

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФГБОУ ВО «Тверская ГСХА»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к выполнению курсового проекта по дисциплине
«Детали машин и основы конструирования»
на тему «Разработка привода конвейера»

Тверь, 2019

Автор: к.т.н., доцент кафедры технологических и транспортных машин и комплексов Фирсов А.С.

Рецензент:

Ведущий научный сотрудник лаборатории «Возделывания и уборки лубяных культур», ФГБНУ «ФНДЛК» Сизов И.В.

Методические указания обсуждены и рекомендованы к изданию на заседании кафедры технологических и транспортных машин и комплексов.
«3» сентября 2019 года, протокол № 1.

Заведующий кафедрой ТТМ

Голубев В.В.

Методические указания рассмотрены и рекомендованы к изданию на методической комиссии инженерного факультета
«17» сентября 2019 года, протокол № 1.

Председатель методической комиссии
инженерного факультета

Копаев Е.В.

В методических указаниях представлены сведения по оформлению и расчету курсового проекта по дисциплине детали машин и основы конструирования. Методические указания предназначены для студентов, обучающихся по направлениям подготовки 35.03.06 - Агроинженерия, 35.03.02 – Технология лесозаготовительных и деревоперерабатывающих производств и специальности 23.05.01 - Наземные транспортно-технологические средства.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ И ГРАФИЧЕСКОГО МАТЕРИАЛА	5
2 ТРЕБОВАНИЯ К СТРУКТУРЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА	6
3 ПОРЯДОК РАСЧЕТА КУРСОВОГО ПРОЕКТА	8
ПРИЛОЖЕНИЯ	

ВВЕДЕНИЕ

Цель курсового проектирования - систематизировать, закрепить, расширить теоретические знания, а также развить расчетно-графические навыки студентов.

Во всех отраслях народного хозяйства производственные процессы осуществляются машинами или аппаратами с машинными средствами механизации. Поэтому уровень народного хозяйства в большей степени определяется уровнем машиностроения.

Современные машины многократно повышают производительность физического труда человека. Машины настолько прочно вошли в жизнь общества, что в настоящее время трудно найти такой предмет или продукт потребления, который был бы изготовлен или доставлен к месту потребления без помощи машин. Без машин было бы невозможно современное развитие наук, медицины, искусства и других нынешних достижений человечества, требующих новейших инструментов и материалов, были бы невозможны быстрые темпы строительства, а так же не могли бы удовлетворяться потребности населения в предметах широкого потребления.

1 ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ И ГРАФИЧЕСКОГО МАТЕРИАЛА

Оформление пояснительной записки осуществляется в машинописном виде на листах формата А4, в соответствии с индивидуальным заданием на курсовой проект.

Требования к оформлению курсового проекта следующие.

Объем 20-35 страниц.

Шрифт Times New Roman 14. Межстрочный интервал - 1,5. Отступы сверху, снизу, справа – 2. Отступ слева – 3. Абзацный отступ 1,5. Выравнивание текста по ширине. Выравнивание формул по центру, сквозная нумерация формул, расшифровка букв в формулах.

Пример оформления текстовой части, формул, расчета формул приведен в приложении А.

При защите курсового проекта электронная версия пояснительной записки (документ Microsoft Word) и чертежей (Компас-3D) сдается преподавателю.

2 ТРЕБОВАНИЯ К СТРУКТУРЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Структура курсового проекта включает в себя оформленную пояснительную записку (ПЗ), в соответствии с установленными требованиями к оформлению пояснительной записки, а также выполненную графическую часть по требованиям, предъявляемым к чертежам (ГОСТ 2.301....2.321).

Пояснительная записка должна включать в себя следующие основные пункты:

- титульный лист (Приложение Б);
- лист индивидуального задания (Приложение В);
- введение;
- основную часть;
- выводы и рекомендации;
- список используемой литературы;
- приложения (Приложение Г).

Лист индивидуального задания выдается преподавателем дисциплины для каждого студента индивидуально, в соответствии с темой курсового проекта.

Во введении курсового проекта студент должен обозначить важность конструирования деталей машин сельскохозяйственного назначения на примере ленточных и цепных конвейеров используемых для транспортировки материалов. Указать важность этапов конструирования и последовательности действий при проектировании привода конвейера. Во введении необходимо также отметить целесообразность применения инновационного подхода при проектировании привода ленточного конвейера.

В основной части курсового проекта необходимо выполнить основные расчеты, указанные в выданном индивидуальном задании. Порядок расчета курсового проекта приведен в 3 главе методических указаний.

В выводах и рекомендациях по итогам курсового проекта студент должен указать основные заключения по рассмотренной теме, обозначить основные направления развития темы и предложить более рациональные приводы

сельскохозяйственных конвейеров, при которых проектируемый привод будет экономически целесообразней.

Список используемой литературы должен содержать в себе не менее 5 источников.

Графический материал (приложения) выполняется на ватманах формата A1 с использованием компьютерной программы Компас-3D. Распечатка графического материала возможна на листах формата A4. Графический материал включает в себя все необходимые спецификации к проекту.

При выполнении курсового проекта необходимо учитывать основные направления и тенденции развития машин и оборудования применяемых в Российской Федерации и за рубежом. Осуществлять анализ результатов проведенных работ ведущими объединениями и специалистами в области машин и оборудования.

Результаты выполненного курсового проекта студента могут использоваться в дальнейшем в дипломных проектах или выпускных квалификационных работах.

3 ПОРЯДОК РАСЧЕТА КУРСОВОГО ПРОЕКТА

3.1 Кинематический расчет привода

Подбираем электродвигатель для привода конвейера и рассчитываем его основные кинематические параметры.

Определяем требуемую мощность электродвигателя, $P_{дв}$, кВт:

$$P_{дв} = (F_t \cdot v) / \eta_{общ}$$

$$\eta_{общ} = \eta_{рем} \cdot \eta_{зуб} \cdot \eta_{пк}^2 \cdot \eta_{цеп} \cdot \eta_m \cdot \eta_{пк}^2,$$

где η_i — КПД каждой кинематической пары, выбираем по таблице 1.1

Таблица 1.1 Некоторые характеристики кинематических пар

Тип передачи	Коэффициент полезного действия (КПД), η
Закрытая зубчатая цилиндрическая	0,96... 0,98
Ременная (все типы)	0,94... 0,96
Цепная (все типы)	0,92... 0,95
Муфта соединительная	0,98
Подшипники качения (одна пара)	0,99... 0,995

Определяем частоту вращения ведомого вала привода конвейера, n_B , об/мин:

$$n_B = 60000 \cdot v / (\pi \cdot D_B)$$

Подбираем электродвигатель из соотношения $P_{дв} < P_{д}^1$

где $P_{д}$ — табличное значение мощности двигателя, кВт, выбираем в таблице 1.2.

Синхронная частота вращения вала двигателя - $n_{д,с} = 1000$ об/мин.

Таблица 1.2 Электродвигатели асинхронные серии 4А

Тип двигателя	Мощность $P_{\text{д}}$, кВт	Основные размеры двигателя, мм				
		$l_{\text{зо}}$	$h_{\text{зо}}$	$d_{\text{зо}}$	d_1	l_1
4A112MA6Y3	3	452	310	260	32	80 80
4A112MB6Y3	4					
4A13286Y3	5,5	480	350	302	38	
4A132M6Y3	7,5	530				

¹ Выбранный двигатель занести в таблицу 1.3.

4A160S6Y3	11	624	430	358	48	110
4A160M6Y3	15	667				
4A180M6Y3	18,5	702	470	410	55	
4A200M6Y3	22	790	535	450	60	140
4A200L6Y3	30	830				

Таблица 1.3 Параметры выбранного электродвигателя

Тип двигателя	Мощность, P_d кВт	Синхронная частота вращения, n_d , об/мин	Диаметр вала двигателя, d_1 , мм	Габаритные размеры, мм		
				l_{30}	h_{30}	d_{30}

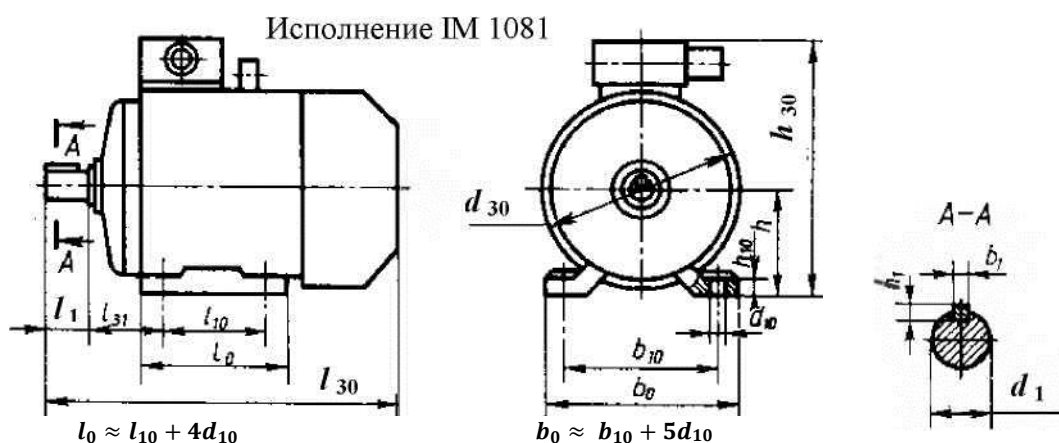


Рисунок 1.2 Электродвигатель асинхронный серии 4А ГОСТ 19523-81 г.

Определяем общее передаточное число привода, $u_{\text{общ}}$:

$$u_{\text{общ}} = n_d / n_B$$

Определяем передаточное число ременной передачи привода конвейера,

$u_{\text{рем}}$:

$$u_{\text{рем}} = u_{\text{общ}} / (u_{\text{зуб}} \cdot u_{\text{цеп}}),$$

где $u_{\text{зуб}}$ и $u_{\text{цеп}}$ — передаточные числа зубчатой и цепной передач (см. таблице 1.1).

Определяем частоту вращения быстроходного вала редуктора, n_1 , об/мин:

$$n_1 = n_d / u_{\text{рем}}$$

Определяем частоту вращения тихоходного вала редуктора, n_2 , об/мин:

$$n_2 = n_1 / u_{\text{зуб}}$$

Определяем вращающий момент на валу двигателя привода, M_d , Н·м:

$$M_d = 9550 \cdot P_d / n_d$$

Определяем вращающий момент на быстроходном валу редуктора, M_1 , Н·м:

$$M_1 = M_d \cdot u_{\text{рем}} \cdot \eta_{\text{рем}}$$

Определяем вращающий момент на тихоходном валу редуктора, M_2 , Н·м:

$$M_2 = M_1 \cdot u_{\text{зуб}} \cdot \eta_{\text{зуб}} \cdot \eta_{\text{пк}}^2$$

Определяем вращающий момент на ведомом валу привода, M_B , Н·м:

$$M_B = M_2 \cdot u_{\text{цеп}} \cdot \eta_{\text{цеп}} \cdot \eta_m \cdot \eta_{\text{пк}}^2$$

Рассчитанные параметры привода заносим в контрольную таблицу 1.4

Таблица 1.4 Кинематические параметры привода конвейера

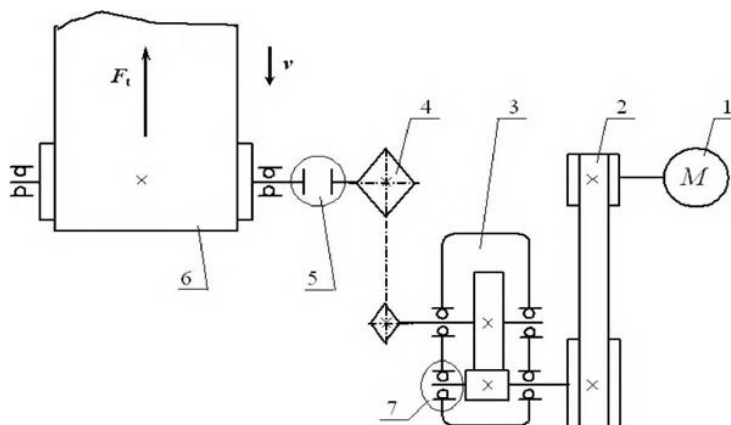
Кинематическая пара	Мощность, P_i , кВт	Передаточное число, u_i	КПД, η	Частота вращения, n_i , об/мин	Вращающий момент, M_i , Н·м
Двигатель	P_d	—	—	n_d	M_d
Ременная передача	P_d	$u_{\text{рем}}$	$\eta_{\text{рем}}$	n_d	M_d
Зубчатая передача	$P_1 = P_d \cdot \eta_{\text{рем}}$	$u_{\text{зуб}}$		n_1	M_1
Цепная передача	$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{зуб}}$	$u_{\text{цеп}}$		n_2	M_2
Барабан конвейера	$P_B = P_2 \cdot \eta_{\text{цеп}}$	$u_{\text{общ}}$	$\eta_{\text{общ}}$	n_B	M_B

Примечания:

Определить мощность отдельных последовательно соединенных передач можно по формуле:

$$P_{\text{ведом}} = P_{\text{ведущ}} \cdot \eta_i$$

где $P_{\text{ведом}}$ - мощность на ведомом валу передачи, кВт; $P_{\text{ведущ}}$ - мощность на ведущем валу передачи, кВт; η_i - КПД передачи (см. таблицу 1.1).



1 — электродвигатель; 2 — ременная передача; 3 — зубчатый цилиндрический редуктор; 4 — цепная передача; 5 — муфта; 6 — барабан с лентой; 7 — подшипник радиальный шариковый

Рисунок 1.3 Схема привода конвейера

3. 2 Расчет ременной передачи

Рассчитаем основные параметры и размеры открытой плоскоременной горизонтальной передачи привода конвейера.

Данные для расчета взять в таблице 1.6 и занести в таблицу 2.1 Таблица 2.1 Исходные данные плоскоременной передачи.

Передача	Мощность на вращающемся (вед) шкиве, P_d , кВт	Передающее число, $u_{\text{рем}}$	КПД, $\eta_{\text{рем}}$	Частота вращения вед. шкива, n_d , об/мин	Вращающий момент на вед. шкиве, M_d , Нм
Ременная					

Выбираем тип ремня по таблице 2.2 (выбранные данные обвести)

Таблица 2.2 Ремни плоские резинотканевые (выборка)

Техническая характеристика прокладок	Материал прокладки	
	БКНЛ-65	ГА-150
Количество прокладок i при ширине ремня b , мм		
20, 25, 40	3-5	
50, 63, 71	3-5	
80, 90, 100, 112	3-6	3-4
Толщина 1 прокладки с резиновой прослойкой, мм	1,2	1,3
Допускаемая приведенная удельная нагрузка $[q]_0$	3	10

Все полученные значения параметров, без указаний, округляют до ближайшего большего стандартного числа (целого четного или кратного 5).

Определяем диаметры шкивов ременной передачи, D_i , мм:

$$D_1 \geq (52 \dots 64) \cdot \sqrt[3]{M_d}$$

диаметр D_1 округляют до стандартного значения: 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500-2000.

$$D_2 \geq u_{\text{рем}} \cdot D_1$$

Определяем окружную скорость ремня, v , м/с:

$$v = \pi D_1 n_d / 60000$$

Определяем геометрические параметры передачи.

Определяем межосевое расстояние передачи, a , мм:

$$a_{\min} \geq 1,5(D_1 + D_2),$$

Определяем угол обхвата на ведущем шкиве, α_1 , градус:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \left(\frac{D_2 - D_1}{a} \cdot 57^\circ \right), [\alpha_1] \geq 150^\circ$$

Определяем угол между ветвями ремня, y , градус:

$$y = (180^\circ - \alpha_1) / 2$$

Определяем расчетную длину ремня, L_p , м:

$$L_p \geq 2 \cdot a + \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a}$$

Определяем частоту пробегов ремня, Π , об/с:

$$\Pi = v / L_p, [\Pi] \leq 10 \text{ об/с}$$

Определяем окружную силу, передаваемую ремнем, F_t , Н:

$$F_t = 2000 \cdot M_d / D_1$$

Определяем допускаемую рабочую нагрузку, $[q]$, Н/мм:

$$[q] = [q]_0 \cdot C_o \cdot C_a \cdot C_v / C_p,$$

где $[q]_0$ — допускаемая приведенная удельная нагрузка, см. таблицу 2.2;

C_o — коэффициент угла наклона линии центров шкивов к горизонту, для горизонтальной передачи $C_o=1$;

C_a — коэффициент угла обхвата малого шкива:

α_1^0	180	170	160	150
C_α	1,0	0,97	0,94	0,91
C_v — коэффициент влияния центробежных сил:				
$v, \text{ м/с}$	1	10	20	30
C_v	1,04	1,0	0,88	0,68

C_p — коэффициент динамичности нагрузки и режима работы,

$C_p=1$ — нагрузка спокойная; $C_p=1,2$ — с умеренными колебаниями.

Определяем ширину ремня (мм):

$$b \geq F_t / (i \cdot [q])$$

где i — количество прокладок в ремне, уточняем по таблице 2.3

Таблица 2.3 Рекомендуемый диаметр ведущего шкива

Количество прокладок, i	Диаметр шкива, мм; для скорости до, м/с					
	5	10	15	20	25	30
4	112	125	160	280	200	225
5	160	180	200	225	250	280
6	250	280	320	360	400	450

Определяем силу предварительного натяжения ремня, F_0 , Н:

$$F_0 = b \cdot i \cdot q_0$$

где q_0 — удельная сила предварительного натяжения, приходящаяся на 1 мм ширины 1 прикладки (Н/мм):

для передач с натяжением силами упругости (пружинами)

$$a \leq 2(D_1 + D_2) \quad q_0 = 2; \text{ или } a > 2(D_1 + D_2) \quad q_0 = 2,25;$$

при автоматическом натяжении ремня $q_0 = 2,5$.

Определяем нагрузку, действующую на валы и опоры, R , Н:

$$R = 2F_0 \cdot \sin(\alpha_1/2)$$

Рассчитанные параметры ременной передачи заносят в таблицу 2.4

Таблица 2.4 Параметры плоскоременной передачи

Параметры	Значения
Диаметры шкивов, мм	D_1, D_2
Межосевое расстояние передачи; a , мм	
Угол обхвата ведущего шкива; α_1^0	
Угол между ветвями ремня; γ^0	
Окружную скорость ремня; u , м/с	
Размеры ремня; b, δ, L , мм	$b; \delta; L$
Нагрузка, действующая на валы; R, H	

3.3 Расчет зубчатой передачи

Рассчитаем основные параметры, размеры и силы в зацеплении закрытой косозубой передачи одноступенчатого цилиндрического редуктора с прирабатывающимися зубьями привода конвейера.

Данные для расчета взять в таблице 1.6 и занести в таблицу 3.1

Таблица 3.1 Исходные данные зубчатой передачи

Передача	Мощность на быстроходном валу (б/х), P_1 , кВт	Передаточное число, $i_{зуб}$	кпд, $\eta_{зуб}$	Частота вращения б/х вала, n_1 , об/мин	Вращающий момент на б/х валу, M_1 , Н·м
Зубчатая					

Предварительный расчет

Выбираем материал шестерни и колеса:

для изготовления зубчатых колес выбираем сталь 40ХН с различной термообработкой, а именно:

для шестерни — улучшение, твердость сердцевины $H_1 = 269...302$ НВ и закалка зуба ТВЧ до твердости на поверхности зубьев $H_1 = 48... 53$ HRC₃ при диаметре заготовки $D \leq 200$ мм;

для колеса — улучшение, средняя твердость сердцевины $H_2 = 269... 302$ НВ

Определяем базовый предел контактной выносливости, σ_{Hlimb} , МПа:

$$\sigma_{Hlimb\ 1} = 17H_{1cp} + 200; \sigma_{Hlimb\ 2} = 2H_{2cp} + 70$$

$$\text{Принимаем: } \sigma_{Hlimb\ 1} = 17 \cdot 285 + 200 = 5045;$$

$$\sigma_{Hlimb\ 2} = 2 \cdot 285 + 70 = 640.$$

Определяем допускаемые контактные напряжения, $[\sigma_{Hi}]$, МПа:

$$[\sigma_{H1}] = \sigma_{Hlimb\ 1} Z_N/S_H; [\sigma_{H2}] = \sigma_{Hlimb\ 2} Z_N/S_H,$$

где Z_N — коэффициент долговечности, для учебных расчетов примем $Z_N \approx 1$;

S_H — коэффициент запаса прочности, $S_H = 1,1$ (улучшенные, объемно-закаленные колеса с однородной структурой материала).

Определяем условное допускаемое контактное напряжение, $[\sigma_H]$, МПа:

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

при этом должно выполняться условие $[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_{H2}]^1$

При невыполнении условия прочности более чем на 5% необходимо заменить марку материала или вид термообработки зубчатых колес.

Определяем базовый предел выносливости зубьев при изгибе, $\sigma_{F\ lim\ b}$, МПа:

$$\sigma_{F\ lim\ b1} = 550\text{МПа}; \sigma_{F\ lim\ b2} = 1,75H_{2cp} = 1,75 \cdot 285 =$$

Определяем допускаемое напряжение изгиба зубьев, $[\sigma_{Fi}]$ МПа:

$$[\sigma_{F1}] = \sigma_{F\ lim\ b1} Y_N \cdot Y_A/S_F; [\sigma_{F2}] = \sigma_{F\ lim\ b2} Y_N \cdot Y_A/S_F;$$

где Y_N — коэффициент долговечности, для учебных расчетов примем $Y_N \sim 1$;

Y_A — коэффициент реверсивности нагрузки, $Y_A = 1$ — при нереверсивной работе;

S_F — коэффициент запаса прочности, $S_F = 1,7$ (улучшенные, объемно-закаленные колеса с однородной структурой материала).

Проектировочный расчет

Определяем межосевое расстояние, a_w , мм:

$$a_w \geq K_a(u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{M_1 \cdot K_{H\beta}}{\Psi_{ba} \cdot u \cdot [\sigma_H]^2}}$$

где M_1 — вращающий момент, действующий на валу шестерни, Н·м;

Ψ_{ba} — коэффициент ширины зубчатого колеса по межцентровому

расстоянию, выбирается из стандартного ряда: $\Psi_{ba} = 0,2; 0,25; 0,315; 0,4$

$K_{H\beta}$ — коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии, $K_{H\beta} = 1,022$;

K_a — вспомогательный коэффициент, для прямозубых передач $K_a = 450$;
 $u_{зуб}$ — передаточное число зубчатой передачи.

Полученное значение a_w округляют до ближайшего большего стандартного значения: 100, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500.

Определяем ширину зубчатого венца, b_i , мм:

$$b_2 = \Psi_{ba} \cdot a_w; \quad b_1 = b_2 + 5$$

Определяем нормальный модуль зубьев колес, m_n , мм:

$$m \geq K_m \frac{M_1 \cdot K_F (u + 1)}{a_w \cdot b_2 \cdot [\sigma_{F2}]}$$

где K_t — вспомогательный коэффициент, для прямозубых колес $K_m = 2,8 \cdot 10^3$;

K_F — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, $K_F = 1,017$

Полученное значение модуля округляют до ближайшего большего стандартного значения: 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,25; 2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 8,0; 9,0; 10.

Определяем угол наклона зубьев, β_{\min} , градус:

$$\beta_{\min} = \arcsin(4 \cdot m / b_2)$$

Принимаем: для прямозубых колес $\beta_{\min} = 0^\circ$.

Определяем суммарное число зубьев:

$$z_{\Sigma} = 2a_w \cos \beta_{\min} / m$$

Определяем числа зубьев колес:

$$z_1 = z_{\Sigma} / (u_{зуб} + 1); \quad z_2 = z_{\Sigma} - z_1$$

Расчет геометрических, кинематических и силовых параметров передачи

При расчетах все линейные и угловые параметры передачи следует округлять с точностью до третьего знака после запятой.

Изобразить рисунок 3.1 и написать название всех параметров цилиндрического эвольвентного колеса.

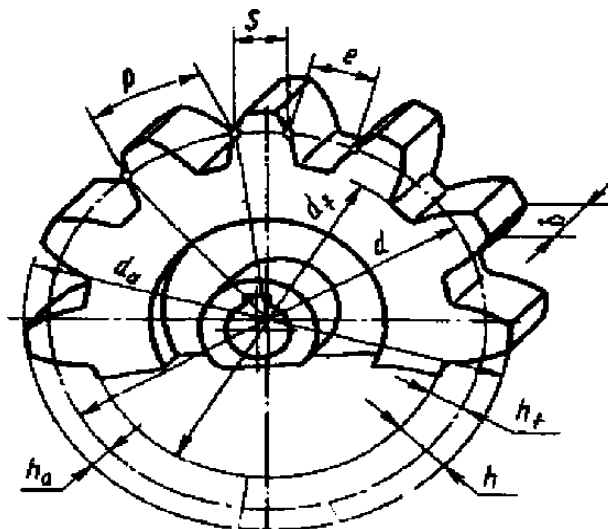


Рисунок 3.1 - Геометрические параметры

Определяем делительный диаметр зубьев колес, d_i , мм:

$$d_1 = m_n \cdot z_1; d_2 = m_n \cdot z_2.$$

Определяем диаметр вершин зубьев колес, d_{ai} , мм:

$$d_{a1} = d_1 + 2m; d_{a2} = d_2 + 2m.$$

Определяем диаметр впадин зубьев колес, d_{fi} , мм:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m; d_{f2} = d_2 - 2,5m.$$

Определяем окружную скорость колес, v , м/с:

$$v = \pi d_1 \cdot n_1 / 60000$$

Назначаем степень точности передачи :

Степень точности передачи	6	7	8	9
Окружная скорость колес (max), м/с	30	15	10	4

Определяем усилия в зубчатом зацеплении (рисунок 3.2):

Окружная сила (Н): $F_{t1} = 2000 \cdot M_1 / d_1$

Радиальная сила (Н): $F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha$

Нормальная сила (Н): $F_{n1} = F_{t1} / \cos \alpha$

где α — угол зацепления, $\alpha = 20^\circ$

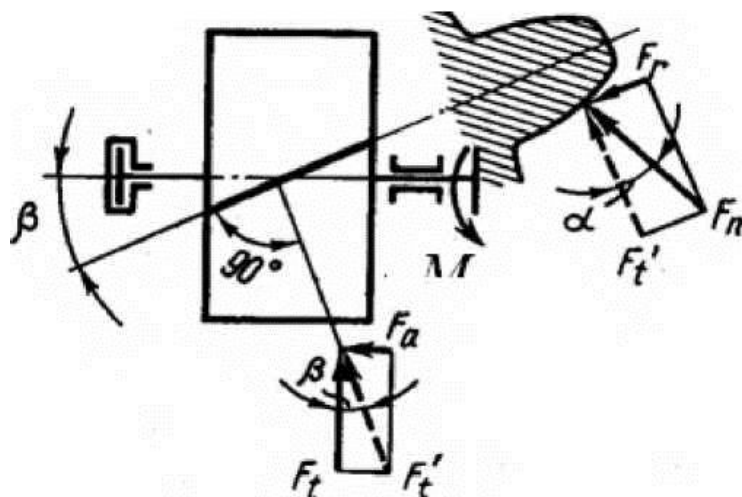


Рисунок 3.2 - Схема сил, действующих в прямозубой цилиндрической передаче

Рассчитанные параметры зубчатой передачи заносят в контрольную таблицу 3.2.

Таблица 3.2 - Параметры зубчатой передачи

Параметры	Значения
Делительный диаметр колеса; d_2 , мм	
Диаметры вершин зубьев колес, мм	d_{a1}, d_{a2}
Ширины венцов зубчатых колес; мм	b_1, b_2
Нормальный модуль зубьев колес; m_n , мм	
Число зубьев колес	z_1, z_2
Угол наклона зубьев колес, β , градус	
Межосевое расстояние передачи; a_w , мм	
Силы, действующие в зацеплении, Н	$F_{t1} = F_{t2}; F_{r1} = F_{r2}; F_{a1} = F_{a2} = 0$

3.4 Расчет вала зубчатой передачи

Рассчитать ведомый вал одноступенчатого редуктора привода конвейера.

Расположение опор относительно зубчатых колес симметрично. Сила, действующая на вал со стороны цепной передачи $F_{цеп}$, направлена под углом $\theta = 90^\circ$ к горизонту. Зубчатое колесо вращается по ходу часовой стрелки, если смотреть на него со стороны звездочки. Данные для расчета взять в таблица 1.6 и

таблица 3.2, занести в таблица 4.1

Таблица 4.1 Исходные данные

Силы в зацеплении, Н			Делительный диаметр зубчатого колеса; d_2 , мм	Ширина венца зубчатого колеса; b_2 , мм	Вращающий момент на валу колеса; M_2 , Н м
F_{t2}	F_{r2}				

Все полученные значения параметров, без указаний, округляют до ближайшего большего стандартного числа по ГОСТ 6636-69 (целого четного или кратного 5)

Проектировочный расчет вала

Выбираем материал вала

Для изготовления вала принимаем сталь 45 с $[\tau_k] = 20$ МПа; $[\sigma_{-1}] = 65$ МПа.

Определяем диаметр выходного конца вала из расчета на кручение, d_B , мм:

$$d_B \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_2}{0,2 \cdot [\tau_k]}}$$

округляем значение диаметра до ближайшего большего стандартного: 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85.

Определяем диаметр вала в местах расположения подшипников, d_{Π} , мм:

$$d_{\Pi} = d_B + 2 \cdot t,$$

где t — высота заплечика подшипника, выбирается из таблицы 4.2.

Расчетное значение округляют до ближайшего большего числа делящегося на «5».

Определяем диаметр вала в месте установки зубчатого колеса, d_K , мм:

$$d_K = d_{\Pi} + 3 \cdot r,$$

где r — координата фаски подшипника, выбирается по таблице 4.2.

Определяем длину посадочного конца вала под звездочку, l_{MT} , мм:

$$l_{MT} = 1,5 \cdot d_B$$

Определяем длину промежуточного участка тихоходного вала, l_{KT} , мм:

$$l_{KT} = 1,2 \cdot d_{\Pi}$$

Определяем диаметр наружной резьбы конического конца вала, d_p , мм:

$$d_p = 0,9 \cdot [d_B - 0,1l_{MT}]$$

Примечание: Входной и выходной валы редукторов имеют цилиндрические или конические консольные участки для установки полумуфт, шкивов, звездочек, зубчатых колес. Размеры консольных участков стандартизированы: ГОСТ 12080-66 «Концы валов цилиндрические»; ГОСТ12081-72 «Концы валов конические».

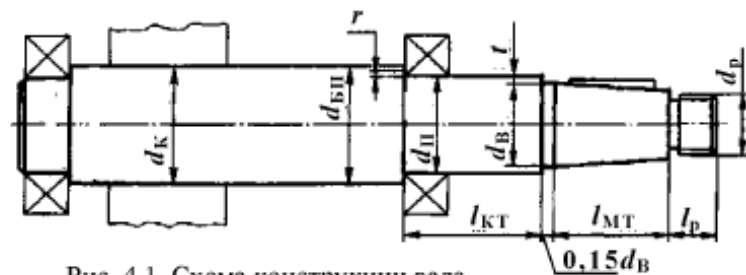


Рис. 4.1 Схема конструкции вала

Таблица 4.2 - Справочные параметры для конструирования вала

Параметры	Значения, мм									
d_B	17-23	24-31	32-39	40-44	45-51	52-59	60-66	67-79	80-89	90-95
$t_{\text{цил}}$	3,0	3,5	3,5	3,5	4,0	4,5	4,6	5,1	5,6	5,6
$t_{\text{кон}}$	1,5	1,8	2,0	2,3	2,3	2,5	2,7	2,7	2,7	2,9
r	1,5	2,0	2,5	2,5	3,0	3,0	3,5	3,5	2,7	4,0

Конструктивно назначаем: l_1, l_2, l_3 :

$$l_2 = l_3 = b_2/2 + (20 \dots 30), \quad l_1 = l_2 + (10 \dots 20)$$

Проверочный расчет вала

Определяем силу, действующую на вал со стороны цепной передачи, F_A , Н:

$$F_A = F_{\text{цеп}} = 125 \cdot \sqrt{M_2},$$

Силу F_A , с которой цепная передача действует на вал, раскладываем на составляющие в вертикальной и горизонтальной плоскостях (рисунок 4.2, б)

$$F_{Ay} = F_A \cdot \sin\theta = F_A \cdot \sin 90^\circ;$$

$$F_{Ax} = F_A \cdot \cos\theta = F_A \cdot \cos 90^\circ$$

Определяем изгибающие моменты в опасных сечениях¹ вала и строим эпюру в вертикальной плоскости (см. рисунок 4.2, в)
определяем реакции опор, Н:

$$\sum M_B = 0; F_{Ay} \cdot l_1 + F_t \cdot l_2 - R_{\Gamma y}(l_2 + l_3) = 0; R_{\Gamma y} = (F_{Ay} \cdot l_1 + F_t \cdot l_2)/(l_2 + l_3);$$

$$\sum M_{\Gamma} = 0; F_{Ay}(l_1 + l_2 + l_3) - R_{By}(l_2 + l_3) - F_t \cdot l_3 = 0;$$

$$R_{By} = [F_{Ay}(l_1 + l_2 + l_3) - F_t \cdot l_3]/(l_2 + l_3)$$

определяем значения изгибающих моментов в опасных сечениях, Н·м: точка Б, сеч. I-I, справа, $M_{xB} = F_{Ay} \cdot l_1$

точка В, сеч. III - III, справа, $M_{xB} = F_{Ay} \cdot (l_1 + l_2) - R_{By} \cdot l_2$

точка В, сеч. III - III, слева, $M_{xB} = R_{\Gamma y} \cdot l_3$

Определяем изгибающие моменты в опасных сечениях вала и строим эпюру в горизонтальной плоскости (см. рисунок 4.2, г):
определяем реакции опор, Н:

$$\sum M_B = 0; F_{Ax} \cdot l_1 - F_r \cdot l_2 - F_a \cdot \frac{d_2}{2} - R_{\Gamma x}(l_2 + l_3) = 0;$$

$$R_{\Gamma x} = (F_{Ax} \cdot l_1 - F_r \cdot l_2 - F_a \cdot \frac{d_2}{2})/(l_2 + l_3)$$

$$\sum M_{\Gamma} = 0; F_{Ax}(l_1 + l_2 + l_3) - R_{Bx}(l_2 + l_3) + F_r \cdot l_3 - F_a \cdot \frac{d_2}{2} = 0;$$

$$R_{Bx} = [F_{Ax}(l_1 + l_2 + l_3) - F_r \cdot l_3 + F_a \cdot \frac{d_2}{2}]/(l_2 + l_3)$$

Определяем значения изгибающих моментов в опасных сечениях, Н·м: точка Б, сеч. I-I, справа, $M_{yB} = F_{Ax} \cdot l_1$

точка В, сеч. III-III, справа, $M_{yB} = F_{Ax} \cdot (l_1 + l_2) - R_{Bx} \cdot l_2$

точка В, сеч. III-III, слева, $M_{yB} = R_{\Gamma x} \cdot l_3$

Определяем крутящие моменты, Н м, в опасных сечениях (см. рисунок 4.2, д):

$$M_{KB} = M_{KB} = M_{KA} = M_2$$

Определяем эквивалентный изгибающий момент в точке Б, Н м:

$$M_{\text{экв III Б}} = \sqrt{M_{xB}^2 + M_{yB}^2 + M_{KB}^2}$$

Определяем диаметр посадочного места под подшипник, d_{pE} , мм из упрощенного проверочного расчета вала на усталость:

$$d_{pB} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв III Б}}}{0,1 \cdot [\sigma_{-1u}]}}$$

Сравниваем расчетный диаметр посадочного места под подшипник (см. и. 2.6) с принятым из конструктивных рекомендаций (см. и. 1.3) $d_{pB} \leq d_{\Pi}^2$.
 Определяем эквивалентный изгибающий момент в точке В, Н м:

$$M_{\text{экв III B}} = \sqrt{M_{x B}^2 + M_{y B}^2 + M_{z B}^2}$$

Определяем диаметр посадочного места под зубчатое колесо, d_{pB} , мм из упрощенного проверочного расчета вала на усталость:

$$d_{pB} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв III B}}}{0,1 \cdot [\sigma_{-1u}]}}$$

Сравниваем расчетный диаметр посадочного места под зубчатое колесо (см. п. 2.8) с принятым из конструктивных рекомендаций (см. п. 1.4) $d_{pB} \leq d_K$.

Рассчитанные параметры вала зубчатой передачи заносят в контрольную таблицу 4.3

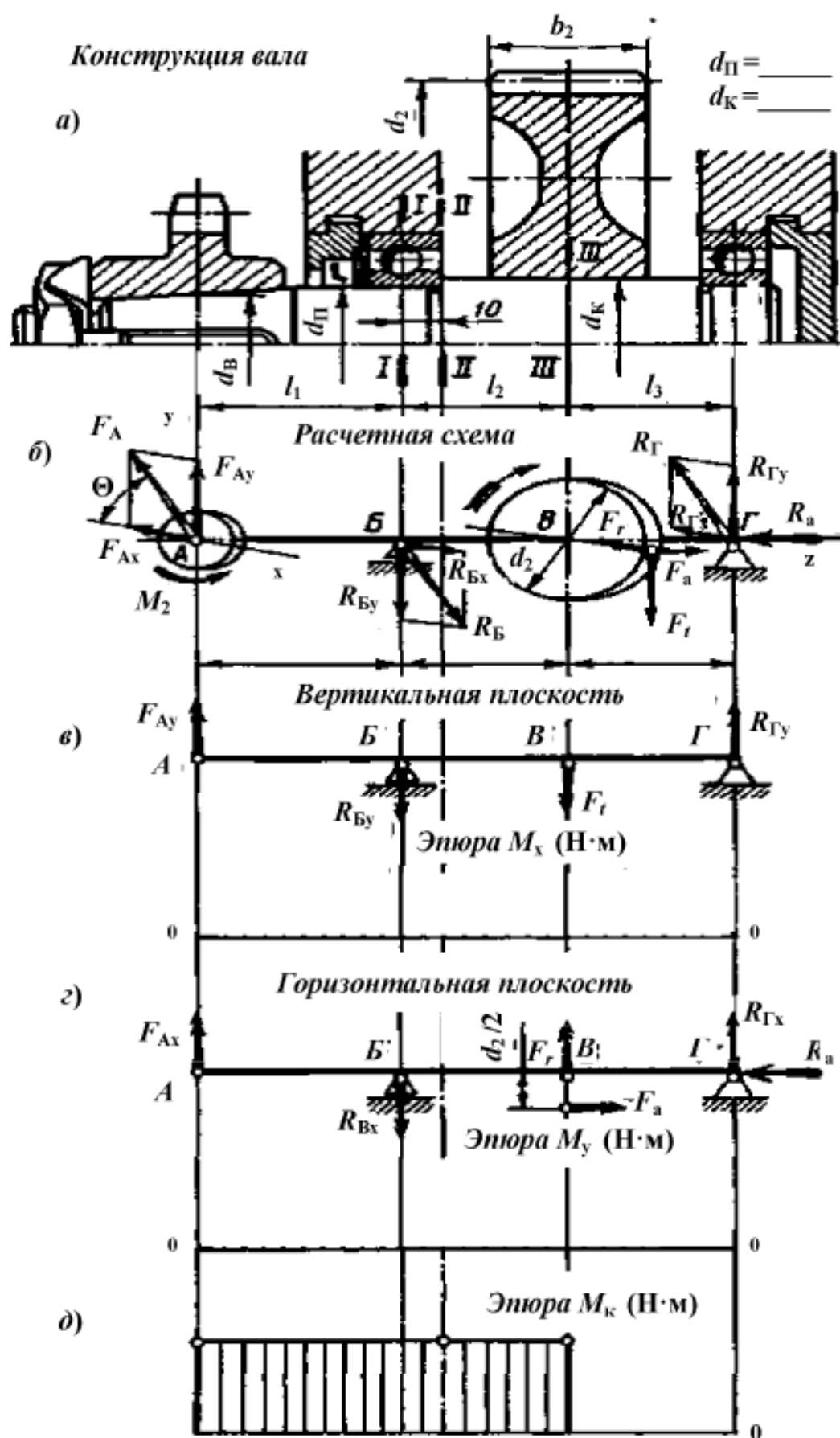


Рис. 4.2 Схема к расчету вала

Таблица 4.3 Параметры ведомого вала зубчатой передачи

Параметры	Значения
Диаметр выходного конца вала, мм	d_B
Диаметр посадочного места под подшипник, мм	$d_{\text{п}}$
Диаметр посадочного места под зубчатое колесо, мм	d_K
Нагрузки, действующие на подшипник, кН	$F_{a2}; R_{\text{Бх}}; R_{\text{Гх}}; R_{\text{Бу}}; R_{\text{Гу}}$

3.5 Подбор подшипников для вала передачи

Подобрать подшипники качения для ведомого вала цилиндрической косозубой передачи

Требуемая долговечность подшипников $[L_{10h}] = 1210^3$ часов, надежность работы - 90 %. Условия применения подшипников - обычные. Данные для расчета взять в таблице 1.6, 4.3 и занести в таблицу 5.1

Таблица 5.1 Исходные данные

Нагрузки, действующие на подшипники; Н					Диаметр вала под подшипник; $d_{\text{п}}$, мм	Частота вращения ведомого вала; n_2 , об/мин
$R_{\text{Бх}}$	$R_{\text{Бу}}$	$R_{\text{Гх}}$	$R_{\text{Гу}}$	F_a		

Выбор типа подшипников

По условиям компоновки и работы подшипниковых узлов и с учетом небольшой величины осевой нагрузки назначаем для обеих опор шариковый радиальный однорядный подшипник (см. таблицу 5.2)

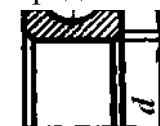


Таблица 5.2 Основные параметры подшипников по ГОСТ 8338-75 (выборка)

Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН		Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	C_r	C_{or}		d	D	B	r	C_r	C_{or}
204	20	47	14	1,5	12,7	6,2	210	50	90	20	2	35,1	19,8
205	25	52	15	1,5	14,0	6,95	211	55	100	21	2,5	43,6	25,0
206	30	62	16	1,5	19,5	10,0	212	60	ПО	22	2,5	52,0	31,0
207	35	72	17	2	25,5	13,7	213	65	120	23	2,5	56,0	34,0
208	40	80	18	2	32,0	17,8	214	70	125	24	2,5	61,8	37,5
209	45	85	19	2	33,2	18,6	215	75	130	25	2,5	66,3	41,0

По таблице 5.2 в соответствии с посадочным диаметром на вал, где

$d = d_{\Pi}$, выбираем подшипник и выписываем все характеристики. В

соответствии с условиями работы и типом подшипника принимаем коэффициенты для расчета: $V=1$; $K_B = 1,3$; $K_T=1$; $X=1$; $Y=0$; $a_1 = 1$; $a_{23} = 0,7$.

Все полученные значения параметров, без указаний, округляют до ближайшего большего стандартного числа по ГОСТ 6636-69 (целого четного или кратного 5)

Определяем суммарные реакции опор вала, R_i , Н (см. задача IV, рисунок 4.2):

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2}; R_{\Gamma} = \sqrt{R_{\Gamma x}^2 + R_{\Gamma y}^2}$$

Далее расчет ведем по наиболее нагруженной опоре, $R_{i_{\max}}$, Н.

Определяем эквивалентную динамическую нагрузку на подшипник, P_r , Н:

$$P_r = (VXR_{i_{\max}} + YF_a) \cdot K_B \cdot K_T$$

Определяем скорректированную расчетную долговечность подшипника,

L_{10ah} , час;

$$L_{10ah} = a_1 \cdot a_{23} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2}$$

Оцениваем пригодность выбранного подшипника по соотношению $L_{10ah} \geq [L_{10h}]$; и делаем вывод¹.

Конструирование подшипникового узла (см. рисунок 5.1)

Схема установки подшипников — «враспор» — вал зафиксирован в двух опорах, причем в каждой опоре в одном направлении.

В конструкции редуктора (см. рисунок 5.1) применены закладные крышки, регулирование радиальных подшипников выполнено установкой компенсаторного

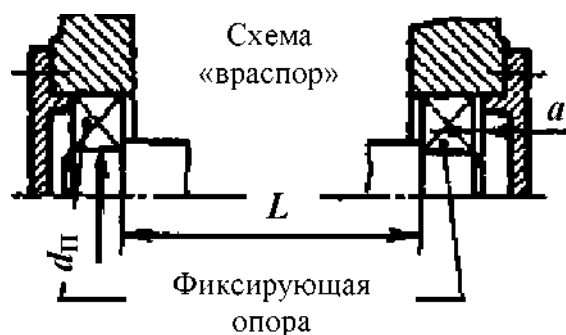


Рисунок 5.1 Схема осевого фиксирования вала

кольца, установленного между торцами наружного кольца подшипника и крышки. Для удобства сборки компенсаторное кольцо нужно устанавливать со стороны глухой крышки подшипника. При установке радиальных шарикоподшипников между торцом наружного кольца подшипника и торцом крышки подшипника оставляют зазор $a = 0,2 \dots 0,5$ мм для компенсации тепловых деформаций (рисунок 5.1).

Зазор оставляют со стороны крышки имеющей отверстие для выходного конца вала. Этот зазор на чертежах сборочных единиц не показывают. Для смазывания выбираем индустриальное масло по

таблицам 5.3 и 5.4

Таблица 5.3

Контактное напряжение $\sigma_H = [\sigma_H]$, МПа	Рекомендуемая кинематическая вязкость масла, мм ² /с; при окружной скорости колес, м/с		
	До 2	2...5	Свыше 5
Для зубчатых передач работающих при 40 °С			
До 600	34	28	22
600... 1000	60	50	40

Таблица 5.4

Марка масла	Кинематическая вязкость, мм ² /с
Для зубчатых передач работающих при 40 °С	
И-Л-А-22	19...25
И-Г-А-32	29...35
И-Г-А-46	41...51
И-Г-А-68	61...75

Для предупреждения вытекания смазочного масла, а также для защиты от загрязнения извне, подшипниковые узлы снабжают уплотнительными устройствами — манжетами.

Примечания:

Чертеж схемы подшипникового узла ведомого вала зубчатой передачи вычерчивается в соответствии с рисунком 4.2. Общий вид редуктора представлен на рисунке 5.1. На чертеже указать наименование деталей, входящих в конструкцию подшипникового узла ведомого вала зубчатой передачи. К стандартным деталям относятся: подшипник, компенсаторное кольцо, гайка, шайба, манжета, шпонка.

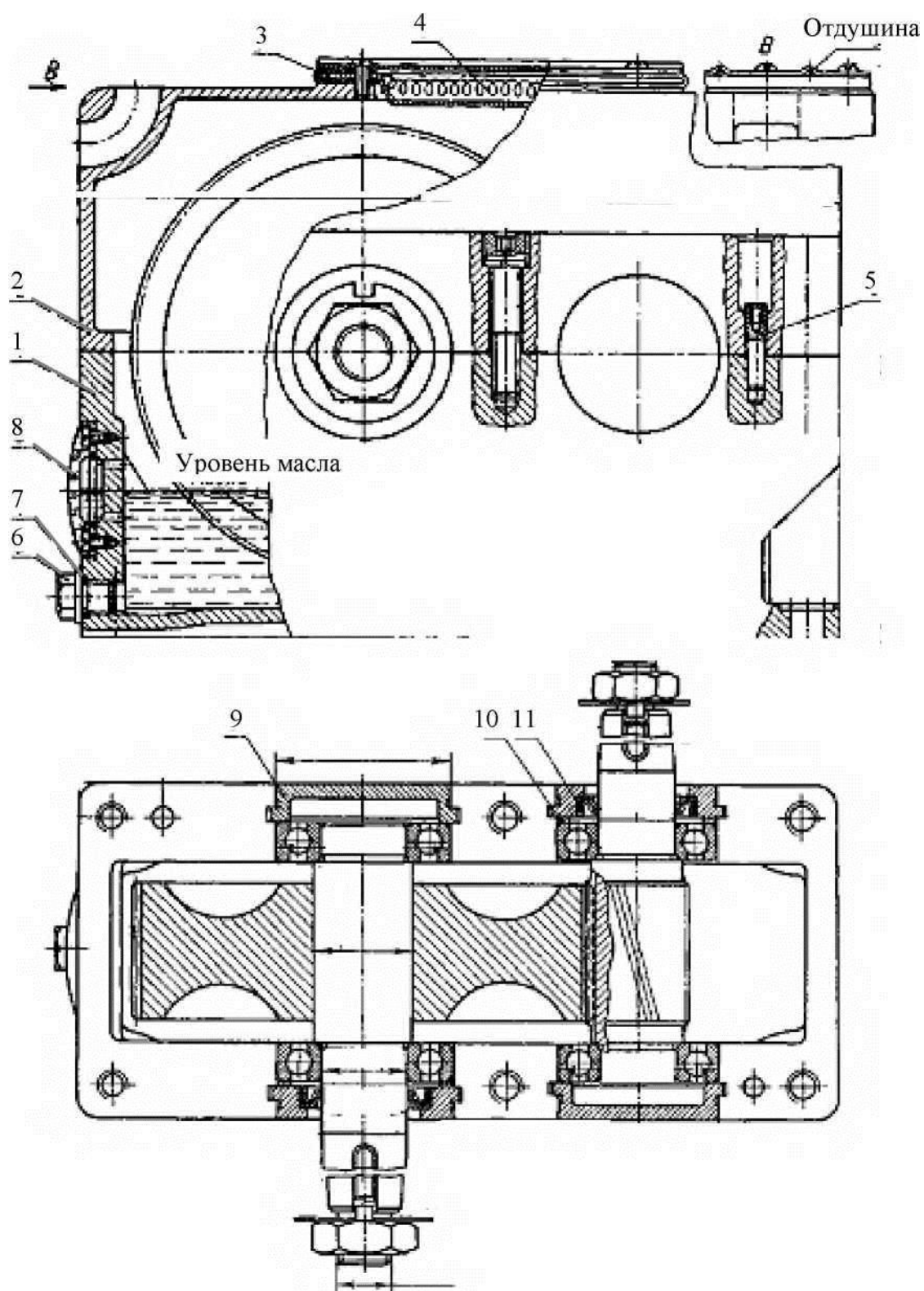


Рисунок 5.1 Редуктор цилиндрический одноступенчатый:

1 — корпус; 2 — крышка корпуса; 3 — крышка смотрового люка с отдушиной, окантованная с двух сторон вулканизированной резиной; 4 — фильтр из тонкой проволоки; 5 — установочный штифт конический; 6 — пробка маслослива; 7 — уплотняющая прокладка (кольцо); 8 — маслоуказатель; 9 — крышка подшипника закладная; 10 — компенсаторное кольцо (пружинное); 11 — манжетное уплотнение.

3.6 Расчет соединений

Расчет шпоночных соединений

Выбрать тип стандартных шпоночных соединений для ведомого вала цилиндрической косозубой передачи с зубчатым колесом и звездочкой; подобрать размеры шпонок

Исходные данные взять из таблицы 1.6 и таблицы 4.3:

Диаметр посадочного места под зубчатое колесо; d_K , мм

Диаметр выходного конца вал; d_B , мм

Вращающий момент на ведомом валу; M_2 , Н · м

Эквивалентный момент (см. задача IV, п. 2.7); $M_{\text{экв III B}}$, Н м

Допускаемое напряжение смятия, $[\sigma]_{\text{см}} = 150$

МПа.

Выбор типа соединения

При конструировании нескольких шпоночных пазов на одном валу их располагают на одной образующей. Для разных ступеней одного и того же вала назначать одинаковые по сечению шпонки, исходя из ступени меньшего диаметра. Для соединений принимаем призматические шпонки (см. рисунок 6.1, таблица 6.1)

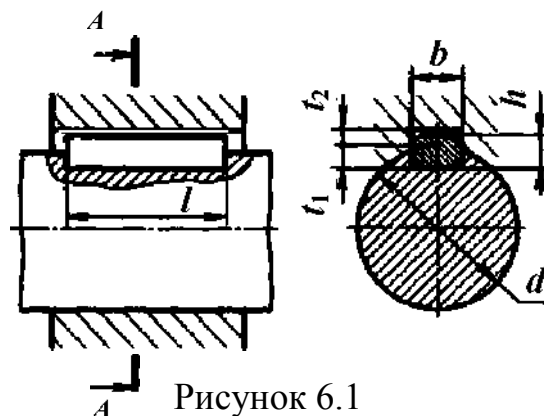


Рисунок 6.1
Соединение

Диаметр вала, <i>d</i> ,мм	Сечение шпонки,		Глубина паза, мм		Диаметр вала, <i>d</i> , мм	Сечение шпонки,		Глубина паза, мм	
	b	h	вала, <i>t</i> ₁	ступицы, <i>t</i> ₂		b	h	вала, <i>t</i> ₁	ступицы, <i>t</i> ₂
	мм					мм			
От 12 до 17	5	5	3	2,3	II 38 II 44	12	8	5	3,3
II 17 II 22	6	6	3,5	2,8	II 44 II 50	14	9	5,5	3,8
II 22 II 30	8	7	4	3,3	II 50 II 58	16	10	6	4,3
II 30 II 38	10	8	5	3,3	II 58 II 65	18	И	7	4,4

Примечание. Длину призматической шпонки выбирают из ряда: 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140. Выбрали шпонку и выписываем параметры: b ; h ; t_1 ; t_2 .

Все полученные значения параметров, без указаний, округляют до ближайшего большего стандартного числа по ГОСТ 6636-69 (целого четного или кратного 5)

Определяем длину шпонки для соединения вала со звездочкой, l_{p1} , мм:

$$l_{p1} = \frac{2000 \cdot M_2}{d_B \cdot (h - t_1) \cdot [\sigma]_{\text{см}}}$$

с учетом конструктивного исполнения шпонки¹ определяем l_1 , мм.

Определяем длину шпонки для соединения вала с зубчатым колесом, l_{p2} , мм:

$$l_{p2} = \frac{2000 \cdot M_2}{d_K \cdot (h - t_1) \cdot [\sigma]_{\text{см}}}$$

с учетом конструктивного исполнения шпонки определяем l_2 , мм

Расчет штифта предохранительной муфты (см. рисунок 6.2)

Определить диаметр срезного штифта предохранительной муфты

Исходные данные: передаваемый муфтой вращающий момент; M_B , Н м, число штифтов $-z = 1$,

материал штифта - сталь 45 с $\tau_B = 390$ МПа,

радиус расположения оси штифта; $R = 45$ мм.

Определяем предельный вращающий момент, передаваемый при нормальной работе муфты, $M_{\text{пред}}$, Н м:

$$M_{\text{пред}} = 1,25 \cdot M_B$$

Определяем диаметр штифта из расчета на срез, d_w , мм:

$$d_w \geq \sqrt{\frac{4000 \cdot M_{\text{пред}}}{\pi \cdot \tau_B \cdot z \cdot R}}$$

принимаем штифт диаметром d_w , мм.

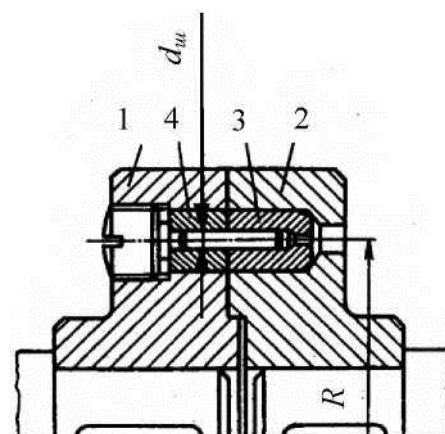


Рисунок 6.2
Предохранительная
дисковая муфта со срезным
штифтом: 1,2 — полу
муфты;

ПРИЛОЖЕНИЕ А - Пример оформления текстовой части, формул

1 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Проведем подбор электродвигателя для привода конвейера и рассчитаем его основные кинематические параметры.

Определим общий коэффициент полезного действия привода конвейера:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{рем}} \cdot \eta_{\text{зуб}} \cdot \eta_{\text{пк}}^2 \cdot \eta_{\text{цеп}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{пк}}^2, \quad (1)$$

где η_i — КПД каждой кинематической пары.

$$\eta_{\text{общ}} = 0,7 \cdot 0,8 \cdot 0,9 \cdot 0,98 \cdot 0,76 = 0,38.$$

Определяем требуемую мощность электродвигателя, $P_{\text{дв}}$, кВт:

$$P_{\text{дв}} = (F_t \cdot v) / \eta_{\text{общ}}, \quad (2)$$

где F_t — тяговая сила, кН,

v — скорость перемещения ленты, м/с.

$$P_{\text{дв}} = \frac{(42 \cdot 0,3)}{0,38} = 33,15 \text{ кВт}.$$

И.Т.Д.....

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации
ФГБОУ ВО Тверская ГСХА

Курсовой проект

по дисциплине «Детали машин и основы конструирования»
на тему «Разработка привода конвейера»

Выполнил студент группы _____

ФИО

Проверил: к.т.н., доцент Фирсов А.С.

Тверь, 20__

Индивидуальное задание к курсовому проекту по дисциплине
«ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ»

Тема курсового проекта: Разработка привода конвейера

Студент:

Исходные данные:

Вариант

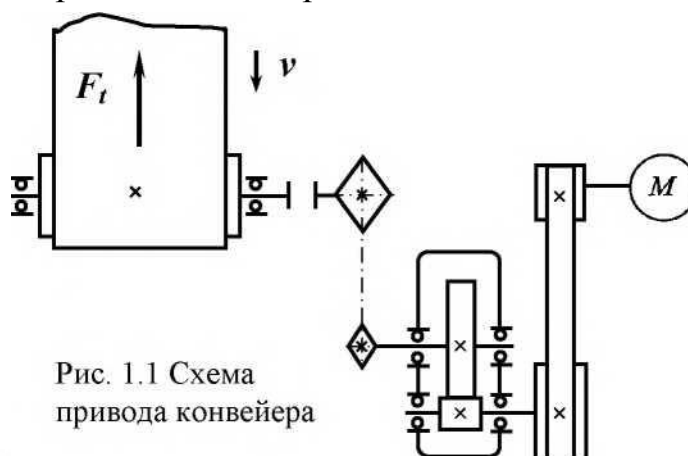


Таблица 1.1 – Исходные данные

Тяговая сила; F_t , кН	20	42	22	30	35	28	Передаточное число передачи		Диаметр барабана, D_6 , мм
Скорость перемещения ленты; v , м/с	0,16	0,30	0,25	0,19	0,22	0,15	зубчатой	цепной	
№ варианта задания	01	02	03	04	05	06	4	5	260
	07	08	09	10	11	12	5	4	280
	13	14	15	16	17	18	4	5	300
	19	20	21	22	23	24	5	4	320
	25	26	27	28	29	30	4	5	340
	31	32	33	34	35	36	5	4	360

Задание:

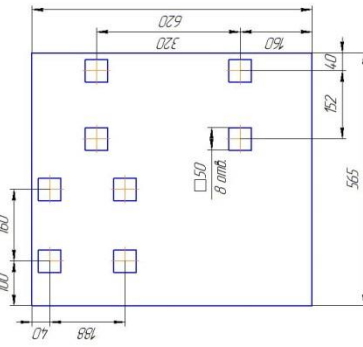
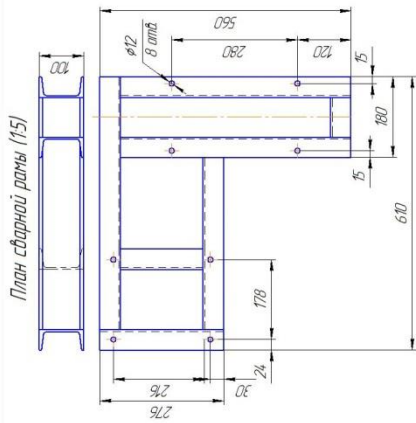
- введение;
- выбор электродвигателя, кинематический и силовой расчет привода;
- расчет передач (ременной, зубчатой, цепной);
- расчет валов редуктора;
- определение конструктивных размеров шестерни и колеса;
- подбор и расчет подшипников;
- проверка прочности шпоночного соединения;
- подбор муфты;
- расчёт корпуса редуктора;
- выводы и рекомендации;
- список используемой литературы.

Графическая часть:

- общий вид проектируемого привода конвейера (формат А1);
- сборочный чертеж редуктора (формат А2), деталирование (2 детали формата А4).

Преподаватель: к.т.н., доцент, Фирсов А.С.

ПРИЛОЖЕНИЕ Г – Графическая часть проекта



Техническая характеристика

1. Общее передаточное число привода 116
2. Мощность электродвигателя, кВт 4,0
3. Частота вращения вала электродвигателя, мин⁻¹ 716

Технические требования

Смещение балла электроприводов и редуктора не более:

1	1
осевые мм	радиальные мм
130	130

[illegible]