

Содержание

Задание

1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ РАСЧЕТА ПРИВОДА

1.1 Определение основных параметров на исполнительном рабочем органе – барабане

2. ЭНЕРГО-КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

2.1. Выбор электродвигателя

2.2 Определение исходных данных для расчета передач привода

3. РЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА

3.1 Общие сведения

3.2 Основные размеры клиноременной передачи

3.3 Расчет передачи по тяговой способности

4. РЕДУКТОР

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

ПРИВОД ЛЕНТОЧНОГО ТРАНСПОРТЕРА ДЛЯ ЗЕРНА

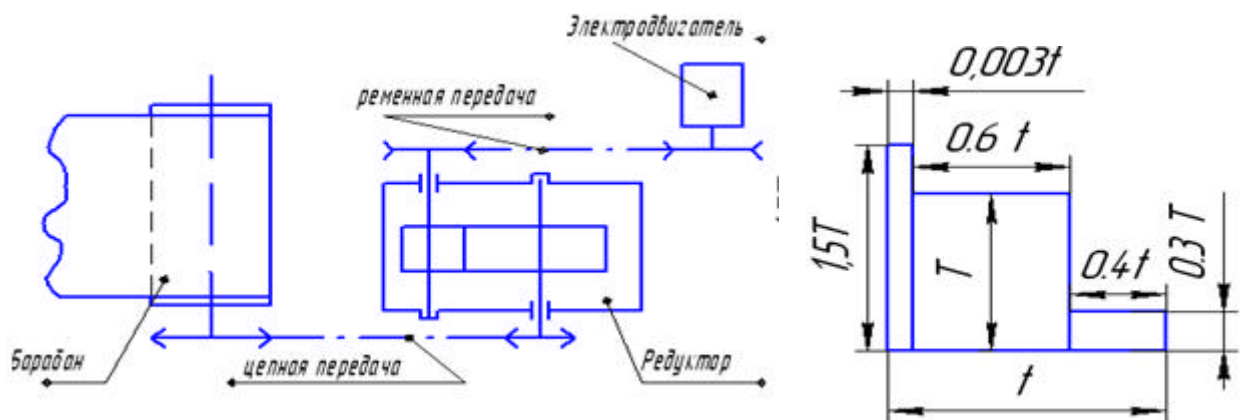
Запишем данные:

Окружное усилие на барабане $F = 2 \cdot 10^3$ Н

Окружная скорость барабана $v = 1.3 \frac{\text{м}}{\text{с}}$

Диаметр барабана $D_{\text{р.о.}} = 0.4$ м

Срок службы $t = 8$ лет $K_{\text{год}} = 0.4$ $K_{\text{сут}} = 0.7$



1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ РАСЧЕТА ПРИВОДА

1.1 Определим мощность и угловую скорость рабочего органа

$$P_{p.o.} = F \cdot v = 2 \cdot 10^3 \cdot 1.3 = 2600.0 = 2.6 \times 10^3 \cdot \text{Вт}$$

где F - окружное усилие $F = 2 \times 10^3 \cdot \text{Н}$

v - окружная скорость барабана $v = 1.3 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$

Угловая скорость

$$\omega_{p.o.} = \frac{2v}{D_{p.o.}} = \frac{2 \cdot 1.3}{0.4} = 6.5 = 6.5 \cdot \frac{\text{рад}}{\text{с}} \quad (1.1)$$

где $D_{p.o.}$ - диаметр рабочего органа $D_{p.o.} = 0.4 \cdot \text{м}$

1.2 Наиболее длительно действующий момент рабочего органа

$$T_{p.o.} = \frac{P_{p.o.}}{\omega_{p.o.}} = \frac{2600}{6.5} = 400.0 = 400 \cdot \text{Н} \cdot \text{м} \quad (1.2)$$

где $P_{p.o.} = 2.6 \times 10^3 \cdot \text{Вт}$ - мощность рабочего органа

$\omega_{p.o.} = 6.5 \cdot \frac{\text{рад}}{\text{с}}$ - угловая скорость рабочего органа

1.3 Момент и время их действия

при наиболее длительно действующем моменте $T_{p.o.} = 400 \cdot \text{Н} \cdot \text{м}$
и сроке службы $t = 8$ лет

Опираясь на данные гистограммы, получим:

$$T_1 = T_{p.o.} \cdot T_1 = 400 \cdot 1.5 = 600.0 \quad \text{Н} \cdot \text{м} \quad (1.3)$$

$$t_1 = t_1 \cdot t = 0.003 \cdot 8 = 0.024 \quad \text{лет}$$

$$T_2 = T_{p.o.} \cdot T_2 = 400 \quad \text{Н} \cdot \text{м}$$

$$t_2 = t_2 \cdot t = 0.6 \cdot 8 = 4.8 \quad \text{лет}$$

$$T_3 = T_{p.o.} \cdot T_3 = 400 \cdot 0.3 = 120.0 \quad \text{Н} \cdot \text{м}$$

$$t_3 = t_3 \cdot t = 0.4 \cdot 8 = 3.2 \quad \text{лет}$$

1.4 Определим эквивалентный момент

$$T_E = \sqrt{\frac{T_1^2 \cdot t_1 + T_2^2 \cdot t_2 + T_3^2 \cdot t_3}{t_1 + t_2 + t_3}} = \sqrt{\frac{600.0^2 \cdot 0.024 + 400^2 \cdot 4.8 + 120.0^2 \cdot 3.2}{0.024 + 4.8 + 3.2}} = 320.2 \quad \text{Н} \cdot \text{м} \quad (1.4)$$

2. ЭНЕРГО-КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

2.1. Выбор электродвигателя

Общий КПД привода

$$\eta = \eta_{р.п} \cdot \eta_{ц.п} \cdot \eta_p \quad (2.1)$$

где $\eta_{р.п} = 0.96$ - КПД ременной передачи

$\eta_{ц.п} = 0.95$ - КПД цепной передачи

$\eta_p = 0.98$ - КПД редуктора

Тогда общий КПД

$$\eta = \eta_{р.п} \cdot \eta_{ц.п} \cdot \eta_p = 0.96 \cdot 0.95 \cdot 0.98 = 0.894 \quad (2.2)$$

Расчетная мощность электродвигателя

$$P_{расч} = \frac{T_E \cdot \omega_{р.о.}}{\eta} = \frac{320.2 \cdot 6.5}{0.894} = 2328.0 \text{ Вт} \quad (2.3)$$

По расчетной мощности подбираем двигатель пользуясь условием РДВ $P_{расч}$ [1, табл. 1,1], выписать его техническую характеристику (мощность, частоту вращения вала, кратность максимального момента λ) и привести рисунок с размерами

Выбираем асинхронный трехфазный электродвигатель серии 4А

тип - 4А112МВ8У3

Мощность двигателя $P_{дв} = 3 \times 10^3 \cdot \text{Вт}$

Частота вращения $n = 700 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$

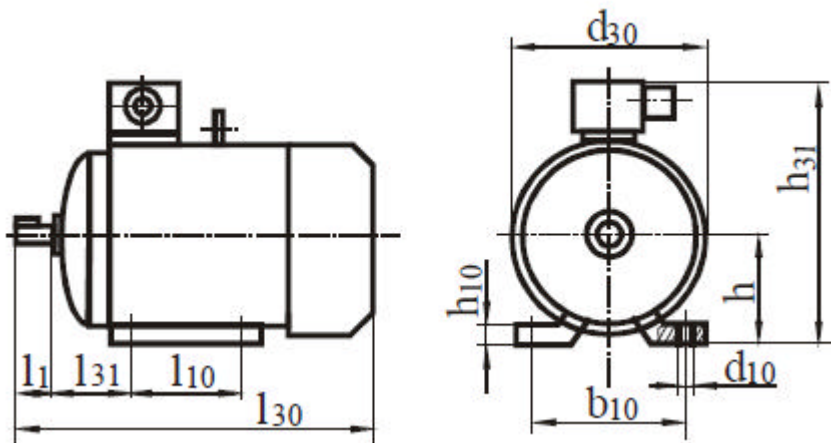


Рисунок 2.1 Эскиз выбранного двигателя

Габаритные размеры

$$l_{30} = 452 \cdot \text{мм}$$

$$h_{31} = 310 \cdot \text{мм}$$

$$d_{30} = 260 \cdot \text{мм}$$

Установочные и присоединительные размеры

$$l_1 = 80 \cdot \text{мм} \quad d_1 = 32 \cdot \text{мм} \quad h = 112 \cdot \text{мм}$$

$$l_{10} = 140 \cdot \text{мм} \quad d_{10} = 12 \cdot \text{мм} \quad h_{10} = 12 \cdot \text{мм}$$

$$l_{31} = 70 \cdot \text{мм} \quad b_{10} = 190 \cdot \text{мм}$$

Масса $m = 56 \text{ кг}$

2.2 Определение исходных данных для расчета передач привода

Для расчета передач необходимо определить передаточное отношение каждой передачи, угловые скорости и моменты сил всех валов. Не следует забывать, что угловые скорости валов обусловлены угловой скоростью вала двигателя, а моменты валов - моментом вала рабочего органа.

Определяем общее передаточное отношение:

$$u = \frac{\omega_{\text{дв}}}{\omega_{\text{г}}} \quad (2.4)$$

где угловая скорость
двигателя

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 700}{60} = 73.304 \cdot \frac{\text{рад}}{\text{с}} \quad (2.5)$$

тогда передаточное отношение

$$u = \frac{\omega_{\text{дв}}}{\omega_{\text{р.о.}}} = \frac{73.3038}{6.5} = 11.28 \quad (2.6)$$

Начертим кинематическую схему привода и обозначим валы последовательно, начиная с двигателя (1, 2, 3 и т.д.)

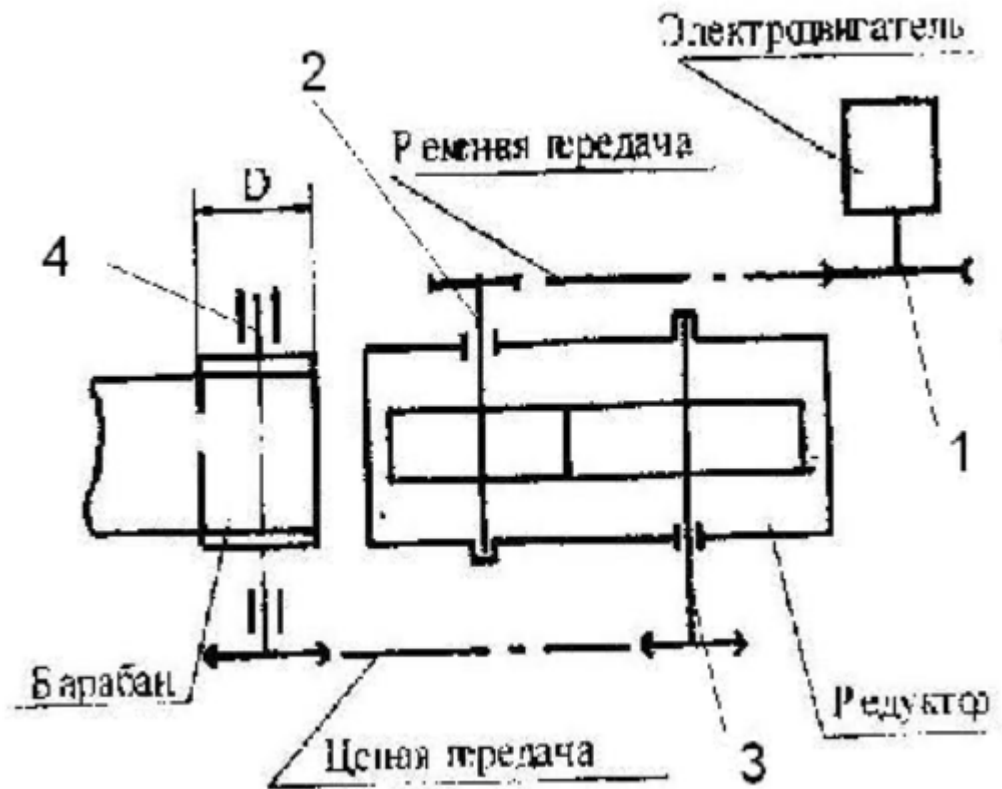


Рис 2.2 Кинематическая схема привода

Разбиваем общее передаточное отношение по ступеням

$$u = u_{I-II} \cdot u_{II-III} \cdot u_{III-IV} \quad (2.7)$$

Получаем передаточные отношения механических передач

для ременной передачи $u_{I-II} = 1.2$

для редуктора $u_{II-III} = 6.3$

для цепной передачи $u_{III-IV} = \frac{u}{u_{I-II} \cdot u_{II-III}} = \frac{11.28}{1.2 \cdot 6.3} = 1.49$ (2.8)

Выражаем угловые скорости валов привода через угловые скорости вала двигателя:

$$\omega_I = \omega_{дв} = 73.304 \cdot \frac{\text{рад}}{\text{с}} \quad (2.9)$$

Угловая скорость быстроходного вала редуктора

$$\omega_{II} = \frac{\omega_I}{u_{I-II}} = \frac{73.3038}{1.2} = 61.09 \frac{\text{рад}}{\text{с}} \quad (2.10)$$

Угловая скорость тихоходного вала редуктора

$$\omega_{III} = \frac{\omega_{II}}{u_{II-III}} = \frac{61.09}{6.3} = 9.697 \quad \frac{\text{рад}}{\text{с}} \quad (2.11)$$

Угловая скорость рабочего органа

$$\omega_{IV} = \frac{\omega_{III}}{u_{III-IV}} = \frac{9.697}{1.49} = 6.51 \quad \frac{\text{рад}}{\text{с}} \quad (2.12)$$

Определяем крутящие моменты валов привода по моменту рабочего органа

крутящий момент на валу двигателя

$$T_1 = \frac{T_{p.o.}}{u \cdot \eta} = \frac{400}{11.28 \cdot 0.894} = 39.7 \quad \text{Н} \cdot \text{м} \quad (2.13)$$

крутящий момент на быстроходном валу редуктора

$$T_2 = T_1 \cdot u_{I-II} \cdot \eta_{p.II} = 39.7 \cdot 1.2 \cdot 0.96 = 45.7 \quad \text{Н} \cdot \text{м} \quad (2.14)$$

крутящий момент на тихоходном валу редуктора

$$T_3 = T_2 \cdot u_{II-III} \cdot \eta_p = 45.7 \cdot 6.3 \cdot 0.98 = 282.2 \quad \text{Н} \cdot \text{м} \quad (2.15)$$

крутящий момент на барабане рабочего органа

$$T_4 = T_3 \cdot u_{III-IV} \cdot \eta_{ц.п} = 282.2 \cdot 1.49 \cdot 0.95 = 399.5 \quad \text{Н} \cdot \text{м} \quad (2.16)$$

3. РЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА

3.1 Общие сведения

Ременная передача состоит из ведущего, ведомого шкивов и охватывающего их ремня. Ее применяют, как правило, в тех случаях, когда валы по условиям конструкции расположены на значительных расстояниях. Наибольшие межосевые расстояния характерны для плоскоременных передач. В таблице 2.1 [1, ном.2.1] приведена краткая характеристика ременных передач.

Исходные данные:

$$P = P_{\text{дв}} = 3 \times 10^3 \cdot \text{Вт} \quad - \text{ мощность ведущего шкива;}$$

$$n_1 = n = 700 \cdot \frac{\text{об}}{\text{мин}} \quad - \text{ частота вращения ведущего шкива;}$$

$$u_1 = u_{\text{I-II}} = 1.2 \quad - \text{ передаточное отношение передачи}$$

режим работы - средний

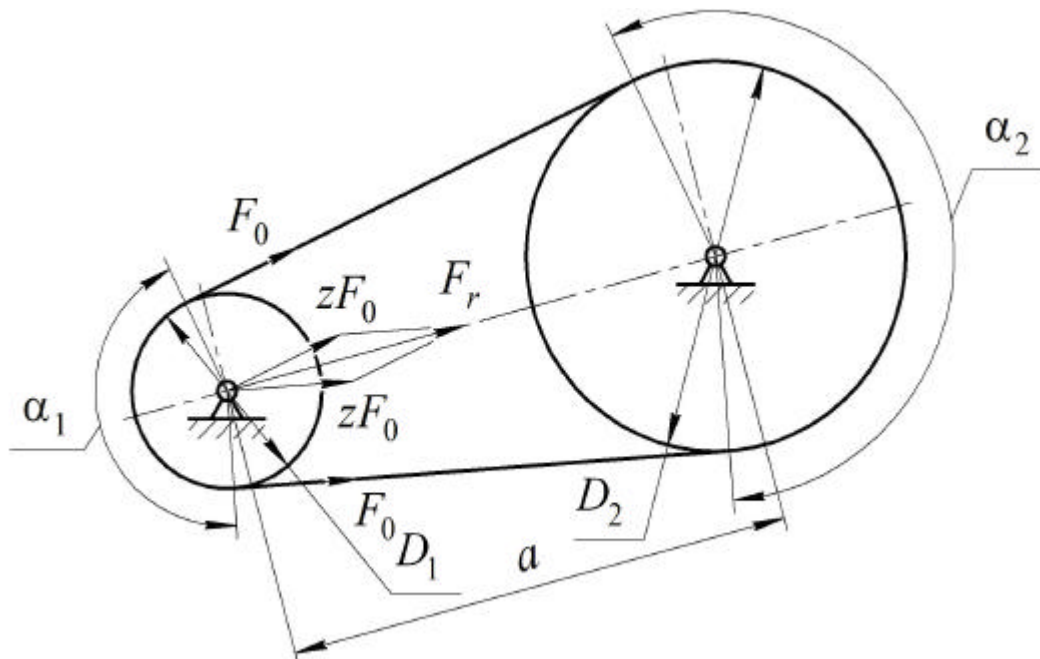


Рисунок 3.1. Схема передачи с размерами

Запишем тип ремня, пользуясь номограммой

тип ремня - В

3.2 Основные размеры клиноременной передачи.

Приведем рисунок поперечного сечения ремня с размерами

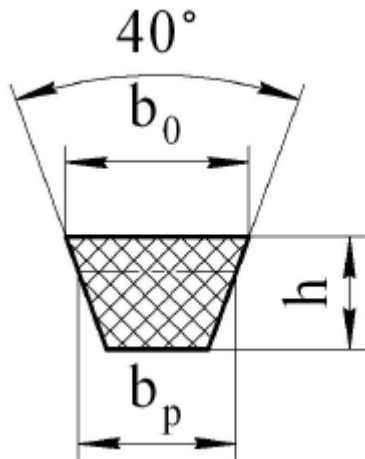


Рисунок 3.2 . Клиноремь (ГОСТ 1284.1-80)

Размеры в мм

$$b_p = 19 \cdot \text{мм}$$

$$b_0 = 22 \cdot \text{мм}$$

$$S = 230 \cdot \text{мм}^2$$

$$h = 13.5 \cdot \text{мм}$$

$$\alpha = 40 \text{ градусов}$$

Длина - 1800...10600

Минимальный диаметр шкива:

$$D_{\min} = 200 \text{ мм}$$

Применять при моменте 40...180 Н*м, что соответствует моменту $T_1 = 39.7 \cdot N \cdot \text{м}$

Вычислим диаметр большего шкива, учитывая упругое скольжение, мм и округлим его до ближайшего стандартного

$$D_2 = D_1 \cdot u_{I-II} \cdot (1 - \xi) = 200 \cdot 1.2 \cdot (1 - 0.01) = 237.6 \text{ мм} \quad (3.1)$$

где $\xi = 0.01$ - коэффициент;

$$D_1 = D_{\min} = 200 \text{ мм} \quad - \text{ диаметр меньшего шкива}$$

Округляем до стандартного числа:

$$D_2 = 250 \cdot \text{мм}$$

Уточняем передаточное отношение

$$u_{I-II} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \xi)} = \frac{250}{200 \cdot (1 - 0.01)} = 1.26 \quad (3.2)$$

Частота вращения ведомого шкива:

$$n_2 = \frac{n}{u_{I-II}} = \frac{700}{1.26} = 556.0 \quad \frac{\text{об}}{\text{мин}} \quad (3.3)$$

Скорость ремня

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot 10^{-3} \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 200 \cdot 10^{-3} \cdot 700}{60} = 7.33 \quad \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (3.4)$$

Принимаем ориентировочное межосевое расстояние

$$a = 1.5 \cdot D = 1.5 \cdot 250 = 375 \cdot \text{мм} \quad (3.5)$$

Длина ремня по принятому межосевому расстоянию

$$L = 2 \cdot a + \Delta_1 + \frac{\Delta_2}{a}$$

где $\Delta_1 = \frac{\pi \cdot (D_1 + D_2)}{2} = \frac{\pi \cdot (200 + 250)}{2} = 706.86 \text{ мм}$ (3.6)

$$\Delta_2 = \frac{(D_2 - D_1)^2}{4} = \frac{(250 - 200)^2}{4} = 625.0 \text{ мм} \quad (3.7)$$

тогда

$$L = 2 \cdot a + \Delta_1 + \frac{\Delta_2}{a} = 2 \cdot 375 + 706.86 + \frac{625}{375} = 1.459 \times 10^3 \text{ мм} \quad (3.8)$$

Округляем до стандартного значения

$$L = 1.5 \times 10^3 \cdot \text{мм}$$

по стандартной длине ремня уточняем межосевое расстояние

$$a = 0.25 \cdot \left[L - \Delta_1 + \sqrt{(L - \Delta_1)^2 - 8 \cdot \Delta_2} \right] \quad (3.10)$$

$$a = 0.25 \cdot \left[1500 - 706.86 + \sqrt{(1500 - 706.86)^2 - 8 \cdot 625} \right] = 395.78 \cdot \text{мм}$$

Вычислим угол охвата ремнем меньшего шкива, град

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \left(\frac{D_2 - D_1}{a} \right) = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{250 - 200}{395.78} = 172.799^\circ \quad (3.11)$$

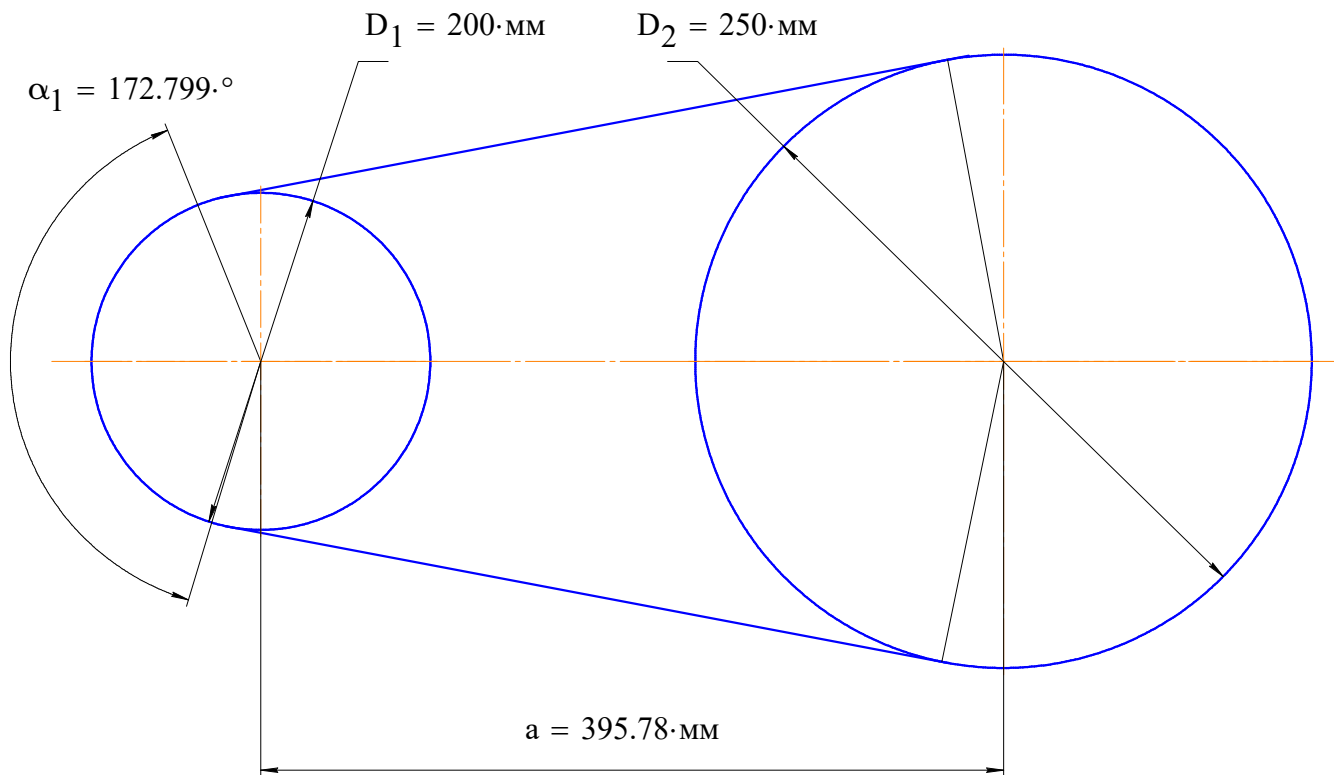


Рисунок 3.3 Основные размеры клиноременной передачи

3.3 Произведем расчет передачи по тяговой способности

Запишем исходные данные:

Мощность ведущего шкива: $P_{\text{расч}} = 2.328 \times 10^3 \cdot \text{Вт}$

Частота вращения ведущего шкива: $n = 700 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$

Передающее отношение передачи: $u_{\text{I-II}} = 1.26$

Длина ремня: $L = 1.5 \times 10^3 \cdot \text{мм}$

Угол охвата ремнем ведущего шкива: $\alpha_1 = 172.8^\circ$

Масса одного метра длины ремня: $q_m = 0.3 \frac{\text{кг}}{\text{м}}$

Тип ремня: В

Режим работы: средний

Запишем коэффициент, учитывающий угол охвата ремнем ведущего шкива. По таблице 2.3 методических указаний

получим $C_a = 1$

Запишем коэффициент, учитывающий режим работы передачи и характер нагрузки

По таблице 2.5 при числе смен работы равном двум

и когда режим работы - средний

получим $C_p = 1.2$

по длине ремня установим коэффициент, учитывающий длину

По таблице 2.4 методических указаний, получим при $L = 1.5 \times 10^3 \text{ мм}$
 $C_L = 0.87$

Расчитаем мощность передачи одним ремнем в условиях эксплуатации, найдя допускаемую мощность по графикам (рис 2.2, 2.3, 2.4 методических указаний)

$P_0 = 4.4 \text{ кВт}$

$$\text{Тогда } P_p = P_0 \cdot \frac{C_a \cdot C_L}{C_p} = 4.4 \cdot \frac{0.87}{1.2} = 3.19 = 3.19 \cdot \text{кВт} \quad (3.13)$$

2.3.3 Определим число ремней в передаче (ориентировочно)

$$Z = \frac{P_{\text{дв}}}{P_p \cdot 10^3} = \frac{3000}{3.19 \cdot 10^3} = 0.94 \quad (3.14)$$

$Z = 1$

Запишем коэффициент числа ремней (таблица 2.6 методических указаний)

$C_z = 0.95$

Уточняем число ремней

$$Z = \frac{P}{P_p \cdot 10^3 \cdot C_z} = \frac{3000}{3.19 \cdot 10^3 \cdot 0.95} = 0.99 \quad (3.15)$$

получим $Z = 1$

Вычисляем предварительно натяжение ветви одного ремня

$$F_0 = 0.85 \cdot \frac{P \cdot C_p \cdot C_L}{Z \cdot V \cdot C_a} + q_m \cdot V^2 = 0.85 \cdot \frac{3000 \cdot 1.2 \cdot 0.87}{7.33} + 0.3 \cdot 7.33^2 = 379.0 = 379 \cdot \text{H} \quad (3.16)$$

2.3.8 Нагрузка на валы

$$F_r = 2 \cdot F_0 \cdot Z \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 379 \cdot \sin\left(\frac{172.8^\circ}{2}\right) = 758.0 \cdot \sin(86.4^\circ) = 756.504 \cdot \text{H} \quad (3.17)$$

4. РЕДУКТОР

4.1 Расчет передачи

Исходные данные:

Передачное отношение $u_{II-III} = 6.3$

Угловая скорость быстроходного вала редуктора $\omega_{II} = 61.09 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$

Угловая скорость тихоходного вала редуктора $\omega_{III} = 9.697 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$

Крутящий момент на быстроходном валу редуктора $T_2 = 45.7 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Крутящий момент на тихоходном валу редуктора $T_3 = 282.2 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Степень точности изготовления передачи - 7

Шероховатость рабочей поверхности зубьев колеса и шестерни назначаем с учетом шлифования и полирования $R_a = 1.25$, что позволяет не снижать допускаемые контактные напряжения.

Выбираем материал шестерни и колеса по [3, табл.3.3]. Считаем, что редуктор работает в нормальных условиях. Для выбора оптимальных размеров и невысокой стоимости для изготовления колес принимаем сталь 40Х. Назначаем термообработку улучшение.

Шестерня HB 270

Колесо HB 245

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ для расчетов на прочность при длительной работе определяют по следующей зависимости:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb} \cdot K_{HL}}{[S_H]} \quad (4.1)$$

где σ_{Hlimb} - предел контактной выносливости при базовом числе циклов;

$K_{HL} = 1$ - коэффициент долговечности;

$[S_H] = 1.1$ - коэффициент запаса прочности.

По [1. прил.4.1, стр.35] для углеродистых легированных сталей с твердостью поверхностей зубьев менее HB 350 и термообработкой (улучшение) предел контактной выносливости определяем по формуле:

$$\sigma_{Hlimb} = 2 \cdot HB + 70 \quad (4.2)$$

для шестерни

$$[\sigma_{H1}] = \frac{(2 \cdot 270 + 70) \cdot 1}{1.1} = \frac{(2 \cdot 270 + 70)}{1.1} = 554.5 \text{ МПа} \quad (4.3)$$

для колеса

$$[\sigma_{H2}] = \frac{(2 \cdot 245 + 70) \cdot 1}{1.1} = \frac{(2 \cdot 245 + 70)}{1.1} = 509.1 \text{ МПа} \quad (4.4)$$

За расчетное контактное напряжение принимаем напряжение для прямозубых передач

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H2}] = 509.1 \text{ МПа} \quad (4.5)$$

Ориентировочное значение $\psi_{bd,max}$ при симметричном расположении опор относительно зубчатого венца при $H_1, H_2 < 350\text{НВ}$ [1. прил.4.3, стр.36]

$$\psi_{bd,max} = 1.27$$

$$\text{Коэффициент } \psi_{bd} = 0.9 \cdot \psi_{bd,max} = 0.9 \cdot 1.27 = 1.143 \quad [1. \text{ прил.4.3, стр.36}] \quad (4.6)$$

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца $K_{H\beta} = 1.06$ [1. прил.4.2, стр.35]

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку K_{Hv} [1. прил.4.4, стр.36]

$$\text{при } n_2 = \omega_{II} \cdot \frac{60}{2 \cdot \pi} = 61.09 \cdot \frac{60}{2 \cdot \pi} = 583.4 \frac{\text{об}}{\text{мин}} \quad \text{и} \quad \beta = 0^\circ \quad (4.7)$$

$$K_{Hv} = 1.08$$

$$\text{Коэффициент } K_{Fv} = 1.1 \quad [1. \text{ прил.4.4, стр.36}]$$

Диаметр делительной окружности шестерни, при $\beta = 0^\circ$

$$d'_1 = 716 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}}{\psi_{bd} \cdot ([\sigma_H])^2} \cdot \left(\frac{u_{II-III} + 1}{u_{II-III}} \right)} = 716 \cdot \sqrt[3]{\frac{45.7 \cdot 1.06 \cdot 1.08}{1.143 \cdot 509.1^2} \cdot \frac{6.3 + 1}{6.3}} = 42.19 \text{ мм} \quad (4.8)$$

$$\text{Число зубьев шестерни принимаем } Z_1 = 26$$

Ориентировочное значение расчетного модуля

$$m' = \frac{d'_1 \cdot \cos(\beta)}{Z_1} = \frac{42.19 \cdot \cos(0^\circ)}{26} = 1.623 \text{ мм} \quad (4.9)$$

Модуль согласуем со стандартом [1. прил.4.5, стр.37]

$$m = 1.5 \cdot \text{мм}$$

Уточняем число зубьев шестерни

$$Z_1 = \frac{d'_1 \cdot \cos(\beta)}{m} = \frac{42.19 \cdot \cos(0^\circ)}{1.5} = 28.13 \quad (4.10)$$

Округляем до ближайшего целого числа $Z_1 = 28$ зубьев

Уточняем диаметр делительной окружности шестерни

$$d_1 = \frac{m \cdot Z_1}{\cos(\beta)} = \frac{1.5 \cdot 28}{1} = 42 \cdot \text{мм} \quad (4.11)$$

Ширина зубчатого венца

$$b_w = \psi_{bd} \cdot \frac{d'_1{}^3}{d_1^2} = 1.143 \cdot \frac{42.19^3}{42^2} = 48.66 \quad \text{мм} \quad (4.12)$$

Число зубьев колеса

$$Z_2 = Z_1 \cdot u_{II-III} = 28 \cdot 6.3 = 176.4 \quad (4.13)$$

Диаметр делительной окружности колеса

$$d_2 = \frac{m \cdot Z_2}{\cos(\beta)} = \frac{1.5 \cdot 176.4}{1} = 264.6 \cdot \text{мм} \quad (4.14)$$

Диаметр окружности вершин зубьев шестерни

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 42 + 2 \cdot 1.5 = 45 \cdot \text{мм} \quad (4.15)$$

Диаметр окружности вершин зубьев колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 264.6 + 2 \cdot 1.5 = 267.6 \cdot \text{мм} \quad (4.16)$$

Диаметр окружности впадин зубьев шестерни

$$d_{f1} = d_1 - 2.5 \cdot m = 42 - 2.5 \cdot 1.5 = 38.25 \cdot \text{мм} \quad (4.17)$$

Диаметр окружности впадин зубьев колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2.5m = 264.6 - 2.5 \cdot 1.5 = 260.85 \cdot \text{мм} \quad (4.18)$$

Окружная скорость

$$V = \frac{d_1 \cdot \omega_{II}}{2 \cdot 10^3} = \frac{42 \cdot 61.09}{2 \cdot 10^3} = 1.28 \quad \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (4.19)$$

Окружная сила

$$F_t = \frac{2 \cdot T_2}{d_1} = \frac{2 \cdot 45.7}{42} = 2.176 \text{ кН} \quad (4.20)$$

Радиальная сила

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{wt}) = 2.176 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) = 0.792 \cdot \text{кН} \quad (4.21)$$

где

$\alpha_{wt} = 20^\circ$ - угол профиля нормального эвольвентного зуба

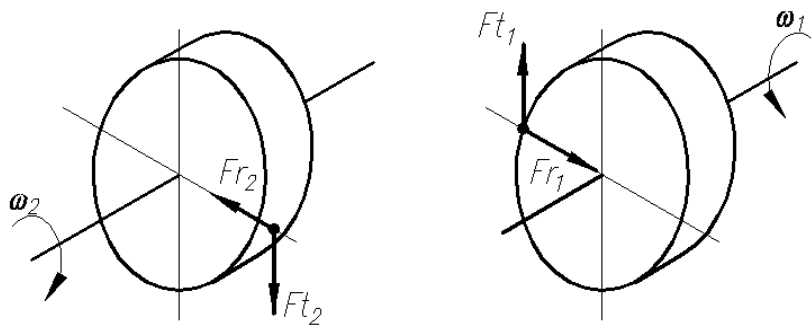


Рисунок 4.1. Схема сил в зацеплении

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Механика. Детали машин и основы конструирования. Курсовое проектирование/ сост. А.В. Костин Ижевск, 2016. - 86с
2. Детали машин и основы конструирования: учебное пособие для студентов вузов / сост. Л.Я. Лебедев, А.В. Костин, А.Г. Иванов. – Ижевск: ФГБОУ ВПО Ижевская ГСХА, 2014. – 206 с.