

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра механики материалов и деталей машин

Пояснительная записка к курсовой работе
по дисциплине «Прикладная механика»

На тему: «Спроектировать приводную станцию к скиповому подъемнику,
предназначенному для подъема с/х грузов»

Шифр: _____

Студент(ка) __ курса _____ группы

_____/_____/_____
Личная подпись (ФИО)

Руководитель:

_____/_____/_____
Личная подпись (ФИО)

Минск, 2020

Содержание

Введение	6
1 Кинематический и энергетический расчеты приводной станции	6
2 Расчет открытой цепной передачи	10
3 Расчет цилиндрической передачи редуктора	14
3.1 Выбор материала и определение допускаемых напряжений	14
3.2 Расчет межосевого расстояния и выбор основных параметров	15
3.3 Проверочный расчет	17
3.4 Силы, действующие в зацеплении	17
4 Эскизная компоновка редуктора	20
4.1 Конструктивные размеры шестерни и колеса	20
4.2 Конструктивные размеры корпуса редуктора	20
4.3 Предварительный расчет валов редуктора	22
5 Расчет валов редуктора	23
6 Проверочный расчет подшипников	34
7 Выбор и расчет муфты	37
8 Расчет шпоночных соединений	39
9 Подбор посадок для сопряженных поверхностей	39
10 Выбор смазки	42
Заключение	43
Список использованных источников	44

Изм.	Лист	№ докум.	Подпис	Дата		Лит.	Лист	Листо
					Спроектировать станцию к скиповому подъемнику Пояснительная записка			44
		Разраб. Гунич						
		Руково						
		о.						
		Реценз.						
		Зав.каф						

БГАТУ, гр. 33 зэ

Введение

Привод – устройство для приведения в действие двигателем различных рабочих машин. Энергия, необходимая для приведения в действие машины или механизма, может быть передана от вала двигателя непосредственно или с помощью дополнительных устройств (зубчатых, червячных, цепных, ременных и др. передач).

Двигатель служит для сообщения системе энергии (крутящего момента).

Редуктором называется механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельного органа и служащий для передачи вращения от вала двигателя к валу рабочей машины.

Назначение редуктора - понижение угловой скорости и повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим.

Редуктор состоит из корпуса, в котором размещают элементы передачи - зубчатые колеса, валы, подшипники и т.д. В отдельных случаях в корпусе размещают также устройства для смазывания или устройства для охлаждения. Редуктор проектируют либо для привода определенной машины, либо по заданной нагрузке и передаточному числу без указания конкретного задания.

Объектом курсового проекта является приводная станция к скиповому подъемнику, предназначенному для подъема с/х грузов.

Приводная станция (рисунок 1) состоит из электродвигателя 1, передачи с гибкой связью 2 (цепной), редуктора с цилиндрической передачей 3 и муфты 4, соединяющей электродвигатель с редуктором.

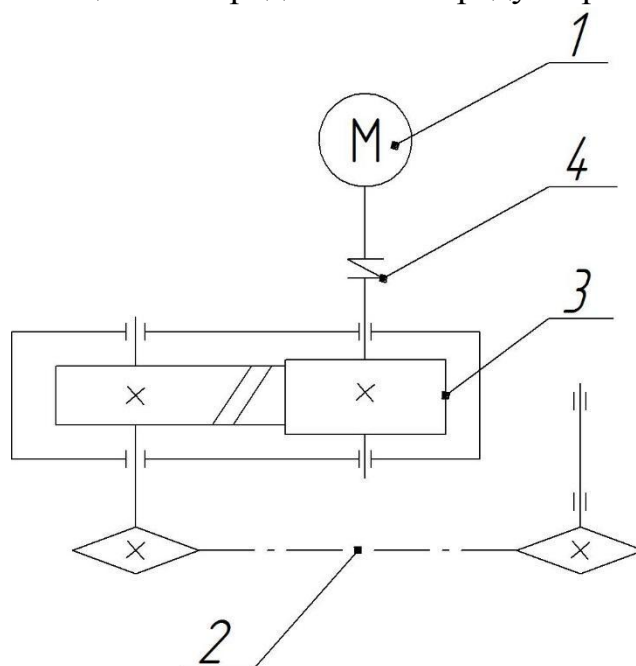


Рисунок 1 – Кинематическая схема приводной станции

1 – двигатель; 2 – цепная передача; 3 – горизонтальный одноступенчатый редуктор с цилиндрической косозубой передачей;

4 – муфта

1 Кинематический и энергетический расчеты приводной станции

Согласно кинематической схеме задания, принимаем значения коэффициентов полезного действия (КПД) элементов, входящих в привод [6, с.13, табл. 1.2.1]:

$\eta_{\text{цеп}}$ - КПД открытой цепной передачи ($\eta_{\text{цеп}} = 0,93$);

$\eta_{\text{зп}}$ - КПД зубчатой цилиндрической передачи ($\eta_{\text{зп}} = 0,97$);

$\eta_{\text{м}}$ - КПД муфты ($\eta_{\text{м}} = 0,98$);

$\eta_{\text{подш}}$ - КПД подшипников качения ($\eta_{\text{подш}} = 0,99$).

Общий КПД привода [6, с.12]:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{цеп}} \cdot \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{подш}}^3 = 0,93 \cdot 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,99^3 = 0,858$$

Требуемая мощность электродвигателя [6, с.12]:

$$P_{\text{тр}} = \frac{P_{\text{в}}}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{2,1}{0,858} = 2,45 \text{ кВт},$$

где $P_{\text{в}}$ - мощность на валу рабочей машины.

На основании рекомендованных \min и \max величин передаточных чисел определяем рекомендуемое \min и \max число привода [6, с.13, табл. 1.2.2]:

$$u'_{\text{пр min}} = u'_{\text{рем min}} \cdot u'_{\text{ред min}} = 2 \cdot 2 = 4$$

$$u'_{\text{пр max}} = u'_{\text{рем max}} \cdot u'_{\text{ред max}} = 5 \cdot 5 = 25$$

Требуемая \min и \max частота вращения вала электродвигателя:

$$n_{\text{дв min}} = n_{\text{в}} \cdot u'_{\text{пр min}} = 70 \cdot 4 = 280 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_{\text{дв max}} = n_{\text{в}} \cdot u'_{\text{пр max}} = 70 \cdot 25 = 1750 \text{ мин}^{-1}$$

Из условий $P_{\text{тр}} \geq P_{\text{тр}}$ и $n_{\text{дв min}} < n_{\text{дв}} < n_{\text{дв max}}$ по ГОСТ 19523-81 выбираем двигатель 4А112МА6У3 с мощностью $P_{\text{дв}} = 3 \text{ кВт}$, синхронной частотой вращения $n_{\text{с}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$ и номинальной частотой вращения $n_{\text{дв}} = 953 \text{ мин}^{-1}$.

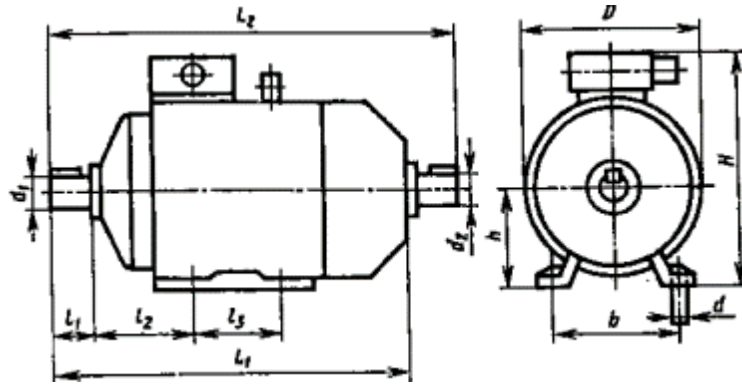


Рисунок 1.1 - Габаритные и установочные размеры двигателя
 Габаритные и установочные размеры двигателя:

- габаритные размеры:

$$L_1 = 395 \text{ мм}, L_2 = 457 \text{ мм}, H = 280 \text{ мм}, D = 235 \text{ мм};$$

- установочные и присоединительные размеры:

$$d_1 = 28 \text{ мм}, d_2 = 28 \text{ мм}, l_1 = 60 \text{ мм}, l_2 = 63 \text{ мм}, b = 160 \text{ мм}, d = 12 \text{ мм}.$$

Действительное передаточное число привода [6, с.12]:

$$u_{\text{пр}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{в}}} = \frac{953}{70} = 13,61$$

Назначаем по рекомендации передаточное число редуктора [6, с.13]:

$$u_{\text{ред}} = 5$$

Тогда передаточное число открытой цепной передачи:

$$u_{\text{цеп}} = \frac{u_{\text{пр}}}{u_{\text{ред}}} = \frac{13,61}{5} = 2,72$$

Так как полученные числа входят в диапазон приемлемых передаточных отношений закрытой цилиндрической и цепной передач, то передаточные отношения оставляем без изменений.

Определяем кинематических и энергетических характеристики на валах привода.

Частоты вращения валов привода [6, с.12]:

$$n_{\text{дв}} = 953 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_1 = n_{\text{дв}} = 953 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{\text{ред}}} = \frac{953}{5} = 190,6 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_{\text{вых}} = \frac{n_2}{u_{\text{цеп}}} = \frac{190,6}{2,72} = 70 \text{ мин}^{-1}$$

Мощности на валах привода [6, с.12]:

$$P_{дв} = P_{тр} = 2,45 \text{ кВт}$$

$$P_1 = P_{дв} \cdot \eta_m \cdot \eta_{подш} = 2,45 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 2,38 \text{ кВт}$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{подш} = 2,38 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 2,28 \text{ кВт}$$

$$P_{вых} = P_2 \cdot \eta_{цеп} \cdot \eta_{подш} = 2,28 \cdot 0,93 \cdot 0,99 = 2,1 \text{ кВт}$$

Угловые скорости [6, с.12]:

$$\omega_{дв} = \frac{\pi \cdot n_{дв}}{30} = \frac{3,14 \cdot 953}{30} = 99,7 \text{ рад/с}$$

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 953}{30} = 99,7 \text{ рад/с}$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 190,6}{30} = 19,9 \text{ рад/с}$$

$$\omega_{вых} = \frac{\pi \cdot n_{вых}}{30} = \frac{3,14 \cdot 70}{30} = 7,3 \text{ рад/с}$$

Крутящие моменты на валах привода [6, с.12]:

$$T_{дв} = \frac{P_{дв}}{\omega_{дв}} = \frac{2,45}{99,7} = 24,5 \text{ Н·м}$$

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{2,38}{99,7} = 23,8 \text{ Н·м}$$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{2,28}{19,9} = 114,3 \text{ Н·м}$$

$$T_{вых} = \frac{P_{вых}}{\omega_{вых}} = \frac{2,1}{7,3} = 286,5 \text{ Н·м}$$

Полученные результаты расчетов сводим в таблицу 1.1.

Таблица 1.1 - Кинематические параметры привода

Параметр	Частота вращения, мин ⁻¹	Мощность, кВт	Угловая скорость, рад/с	Крутящий момент, Н·м
Вал двигателя	953	2,45	99,7	24,5
Быстроходный	953	2,38	99,7	23,8
Тихоходный	190,6	2,28	19,9	114,3
Приводной	70	2,1	7,3	286,5

2 Расчет открытой цепной передачи

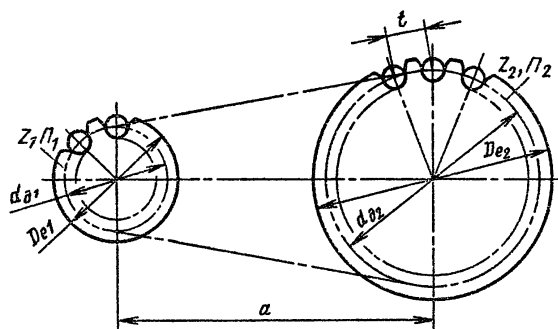


Рисунок 2.1 – Схема цепной передачи

Выбираем приводную роликовую однорядную цепь [7, табл. 7.15, с.147].

Шаг цепи [7, с.149]:

$$t = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_э}{z_1 \cdot [p] \cdot m}} = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{114,3 \cdot 10^3 \cdot 2,54}{25 \cdot 23 \cdot 1}} = 22,3 \text{ мм},$$

где T_1 - вращающий момент на валу меньшей звездочки;

z_1 - число зубьев той же звездочки:

$$z_1 = 31 - 2 \cdot u = 31 - 2 \cdot 2,72 = 25,6$$

Полученное значение z_1 округляем до целого нечетного числа $z_1 = 25$.

$[p]$ - допускаемое давление, приходящееся на единицу проекции опорной поверхности шарнира. Среднее значение принимаем ориентировочно $[p] = 23 \text{ Н/мм}^2$ [7, табл. 7.18, с. 150];

m - число рядов цепи, принимаем $m=1$ [7, табл. 7.18, с. 150];

$K_э$ - коэффициент, учитывающий условия монтажа и эксплуатации цепной передачи [7, с.149]:

$$K_э = k_d \cdot k_a \cdot k_n \cdot k_p \cdot k_{см} \cdot k_{п} = 1 \cdot 1,25 \cdot 1,25 \cdot 1,3 \cdot 1,25 = 2,54,$$

где k_d - динамический коэффициент; при спокойной нагрузке принимаем $k_d = 1$ [7, с.149];

k_a - коэффициент, учитывающий влияние межосевого расстояния; при $a = (30 \div 60) \cdot t$ принимаем $k_a = 1$ [7, с.150];

k_n - коэффициент, учитывающий наклон цепи; при наклоне до 60° принимаем $k_n = 1,25$ [7, с.150];

k_p - коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжения цепи; при автоматическом регулировании принимаем $k_p = 1,25$ [7, с.150];

$k_{см}$ - коэффициент, учитывающий способ смазывания цепи, принимаем $k_{см} = 1,3$ [7, с.150];

$k_{п}$ - коэффициент, учитывающий периодичность работы передачи, принимаем $k_{п} = 1,25$ [7, с.150].

Принимаем цепь 1ПР-25,4-60 по ГОСТ 13568-97 [7, табл. 7.15, с.147]:

- шаг цепи - $t = 25,4$ мм;

- проекция опорной поверхности шарнира - $A_{оп} = 179,7$ мм²;

- разрушающая нагрузка - $Q = 60$ кН;

- масса одного метра цепи - $q = 2,6$ кг/м.

Число зубьев ведомой звездочки [7, с.152]:

$$z_2 = z_1 \cdot u = 25 \cdot 2,72 = 68$$

Принимаем $z_2 = 69$.

Фактическое передаточное число:

$$u_{ф} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{69}{25} = 2,76$$

Отношение фактического передаточного числа от номинального:

$$\Delta u = \frac{|u_{ф} - u|}{u} \cdot 100\% \leq 4\%$$

$$\Delta u = \frac{|2,76 - 2,72|}{2,72} \cdot 100\% = 1,47 < 4\%$$

Условие $\Delta u \leq 4\%$ выполняется.

Проверяем цепь по двум показателям [7, с.152]:

1) По частоте вращения.

Допускаемая частота вращения для цепи с шагом $t = 25,4$ мм $[n_1] = 800$ об/мин, условие $n_1 \leq [n_1]$ выполнено [7, табл. 7.17, с.149].

2) По давлению в шарнирах.

Для данной цепи допустимое давление в шарнирах уточняем в соответствии с частотой вращения, определяем интерполированием с учетом табличных значений [7, табл. 7.18, с.149]:

$$[p'] = 25,6 \text{ МПа}$$

С учетом примечания к табл.7.18:

$$[p] = [p'] \cdot \left[1 + 0,01 \cdot (z_1 - 17)\right] = 25,6 \cdot [1 + 0,01 \cdot (25 - 17)] = 27,6 \text{ МПа}$$

Расчетное давление [7, с.153]:

$$p = \frac{F_t \cdot K_3}{A_{оп}} = \frac{1140 \cdot 2,03}{179,7} = 12,9 \text{ МПа,}$$

где F_t - окружная сила, передаваемая цепью:

$$F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{V} = \frac{2,28 \cdot 10^3}{2} = 1140 \text{ Н,}$$

где V - фактическая скорость цепи:

$$V = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{25 \cdot 25,4 \cdot 190,6}{60 \cdot 10^3} = 2 \text{ м/с,}$$

Условие $p \leq [p]$ выполняется.

Оптимальное межосевое расстояние [7, с.148]:

$$a = (30 \dots 50) \cdot t = (30 \dots 50) \cdot 25,4 = 762 \dots 1270 \text{ мм}$$

где t - стандартный шаг цепи, $t = 25,4$ мм.

Число звеньев цепи [7, с.148]:

$$l_t = 2 \cdot a_t + 0,5 \cdot z_\Sigma + \frac{\Delta^2}{a_t} = 2 \cdot 40 + 0,5 \cdot 94 + \frac{7^2}{40} = 128,2,$$

где a_t - межосевое расстояние в шагах [7, с.148]:

$$a_t = \frac{a}{t} = 30 \dots 50$$

Принимаем для расчёта $a_t = 40$;

z_Σ - суммарное число зубьев:

$$z_\Sigma = z_1 + z_2 = 25 + 69 = 94$$

Δ - поправка [7, с.148]:

$$\Delta = \frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} = \frac{69 - 25}{2 \cdot 3,14} = 7$$

Полученное значение округляем до целого нечетного числа, принимаем $l_t = 129$ [7, с.149].

Уточняем значение межосевого расстояния [7, с.149]:

$$a_p = 0,25 \cdot t \cdot \left[l_t - 0,5 \cdot z_\Sigma + \sqrt{(l_t - 0,5 \cdot z_\Sigma)^2 - 8 \cdot \Delta^2} \right] =$$
$$= 0,25 \cdot 25,4 \cdot \left[129 - 0,5 \cdot 94 + \sqrt{(129 - 0,5 \cdot 94)^2 - 8 \cdot 7^2} \right] = 1026 \text{ мм}$$

Для свободного провисания цепи предусматриваем возможность уменьшения межосевого расстояния на 0,4%, т.е. на $1026 \cdot 0,004 \approx 4$ мм [7, с.149].

Диаметры делительных окружностей звездочек [7, с.148]:

$$d_{d1} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{25}} = 202,66 \text{ мм}$$

$$d_{d2} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{69}} = 558,06 \text{ мм}$$

Диаметры наружных окружностей звездочек [7, с.148]:

$$D_{e1} = t \cdot \left(\operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_1} + 0,7 \right) - 0,31 \cdot d_1 =$$

$$= 25,4 \cdot \left(\operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{25} + 0,7 \right) - 0,31 \cdot 15,88 = 213,92 \text{ мм}$$

$$D_{e2} = t \cdot \left(\operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_2} + 0,7 \right) - 0,31 \cdot d_1 =$$

$$= 25,4 \cdot \left(\operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{69} + 0,7 \right) - 0,31 \cdot 15,88 = 570,34 \text{ мм,}$$

где d_1 - диаметр ролика цепи, принимаем $d_1 = 15,88$ мм [7, табл. 7,15, с.147].

Силы, действующие на цепь [7, с.153]:

- окружная:

$$F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{V} = \frac{2,28 \cdot 10^3}{2} = 1140 \text{ Н,}$$

- центробежная:

$$F_v = q \cdot V^2 = 2,6 \cdot 2^2 = 10,4 \text{ Н,}$$

где q - масса одного метра цепи - $q = 2,6$ кг/м [7, табл. 7.15, с.147].

- от провисания цепи:

$$F_f = 9,81 \cdot k_f \cdot q \cdot a_p = 9,81 \cdot 1 \cdot 2,6 \cdot 1026 \cdot 10^{-3} = 26,2 \text{ Н,}$$

где k_f - коэффициент, учитывающий расположение цепи, при горизонтально расположенной цепи $k_f = 1$ [7, с.151].

- расчетная нагрузка на валы:

$$F_{\text{оп}} = F_t + 2F_f = 1140 + 2 \cdot 26,2 = 1192,4 \text{ Н,}$$

Проверяем коэффициент запаса прочности [7, с.151]:

$$S = \frac{Q}{k_d \cdot F_t + F_v + F_f} \geq [S],$$

где $[S]$ - допускаемый коэффициент запаса прочности, при частоте вращения меньшей звёздочки $n_1 = 190,6$ об/мин, значение $[S]$ определяем интерполированием с учётом табличных значений [7, табл. 7.19, с.151]:

$$[S] = 7,9$$

Расчетный коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{60 \cdot 10^3}{1 \cdot 1140 + 10,4 + 26,2} = 51 > [S] = 7,9,$$

Условие $S \geq [S]$ выполняется.

3 Расчет цилиндрической передачи редуктора

3.1 Выбор материала и определение допускаемых напряжений

Выбираем материалы со средними механическими характеристиками [7, табл.3.3, с.34]:

- шестерня - сталь 45, термическая обработка - улучшение, твердость - HB230;

- колесо - сталь 45, термическая обработка - нормализация, твердость - HB210.

Допускаемое контактное напряжение [7, с. 33]:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb} \cdot K_{HL}}{[S_H]},$$

где σ_{Hlimb} - предел контактной выносливости при базовом числе циклов [7, табл. 3.2, с.34]:

$$\sigma_{Hb} = 2HB + 70$$

$$\sigma_{Hlimb1} = 2 \cdot 230 + 70 = 530 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{Hlimb2} = 2 \cdot 210 + 70 = 490 \text{ МПа}$$

K_{HL} - коэффициент долговечности, принимаем $K_{HL} = 1$ [7, с. 33];

$[S_H]$ - коэффициент безопасности, принимаем $[S_H] = 1,1$ [7, с. 33].

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{Hlimb1} \cdot K_{HL}}{[S_H]} = \frac{530 \cdot 1}{1,1} = 481,8 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{Hlimb2} \cdot K_{HL}}{[S_H]} = \frac{490 \cdot 1}{1,1} = 445,5 \text{ МПа}$$

Для косозубых передач расчетное допускаемое контактное напряжение [7, с. 35]:

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \geq [\sigma_H]_{min}$$

при выполнении условия:

$$[\sigma_H] \leq 1,25 \cdot [\sigma_H]_{min},$$

где $[\sigma_H]_{min}$ - меньшее из двух значений $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$.

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (481,8 + 445,5) = 417,3 \text{ МПа} < [\sigma_H]_{min} = 445,5 \text{ МПа}$$

Так как $[\sigma_H] = 417,3 \text{ МПа} < [\sigma_H]_{min} = 445,5 \text{ МПа}$, то в качестве расчетного допускаемого напряжения принимаем:

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_{min} = 445,5 \text{ МПа.}$$

Допускаемое напряжение на изгиб [7, с.43]:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\text{limb}}^0}{[S_F]},$$

где $\sigma_{F\text{limb}}^0$ - предел выносливости.

По табл. 3.9 [7, с.44] для стали 45 улучшенной при твердости $HV \leq 350$ $\sigma_{F\text{limb}}^0 = 1,8 HV$:

- для шестерни: $\sigma_{F\text{limb}1}^0 = 1,8 \cdot 230 = 415 \text{ МПа}$;

- для колеса $\sigma_{F\text{limb}2}^0 = 1,8 \cdot 210 = 378 \text{ МПа}$.

$[S_F]$ - коэффициент безопасности:

$$[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]'' = 1,75 \cdot 1 = 1,75,$$

где $[S_F]' = 1,75$ [7, табл. 3.9, с.44];

$[S_F]'' = 1$ (для поковок и штамповок) [7, с.44].

$$[\sigma_{F1}] = \frac{415}{1,75} = 237 \text{ МПа}; \quad [\sigma_{F2}] = \frac{378}{1,75} = 216 \text{ МПа}$$

3.2 Расчет межосевого расстояния и выбор основных параметров

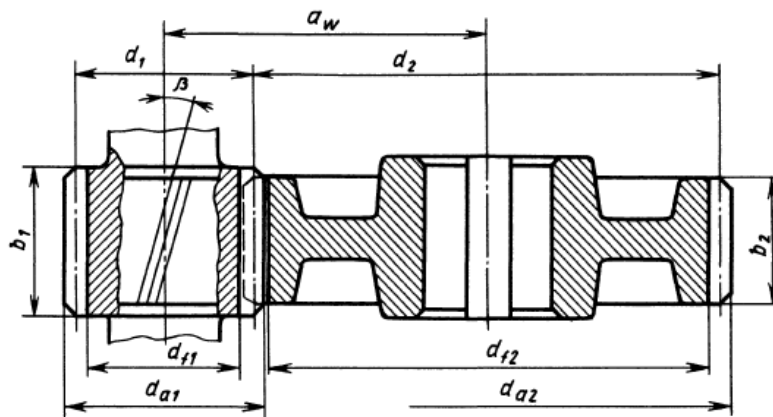


Рисунок 3.1 - Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи

Межосевое расстояние передачи [7, с. 32]:

$$a_w = K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta}}{\Psi_{ba} \cdot u^2 \cdot [\sigma_H]^2}} =$$

$$= 43 \cdot (5 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{114,3 \cdot 10^3 \cdot 1}{0,315 \cdot 5^2 \cdot 445,5^2}} = 107,9 \text{ мм},$$

где K_a - вспомогательный коэффициент, для косозубых передач $K_a = 43$ [7, с.32];

T_2 - вращающий момент на тихоходном валу редуктора;

$K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, принимаем $K_{H\beta} = 1$ [7, с.32, табл. 3.1];

Ψ_{ba} - коэффициент ширины венца колеса, принимаем $\Psi_{ba} = 0,315$

$\Psi_a = \frac{b_2}{a_w}$ [7, с. 36];

$[\sigma_H]$ - допускаемое контактное напряжение.

Принимаем по ГОСТ 2185-66 $a_w = 112$ мм [7, с.36].

Определяем нормальный модуль [7, с. 36]:

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 112 = 1,1 \dots 2,2 \text{ мм}$$

Принимаем по ГОСТ 9563-60 $m_n = 1,5$ мм [7, с.36].

Принимаем предварительно $\beta = 10^\circ$ ($\beta = 8 \dots 15^\circ$).

Определяем суммарное число зубьев:

$$z_\Sigma \geq \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 112 \cdot 0,985}{1,5} = 148$$

Определяем числа зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u+1} = \frac{148}{5+1} = 24,5,$$

Принимаем $z_1 = 24$

$$z_2 = z_1 \cdot u = 24 \cdot 5 = 120$$

Принимаем $z_2 = 121$.

Фактическое передаточное число [7, с. 37]:

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{121}{24} = 5,04$$

Отношение фактического передаточного числа от номинального:

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} \cdot 100\% \leq 4\%$$

$$\Delta u = \frac{|5,04 - 5|}{5} \cdot 100\% = 0,8\% < 4\%$$

Условие $\Delta u \leq 4\%$ выполняется.

Уточненное значение угла наклона зубьев:

$$\cos \beta' = 0,5 \cdot m_n \cdot \frac{z_1 + z_2}{a_w} = 0,5 \cdot 1,5 \cdot \frac{24 + 121}{112} = 0,97098$$

$\beta' = 13,8370^\circ$

Делительные диаметры шестерни и колеса [7, с. 37]:

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta'} \cdot z_1 = \frac{1,5}{0,97098} \cdot 24 = 37,08 \text{ мм}$$

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta'} \cdot z_2 = \frac{1,5}{0,97098} \cdot 121 = 186,92 \text{ мм}$$

Проверка:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{37,08 + 186,92}{2} = 112 \text{ мм}$$

Диаметр окружности вершин зубьев [7, с. 45]:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 37,08 + 2 \cdot 1,5 = 40,08 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 186,92 + 2 \cdot 1,5 = 189,92 \text{ мм}$$

Диаметр окружности впадин зубьев [7, с. 45]

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n = 37,08 - 2,5 \cdot 1,5 = 33,33 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n = 186,92 - 2,5 \cdot 1,5 = 183,17 \text{ мм}$$

Ширина колеса:

$$b_2 = \Psi_{ba} \cdot a_w = 0,315 \cdot 112 = 35,3 \text{ мм}$$

Принимаем $b_2 = 36 \text{ мм}$.

Ширина шестерни:

$$b_1 = b_2 + (2 \dots 5) = 36 + 5 = 41 \text{ мм}$$

Принимаем $b_1 = 40 \text{ мм}$.

3.3 Проверочный расчет

Окружная скорость [7, с. 32]:

$$v = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2 \cdot 10^3} = 99,7 \cdot \frac{37,08}{2 \cdot 10^3} = 1,85 \text{ м/с}$$

При данной скорости назначаем степень точности - 8 [7, с. 32].

Условие прочности по контактным напряжениям [7, с. 31]:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot K_H \cdot (u_\phi + 1)^3}{b_2 \cdot u_\phi^2}} \leq [\sigma_H],$$

где K_H - коэффициент нагрузки:

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} = 1,066 \cdot 1,044 \cdot 1,05 = 1,169$$

$K_{H\alpha}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями. Принимаем в зависимости от окружной скорости и степени точности $K_{H\alpha} = 1,066$ [7, с. 39, табл. 3.4];

$K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца:

$$\Psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{40}{37,08} = 1,08$$

Принимаем $K_{H\beta} = 1,044$ [7, табл. 3.5, с.39].

K_{Hv} - коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, принимаем $K_{Hv} = 1,05$ [7, табл. 3.6, с.40].

Сделав подстановку, получим:

$$\sigma_H = \frac{270}{112} \cdot \sqrt{\frac{114,3 \cdot 10^3 \cdot 1,169 \cdot (5,04+1)^3}{36 \cdot 5,04^2}} = 432,5 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 445,5 \text{ МПа}$$

Отклонение действительного контактного напряжения от расчетного допускаемого:

$$\Delta\sigma_H = \frac{|\sigma_H - [\sigma_H]|}{[\sigma_H]} \cdot 100\% = \frac{|445,5 - 432,5|}{445,5} \cdot 100\% = 2,9\%,$$

что удовлетворяет условию, т.к. перегрузка по контактным напряжениям допускается до 5%, а недогрузка 10%.

Условие прочности по напряжениям изгиба [7, с.46]:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha}}{b_2 \cdot m_n} \leq [\sigma]_{F'}$$

где K_F - коэффициент нагрузки:

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = 1,11 \cdot 1,1 = 1,22$$

где $K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба [7, табл. 3.7, с.43]:

$$K_{F\beta} = 1,11$$

K_{Fv} - коэффициент, учитывающий динамическое действие нагрузки:

$$K_{Fv} = 1,1$$

Y_F - коэффициент, учитывающий форму зуба шестерни и колеса и зависящий от эквивалентного числа зубьев [7, с.46]:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{24}{\cos^3(13,8370)} = 26$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{121}{\cos^3(13,8370)} = 132$$

Таким образом: $Y_{F1} = 3,88$, $Y_{F2} = 3,6$ [7, с.42].

Y_β - коэффициент, учитывающий наклон зуба [7, с.46]:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ} = 1 - \frac{13,8370^\circ}{140^\circ} = 0,901 > 0,7$$

$K_{F\alpha}$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями [7, с.47]:

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1) \cdot (n_{cr} - 5)}{4 \cdot \varepsilon_\alpha} = \frac{4 + (1,5 - 1) \cdot (8 - 5)}{4 \cdot 1,5} = 0,92,$$

где ε_α - коэффициент торцового перекрытия, принимаем $\varepsilon_\alpha = 1,5$ [7, с.47].

Определим менее прочное звено:

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} = \frac{237}{3,88} = 61,1$$

$$\frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} = \frac{216}{3,6} = 60$$

Менее прочное звено передачи - колесо, так как указанное отношение получилось меньше. Исходя из этого, проверочный расчет на сопротивление усталости зубьев при изгибе проводим для менее прочного звена.

Проверяем прочность зуба колеса:

$$\sigma_{F2} = \frac{1283,7 \cdot 1,22 \cdot 3,60 \cdot 0,901 \cdot 0,92}{36 \cdot 1,5} = 86,5 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 216 \text{ МПа}$$

Условие прочности выполнено

3.4 Силы, действующие в зацеплении

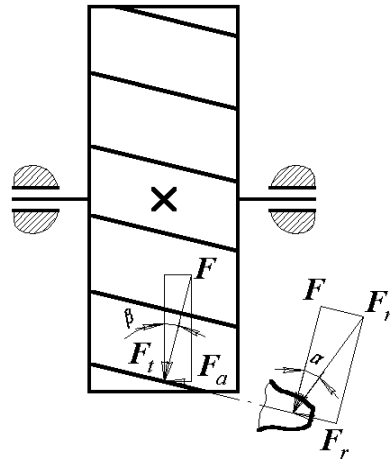


Рисунок 3.2 - Схема сил в зубчатом зацеплении

Окружная сила [7, с.158]:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2 \cdot 23,8 \cdot 10^3}{37,08} = 1283,7 \text{ Н}$$

Радиальная сила [7, с.158]:

$$F_r = \frac{F_t}{\cos \beta'} \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{1283,7}{0,97098} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 481,2 \text{ Н}$$

Осевая сила [7, с.158]:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 1283,7 \cdot \operatorname{tg} 13,8370^\circ = 316,2 \text{ Н}$$

4 Эскизная компоновка редуктора

4.1 Конструктивные размеры шестерни и колеса

Шестерню выполняем за одно целое с валом: ее размеры определены выше:

$$d_1 = 37,08 \text{ мм}; d_{a1} = 40,08 \text{ мм}; b_1 = 50 \text{ мм.}$$

Колесо кованное:

$$d_2 = 186,92 \text{ мм}; d_{a2} = 189,92 \text{ мм}; b_2 = 45 \text{ мм.}$$

Диаметр ступицы:

$$d_{\text{ст}} = 1,6 \cdot d_{K2} = 1,6 \cdot 45 = 72 \text{ мм.}$$

Длина ступицы:

$$l_{\text{ст}} = (1,2 \div 1,5) \cdot d_{K2} = (1,2 \div 1,5) \cdot 45 = 54 \div 68 \text{ мм}$$

Принимаем $l_{\text{ст}} = 60 \text{ мм.}$

Толщина обода:

$$\delta_o = (2,5 \div 4) \cdot m_n = (2,5 \div 4) \cdot 1,5 = 3,8 \div 6 \text{ мм}$$

Принимаем $\delta_o = 6 \text{ мм.}$

Толщина диска:

$$C = 0,3 \cdot b_2 = 0,3 \cdot 45 = 13,5 \text{ мм}$$

Принимаем $C = 14 \text{ мм.}$

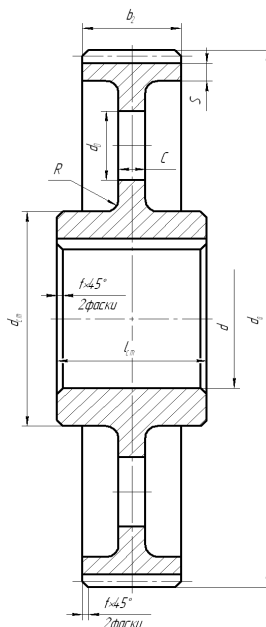


Рисунок 4.1 - Конструктивные размеры колеса

4.2 Конструктивные размеры корпуса редуктора

Толщина стенок корпуса и крышки:

$$\delta = 0,025 \cdot a_w + 1 = 0,025 \cdot 112 + 1 = 4 \text{ мм}$$

Принимаем $\delta = 8 \text{ мм}$.

$$\delta_1 = 0,02 \cdot a_w + 1 = 0,02 \cdot 112 + 1 = 3,2 \text{ мм}$$

Принимаем $\delta_1 = 8 \text{ мм}$.

Толщина фланцев поясов корпуса и пояса крышки:

- верхнего пояса корпуса и пояса крышки:

$$b = 1,5 \cdot \delta = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм}$$

$$b_1 = 1,5 \cdot \delta_1 = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм}$$

- нижнего пояса корпуса:

$$p = 2,35 \cdot \delta = 2,35 \cdot 8 = 18,8 \text{ мм}$$

Принимаем $p=20 \text{ мм}$.

Толщина ребер основания корпуса:

$$m = (0,85 \div 1) \cdot \delta = (0,85 \div 1) \cdot 8 = 6,8 \div 8 \text{ мм}$$

Принимаем $m = 8 \text{ мм}$.

Толщина ребер крышки:

$$m_1 = (0,85 \div 1) \cdot \delta_1 = (0,85 \div 1) \cdot 8 = 6,8 \div 8 \text{ мм}$$

Принимаем $m_1 = 8 \text{ мм}$.

Диаметр болтов:

- фундаментных:

$$d_1 = (0,03 \div 0,036) \cdot a_w + 12 = (0,03 \div 0,036) \cdot 112 + 12 = 15,4 \div 16 \text{ мм}$$

Принимаем болты с резьбой М16.

- крепящих крышку к корпусу у подшипников:

$$d_2 = (0,7 \div 0,75) \cdot d_1 = (0,7 \div 0,75) \cdot 16 = 11,2 \div 12 \text{ мм}$$

Принимаем болты с резьбой М12.

- соединяющих крышку с корпусом:

$$d_3 = (0,5 \div 0,6) \cdot d_1 = (0,5 \div 0,6) \cdot 16 = 8 \div 9,6 \text{ мм}$$

Принимаем болты с резьбой М10.

Размеры, определяющие положение болтов d_2 :

$$e = (1 \div 1,2) \cdot d_2 = (1 \div 1,2) \cdot 12 = 12 \div 14,4 \text{ мм}$$

$$q \geq 0,5 \cdot d_2 + d_4 = 0,5 \cdot 12 + 8 = 14 \text{ мм},$$

где d_4 - крепление крышки подшипника.

Диаметр гнезда подшипника:

$$D_r = D_2 + (2 \div 5)$$

где D_2 – диаметр фланца крышки подшипника.

- быстроходный вал:

$$D_{гб} = D_2 + (2 \div 5) = 98 + (2 \div 5) = 100 \div 103 \text{ мм}$$

- тихоходный вал:

$$D_{гт} = D_2 + (2 \div 5) = 125 + (2 \div 5) = 127 \div 130 \text{ мм}$$

Длина гнезда подшипника:

$$l = \delta + c_2 + R_6 + (3 \div 5) = 8 + 5 + 13,2 + (3 \div 5) = 29 \div 31 \text{ мм},$$

где $R_6 \geq 1,1 \cdot d_2 = 1,1 \cdot 12 = 13,2 \text{ мм}$

Размеры штифта:

- диаметр: $d_{ш} = d_3 = 10 \text{ мм};$

- длина: $l_{ш} \geq b + b_1 + 5 = 12 + 12 + 5 = 29 \text{ мм}.$

Наименьший зазор между наружной поверхностью колеса и стенкой корпуса:

- по диаметру: $A = \delta = 8 \text{ мм};$

- по торцам: $A_1 = A = 8 \text{ мм}.$

4.3 Предварительный расчет валов редуктора

Предварительный расчет проведем на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Быстроходный вал

Диаметр выходного конца при допускаемом напряжении $[\tau_K] = 10 \text{ МПа}$ по формуле [7, с. 161]:

$$d_{в1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_6}{\pi \cdot [\tau_K]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 23,8 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 10}} = 22,8 \text{ мм}$$

где T_6 – крутящий момент на быстроходном валу, Нм.

Согласовав с ГОСТ 12080-66 принимаем $d_{в1} = 25 \text{ мм}.$

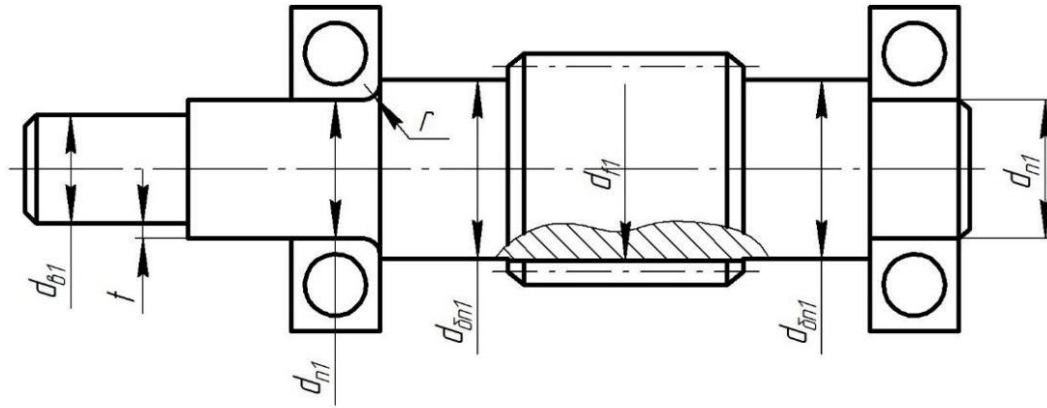


Рисунок 4.2 - Конструкция быстроходного вала

Диаметр вала под подшипником:

$$d_{п1} = d_{в1} + 2 \cdot t,$$

где t – высота буртика, мм ($t = 2,2$ мм)

$$d_{п1} = 25 + 2 \cdot 2,2 = 39,4 \text{ мм}$$

Принимаем $d_{п1} = 30$ мм.

Предварительно выбираем шариковый радиально-упорный подшипник марки 36206 по ГОСТ 831-75 со следующими параметрами:

- внутренний диаметр подшипника - $d = 30$ мм;
- наружный диаметр подшипника - $D = 62$ мм;
- ширина подшипника - $B = 16$ мм;
- динамическая грузоподъемность - $C_r = 22000$ Н;
- статическая грузоподъемность - $C_0 = 12000$ Н.

Диаметр буртиков для упора подшипников:

$$d_{бп1} = d_{п1} + 3,2 \cdot r,$$

где r – радиус галтели вала, мм ($r=2$ мм)

$$d_{бп1} = 30 + 3,2 \cdot 2 = 36,4 \text{ мм}$$

Принимаем $d_{бп1} = 36$ мм.

Тихоходный вал

Диаметр выходного конца вала при допуске напряжении $[\tau_K]$
 = 20 МПа по формуле [7, с. 161]:

$$d_{в2} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 114,3 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 30,6 \text{ мм.}$$

где T_T – крутящий момент на тихоходном валу, Нм.

Согласовав с ГОСТ 12080-66 принимаем $d_{в2} = 32$ мм.

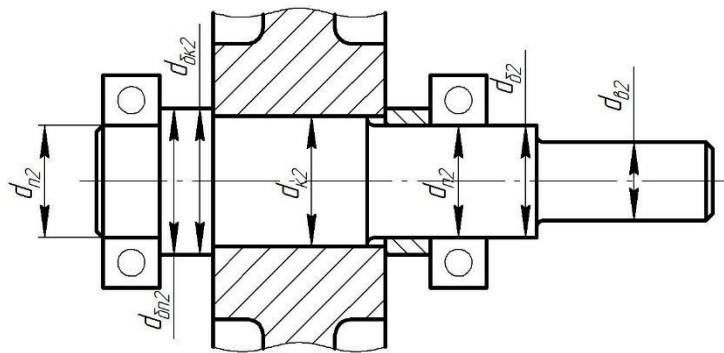


Рисунок 4.3 - Конструкция тихоходного вала

Диаметр вала под подшипником:

$$d_{п2} = d_{в2} + 2 \cdot t,$$

где t – высота буртика, мм ($t = 3,5$ мм)

$$d_{п2} = 32 + 2 \cdot 3,5 = 39 \text{ мм}$$

Принимаем $d_{п2} = 40$ мм.

Предварительно выбираем шариковый радиально-упорный подшипник марки 36208 по ГОСТ 831-75 со следующими параметрами:

- внутренний диаметр подшипника - $d = 40$ мм;
- наружный диаметр подшипника - $D = 80$ мм;
- ширина подшипника - $B = 18$ мм;
- динамическая грузоподъемность - $C_r = 38900$ Н;
- статическая грузоподъемность - $C_0 = 23200$ Н.

Диаметр вала в месте посадки зубчатого колеса:

$$d_{к2} = d_{п2} + (5...7) = 40 + (5...7) = 45 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{к2} = 45$ мм.

Диаметр буртиков для упора подшипников:

$$d_{бп2} = d_{п2} + 3,2 \cdot r,$$

где r – радиус галтели вала, мм ($r=2,5$ мм)

$$d_{бп2} = 40 + 3,2 \cdot 2,5 = 48 \text{ мм}$$

Принимаем $d_{бп2} = 48$ мм.

Диаметр буртика для упора колеса:

$$d_{бк2} = d_{к2} + 3 \cdot f,$$

где f – размер фаски колеса, мм ($f=1,6$ мм)

$$d_{бк2} = 45 + 3 \cdot 1,6 = 49,8 \text{ мм}$$

Принимаем $d_{\text{бк2}} = 50 \text{ мм.}$