниже.

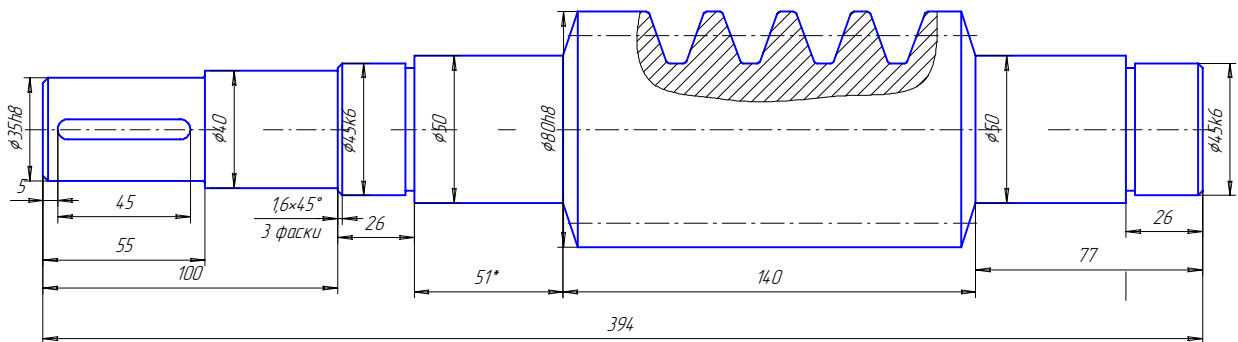


Рисунок 2.3. Червячный вал

Определим геометрические размеры червячного колеса

Делительный диаметр

$$d_2 = m z_2 = 8 \times 32 = 256 \text{ мм}$$

Диаметр впадин

$$d_{f2} = m (z_2 - 2.4) = 8 \times (32 - 2.4) = 263.8 \text{ мм}$$

Диаметр вершин

$$d_{a2} = m (z_2 + 1.5) = 8 \times (32 + 1.5) = 268 \text{ мм}$$

Ширина обода червячного колеса

$$b_2 = 0.75 d_{a1} = 0.75 \times 80 = 60 \text{ мм}$$

Наружный диаметр колеса

$$d_{H2} = d_{a2} + 1.5m = 268 + 1.5 \times 8 = 280 \text{ мм}$$

Радиус вершин зубьев колеса

$$R_2 = 0.5 d_1 - m = 0.5 \times 64 - 8 = 24 \text{ мм}$$

$$\sigma_{T2} := 640 \text{ МПа}$$

Твердость зубчатых колес

$$HB_1 := 290$$

$$HB_2 := 250$$

Допускаемые контактные напряжения [1, табл. 2.2]

$$\sigma_{H1} := (1.8 \cdot HB_1 + 67) \text{ МПа} = 1,8 \times 290 + 67 = 589 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H2} := (1.8 \cdot HB_2 + 67) \text{ МПа} = 1,8 \times 250 + 67 = 517 \text{ МПа}$$

Допускаемые изгибные напряжения [1, табл. 2.2]

$$\sigma_{F1} := (1.03 \cdot HB_1) \text{ МПа} = 1,03 \times 290 = 299 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F2} := (1.03 \cdot HB_2) \text{ МПа} = 1,03 \times 250 = 258 \text{ МПа}$$

Максимальные контактные напряжения [1, табл. 2.2]

$$\sigma_{H1\max} := 2.8 \sigma_{T1} = 2,8 \times 750 = 2100 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H2\max} := 2.8 \sigma_{T2} = 2,8 \times 640 = 1792 \text{ МПа}$$

Максимальные изгибные напряжения [1, табл. 2.2]

$$\sigma_{F1\max} := (2.74 \cdot HB_1) \text{ МПа} = 2,74 \times 290 = 795 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F2\max} := (2.74 \cdot HB_2) \text{ МПа} = 2,74 \times 250 = 685 \text{ МПа}$$

Минимальное значение напряжений

$$\sigma_H := \min(\sigma_{H1}, \sigma_{H2}) = \min(589, 517) = 517 \text{ МПа}$$

$$\sigma_F := \min(\sigma_{F1}, \sigma_{F2}) = \min(299, 258) = 258 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H\max} := \min(\sigma_{H1\max}, \sigma_{H2\max}) = \min(2100, 1792) = 1792 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F\max} := \min(\sigma_{F1\max}, \sigma_{F2\max}) = \min(795, 685) = 685 \text{ МПа}$$

Соответственно допускаемые напряжения

$$[\sigma]_H = 517 \text{ МПа} \quad [\sigma]_F = 258 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{H\max} = 1792 \text{ МПа} \quad [\sigma]_{F\max} = 685 \text{ МПа}$$

2.2.2 Силовой расчет передачи

Время службы редуктора

$$t_{\text{сл}} := K_{\text{сут}} \cdot 24 \cdot (3600 \text{ с}) \cdot K_{\text{год}} \cdot 365 = 0.8 \times 24 \times 3600 \times 0.85 \times 365 \times 5 = 4.02 \times 10^7 \text{ с}$$

| | | | | | | |
|-----|------|----------|-------|------|--|------|
| | | | | | | Лист |
| Изм | Лист | N докум. | Подп. | Дата | | 1 |

Согласно [1, стр. 12] при числе циклов нагружения больше 10^8 значение коэффициента долговечности

$$K_{Hд} = 1$$

Коэффициент для прямозубых колес [1, стр. 10]

$$K_a = 4950$$

Эквивалентный момент на цилиндрическом колесе

$$T_{HEЗ} = K_{Hд} M_3 = 1 \times 852 = 852 \text{ Нм}$$

Тогда расчетное межосевое расстояние

$$a_w = K_a (u_{ц} + 1) \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} T_{HEЗ}}{\psi_a u_{ц}^2 [\sigma]_H^2}} =$$
$$= 4950 \times (2.01 + 1) \times \sqrt[3]{\frac{1.02 \times 852}{0.315 \times 2.01^2 \times (517 \times 10^6)^2}} = 206 \text{ мм}$$

Принимаем стандартное значение [1, стр. 12]

$$a_w = 200 \text{ мм}$$

Делительный диаметр шестерни

$$d_1 = \frac{2 a_w}{u_{ц} + 1} = \frac{2 \times 200}{2.01 + 1} = 132 \text{ мм}$$

Делительный диаметр колеса

$$d_2 = d_1 u_{ц} = 132 \times 2,01 = 265 \text{ мм}$$

Ширина колеса

$$b_2 = \psi_d d_1 = 0.315 \times 132 = 63 \text{ мм} = 65 \text{ мм}$$

Ширина шестерни

$$b_1 = b_2 + 5 = 65 + 5 = 70 \text{ мм}$$

Расчетный модуль передачи

$$m = \frac{2 K_m T_{FEЗ}}{d_2 b_2 [\sigma]_F} = \frac{2 \times 6.6 \times 852}{0.267 \times 0.065 \times (258 \times 10^6)^2} = 2.49 \text{ мм}$$

Принимаем стандартное значение

$$m = 2,5 \text{ мм}$$

Суммарное число зубьев шестерни и колеса

$$z_{\Sigma} = 2a_w/m = 2 \times 200/2,5 = 160$$

| | | | | | | |
|-----|------|----------|-------|------|--|------|
| | | | | | | Лист |
| Изм | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | 2 |

$$= 1,57 \times 274 \times 10^3 \sqrt{\frac{1,11 \times 6370 \times (2,01 + 1)}{0,1375 \times 0,070 \times 2,01}} = 451 \times 10^6 \text{ Па}$$

$$451 \text{ МПа} < 517 \text{ МПа}$$

Контактная прочность обеспечена. Для проверки изгибной прочности необходимо определить ряд коэффициентов:

$$K_{F\alpha} = 0,91 \text{ [2, занятие 10],}$$

$$K_{F\beta} = 1,18 \text{ [2, табл. П25],}$$

$$K_{Fv} = 3K_{Hv} - 2 = 3 * 1,03 - 2 = 1,09$$

Коэффициент концентрации нагрузки

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} = 0,91 * 1,18 * 1,09 = 1,17$$

По таблице [2, табл. П27] определим коэффициент формы зуба

$$Y_{F1} = 3,91 \quad Y_{F2} = 3,75$$

Сравнительная оценка прочности зубьев на изгиб

$$[\sigma]_{F1}/Y_{F1} = 299/3,91 = 76,5 \quad [\sigma]_{F2}/Y_{F2} = 258/3,75 = 76,8$$

Прочность зубьев шестерни оказалась ниже, чем зубьев колеса, поэтому проверку на выносливость по напряжениям изгиба следует выполнить для зубьев шестерни. Расчетное напряжение при изгибе

$$\sigma_F = \frac{Y_F K_F F_a}{b_a m} = \frac{3,91 \times 1,17 \times 6370}{0,070 \times 0,0025} = 167 \times 10^6 \text{ Па}$$

$$167 \text{ МПа} < 258 \text{ МПа}$$

Прочность зубьев на изгиб обеспечена.

2.3 Расчет внешней цилиндрической зубчатой передачи

2.3.1 Особенности конструкции передачи

Для обеспечения долговечности передачи предусмотрен защитный кожух, устанавливаемый по месту при монтаже редуктора. Этот кожух предохраняет передачу от попадания абразивных частиц и быстрого износа, а также обеспечивает эффективную смазку передачи путем препятствования высыхания и разбрызгивания смазки. Смазка осуществляется периодически при плановом техническом обслуживании.

В силу указанных причин расчет передачи можно вести по алгоритму для закрытой зубчатой передачи.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|-------|------|--|------|
| | | | | | | Лист |
| Изм | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | 2 |

$$K_{HE} := \sqrt{\sum \left[\left(\frac{T}{T_{\max}} \right)^3 \cdot \frac{t}{t_{\Sigma}} \right]} = 0.72$$

Базовое число циклов нагружения

$$N_{HG} := HB_1^3 = 290^3 = 2.44 \times 10^7$$

Действительное число циклов нагружения

$$N = 60 n_1 t_{cl} = 60 \times 950 \times 4.02 \times 10^7 = 7.21 \times 10^{10}$$

Согласно [1, стр. 12] при числе циклов нагружения больше 10^8 значение коэффициента долговечности

$$K_{Hd} = 1$$

Коэффициент для прямозубых колес [1, стр. 10]

$$K_a = 4950$$

Эквивалентный момент на цилиндрическом колесе

$$T_{HE3} = K_{Hd} M_3 = 1 \times 1620 = 1620 \text{ Нм}$$

Тогда расчетное межосевое расстояние

$$a_w = K_a (u_{ц} + 1) \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} T_{HE2}}{\psi_a u_{ц}^2 [\sigma]_H^2}} =$$

$$= 4950 \times (2 + 1) \times \sqrt[3]{\frac{1.02 \times 1620}{0.315 \times 2^2 \times (517 \times 10^6)^2}} = 255 \text{ мм}$$

Принимаем стандартное значение [1, стр. 12]

$$a_w = 280 \text{ мм}$$

Делительный диаметр шестерни

$$d_1 = \frac{2 a_w}{u_{ц} + 1} = \frac{2 \times 280}{2 + 1} = 187 \text{ мм}$$

Делительный диаметр колеса

$$d_2 = d_1 u_{ц} = 187 \times 2 = 373 \text{ мм}$$

Ширина колеса

$$b_2 = \psi_d d_1 = 0.250 \times 187 = 46.75 \text{ мм} \approx 47 \text{ мм}$$

Ширина шестерни

$$b_1 = b_2 + 5 = 47 + 5 = 52 \text{ мм}$$

3 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА

3.1 Червячный вал

Диаметр выходного конца ведущего вала редуктора определим приближенно из расчета на прочность при кручении по заниженным допускаемым касательным напряжениям.

Принимаем $[\tau]_к = 15$ МПа для стали 45Х.

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16 T_1}{\pi [\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 35}{3,14 \times 15 \times 10^6}} = 0,022 \text{ м} = 22 \text{ мм.}$$

Принимаем

$$d_1 = 25 \text{ мм}$$

Диаметр вала под подшипниками после выполнения компоновки

$$d_{1п} = 45 \text{ мм}$$

3.2 Промежуточный вал

Минимальный диаметр промежуточного вала редуктора определим приближенно из расчета на прочность при кручении по заниженным допускаемым касательным напряжениям.

Принимаем $[\tau]_к = 15$ МПа для стали 45Х.

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{16 T_2}{\pi [\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 445}{3,14 \times 15 \times 10^6}} = 0,053 \text{ м} = 53 \text{ мм.}$$

Принимаем

$$d_2 = 55 \text{ мм}$$

Диаметр вала под подшипниками после выполнения компоновки (уменьшение допустимо, т. к. в местах установки подшипников напряжение кручения вала близко к нулю)

$$d_{2п} = 45 \text{ мм}$$

| | | | | | | |
|-----|------|----------|-------|------|--|------|
| | | | | | | Лист |
| Изм | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | 2 |

4 КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ КОРПУСА РЕДУКТОРА

Толщина стенок корпуса:

$$\delta = 0,025 a_w + 1 = 0,025 * 200 + 1 = 7,25 \text{ мм}$$

Принимаем

$$\delta = 8 \text{ мм}$$

Толщина стенок крышки

$$\delta_1 = 0,02 a_w + 1 = 0,02 * 250 + 1 = 6 \text{ мм}$$

Принимаем

$$\delta_1 = 8 \text{ мм}$$

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

$$b = 1,5\delta = 12 \text{ мм}$$

$$b_1 = 1,5\delta_1 = 12 \text{ мм}$$

Нижний пояс корпуса

$$p = 2,35\delta = 19 \text{ мм}$$

Принимаем

$$p = 20 \text{ мм.}$$

Диаметры болтов фундаментных

$$d_1 = 0,032 a_w + 12 = 0,032 * 250 + 12 = 20 \text{ мм,}$$

Принимаем болты с резьбой М20

Диаметры болтов, крепящих крышку к корпусу

$$d_2 = 0,73 d_1 = 0,73 * 20 = 14,6 \text{ мм}$$

Принимаем болты с резьбой М16.

| | | | | | | | | | |
|-----|------|----------|-------|------|--|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Лист |
| | | | | | | | | | 2 |
| Изм | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | | | | |

6 ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШПОНОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ

Шпонки подбирают по таблицам ГОСТа в зависимости от диаметров вала и проверяют расчетом на смятие.

6.1 Ведущий вал

Для консольной части вала $d_1 = 35$ мм. По таблице [1, табл. 24.32] подбираем призматическую шпонку $b \times h = 10 \times 8$ мм. Длину шпонки берем из ряда стандартных длин $l = 50$ мм. Расчетная длина шпонки

$$l_p = l - b = 50 - 8 = 42 \text{ мм.}$$

Допускаемое напряжение смятия для ступицы соединительной муфты

$$[\sigma_{\text{см}}] = 100 \text{ МПа}$$

Расчетное напряжение смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4,4 T_1}{d_1 l_p h} = \frac{4,4 \times 35}{0,035 \times 0,042 \times 0,008} = 13,1 \times 10^6 \text{ Па} = 13,1 \text{ МПа}$$

$$13,1 \text{ МПа} < 100 \text{ МПа}$$

6.2 Промежуточный вал

Для места установки червячного колеса $d_1 = 58$ мм. По таблице [1, табл. 24.32] подбираем призматическую шпонку $b \times h = 16 \times 10$ мм. Длину шпонки берем из ряда стандартных длин $l = 70$ мм. Расчетная длина шпонки

$$l_p = l - b = 70 - 16 = 64 \text{ мм.}$$

Допускаемое напряжение смятия для ступицы колеса

$$[\sigma_{\text{см}}] = 100 \text{ МПа}$$

Расчетное напряжение смятия

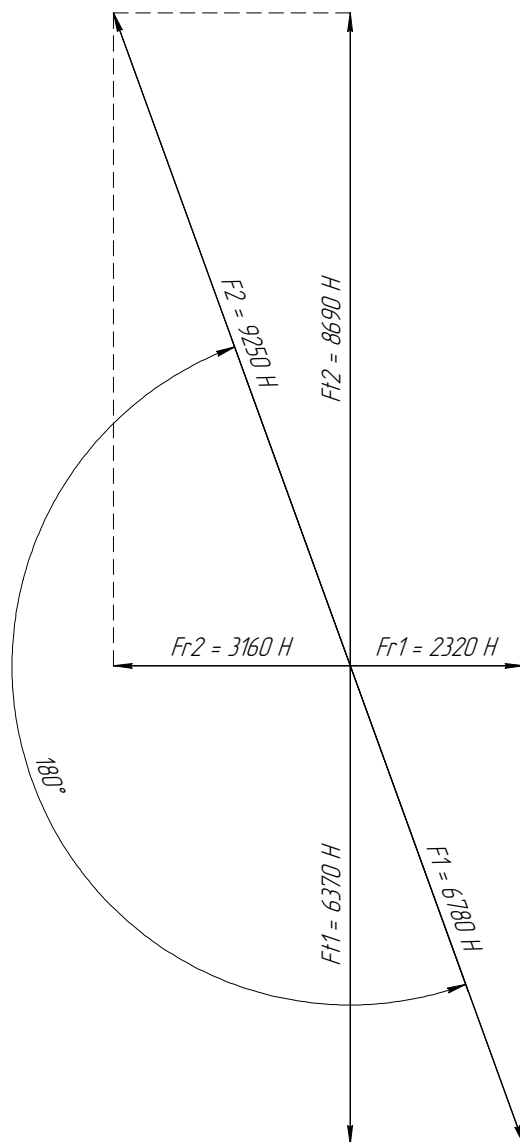
$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4,4 T_1}{d_1 l_p h} = \frac{4,4 \times 445}{0,058 \times 0,064 \times 0,010} = 52,7 \times 10^6 \text{ Па} = 52,7 \text{ МПа}$$

$$52,7 \text{ МПа} < 100 \text{ МПа}$$

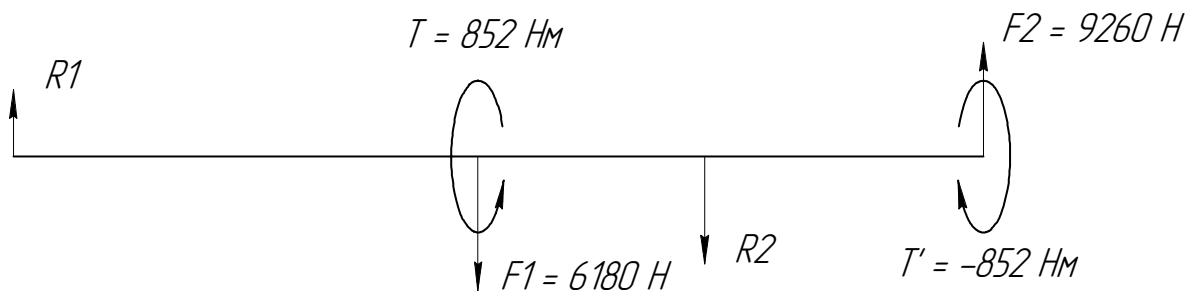
Остальные шпонки рассчитываются аналогично. В результате расчеты было установлено, что они удовлетворяются критерию прочности по напряжениям смятия.

| | | | | | | | | | |
|-----|------|----------|-------|------|--|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Лист |
| Изм | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | | | | 3 |

Изобразим силы от зубчатых колес, действующие на вал в поперечном сечении вала.



Очевидно, что можно упростить расчетную схему, выполнив вычисления сил в плоскости, проходящей под некоторым углом к вертикально оси. Тогда в перпендикулярной плоскости силы будут равны нулю. Итого окончательная расчетная схема



Уточненный расчет произведем для наиболее нагруженного изгибным моментом участка – точки приложения силы F_1 .

Суммарная радиальная сила

$$R = 9260 - 8920 = 340 \text{ Н}$$

Наибольший изгибающий момент

$$M_{и} = M_2 = 935 \text{ Нм}$$

Осевой момент круглого сечения

$$W_x = \frac{\pi d_2^3}{32} = \frac{3.14 \times 0,065^3}{32} = 2,69 \times 10^{-5} \text{ м}^3$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_{и} = \frac{\sqrt{M_{и}^2 + T^2}}{W_x} = \frac{\sqrt{935^2 + 852^2}}{2,69 \times 10^{-5}} = 47 \times 10^6 \text{ Па} = 47 \text{ МПа}$$

Напряжение кручения

$$\tau_k = T/W_p = T/(2W_x) = 852/(2 \times 2,69 \times 10^{-5}) = 16 \times 10^6 \text{ МПа} = 16 \text{ МПа}$$

Эквивалентное напряжение

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{и}^2 + 4\tau_k^2} = \sqrt{47^2 + 4 \times 16^2} = 57 \text{ МПа}$$

$$57 \text{ МПа} < 73 \text{ МПа}$$

Ведомый вал проходит по прочности.

Остальные валы рассчитываются аналогично. В результате расчеты было выяснено, что все оси удовлетворяют условиям прочности.

| | | | | | | | | | |
|-----|------|----------|-------|------|--|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Лист |
| | | | | | | | | | 3 |
| Изм | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | | | | |

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Спроектированный привод работоспособен при условиях, указанных в техническом задании. При конструировании редуктора были применены, по возможности, стандартные детали и узлы, которые обеспечат требуемое время работы редуктора.

Максимальный момент, передаваемый редуктором, несколько превышает приведенный в техническом задании. Это позволяет судить о том, что привод не выйдет из строя при кратковременном повышении нагрузки.

Привод может эксплуатироваться для оборудования галтовочного барабана.

| | | | | | | | | | |
|------------|-------------|-----------------|--------------|-------------|--|--|--|--|-------------|
| | | | | | | | | | <i>Лист</i> |
| <i>Изм</i> | <i>Лист</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Подп.</i> | <i>Дата</i> | | | | | 3 |