

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
Санкт-Петербургский горный университет

Кафедра машиностроения

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

*Методические указания
для выполнения курсового проекта
для студентов специальности 23.05.01*

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
2023

УДК 621.9

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ: Методические указания для выполнения курсового проекта / Санкт-Петербургский горный университет. Сост.: *Д.Ю.Еришов, В.П. Захарова*, СПб, 2023. 38 с.

Методические указания для выполнения курсового проекта по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» предназначены для студентов специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства», специализации «Автомобильная техника в транспортных технологиях».

Научный редактор: проф. *И.А.Жуков*

Рецензент: генеральный директор ООО «Путьснаб», канд. техн. наук, доц. *М.А. Адмакин*

© Санкт-Петербургский
горный университет, 2023

ВВЕДЕНИЕ

Курсовое проектирование по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» способствует закреплению, углублению и обобщению теоретических знаний, полученных студентами в рамках изученных курсов, и применению этих знаний к комплексному решению инженерных задач по проектированию и расчету механических приводов и деталей машин, что позволяет развивать навыки самостоятельной проектной и научно-исследовательской работы. Курсовое проектирование развивает навыки использования технической и справочной литературы, государственных стандартов, прикладных программ по автоматизированному расчету и проектированию узлов и деталей машин. Знания и навыки, полученные при выполнении курсового проекта по дисциплине «Детали машин и основы конструирования», способствуют успешному решению студентами различных инженерно-технических задач в курсовом проектировании по специальным дисциплинам и при выполнении дипломного проекта.

Курсовое проектирование по «Деталям машин и основам конструирования» подготавливает студентов к выполнению курсовых проектов по специальным дисциплинам и дипломному проектированию.

Методические указания не являются заменой классических учебников по курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин и основы конструирования», так как в них кратко изложены только основные этапы выполнения курсового проекта. Для успешного выполнения курсового проекта и получения полноценных знаний и навыков необходимо пользоваться учебниками, справочниками и государственными стандартами, указанными в библиографическом списке и использованными при составлении данных методических указаний.

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ И СОДЕРЖАНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект состоит из расчетно-пояснительной записки и графической части.

Расчетно-пояснительная записка курсового проекта включает в себя титульный лист, задание на выполнение проекта, аннотацию на русском и иностранном языках, оглавление, введение, текст записки, заключение, список используемых источников и приложения.

Текст расчетно-пояснительной записки должен содержать следующие разделы:

1. Кинематический и энергетический расчет привода с одноступенчатым редуктором и двух открытых передач с гибкой связью (ременной и цепной) включает выбор электродвигателя, расчет вращающих моментов, угловых скоростей, передаваемых мощностей на каждом валу передачи по исходным данным в соответствии с вариантом задания.

2. Выбор материалов зубчатых колёс и их термообработки, определение допускаемых контактных и изгибных напряжений.

3. Расчет основных геометрических параметров зубчатой передачи по условиям контактной и изгибной выносливости, расчёт геометрии передачи и усилий в зацеплении.

4. Расчет основных геометрических параметров ременной передачи по тяговой способности, расчёт геометрии передачи и усилий в передаче.

5. Эскизная компоновка редуктора с составлением расчетных схем валов, проектный расчёт валов из условия прочности при кручении, проверка статической прочности вала при совместном действии кручения и изгиба с построением эпюр изгибающих и крутящих моментов, определение коэффициента запаса усталостной прочности вала.

6. Конструирование подшипниковых узлов и проверка подшипников по динамической грузоподъемности.

7. Проектирование шпоночных и шлицевых соединений и проверка их прочности.

8. Определение конструктивных параметров элементов передач и корпуса редуктора.

9. Выбор посадок зубчатых колес и подшипников.

10. Выбор сорта и объема смазки.

Законченный курсовой проект должен содержать расчетно-пояснительную записку (20...35 страниц).

Все материалы следует сброшюровать в папку и снабдить ее титульным листом. Расчетно-пояснительная записка оформляется с учетом требований ГОСТ 2.105-15 и ГОСТ 7-32-15.

Рукописный текст записки представляется на одной стороне листа писчей бумаги формата А4.

Размеры полей: левого – 35 мм; правого – 10 мм; верхнего и нижнего – 20 мм.

Расчетно-пояснительная записка должна иметь сквозную нумерацию страниц. Буквенные обозначения должны быть расшифрованы, указаны единицы измерения используемых и получаемых в процессе вычисления величин.

При использовании тех или иных методик расчета, теоретических положений или различных справочных материалов в тексте должны делаться ссылки на соответствующие литературные источники, которые представляют собой порядковый номер источника в перечне используемой литературы, заключенный в квадратные скобки.

Формулы записываются в общем виде с последующей расшифровкой величин и указанием их размерности. Обозначения величин должны быть общепринятыми в современной технической литературе. Затем формула переписывается с постановкой всех значений величин в численном виде и в том же порядке, что и в формуле, записанной в общем виде. В тексте перед и после формулы остается одна свободная строка.

В перечне используемой литературы указываются порядковый номер источника, фамилия автора и инициалы, наименование источника, издательство и год издания. Все рисунки в расчетно-пояснительной записке должны иметь номера и названия. Буквенные обозначения должны быть расшифрованы, указаны единицы измерения используемых и получаемых в процессе вычисления величин в международной системе СИ.

Графическая часть курсового проекта представляет собой **сборочный чертеж редуктора** (формат А1 или А2) в двух проекциях с необходимыми разрезами и сечениями, простановкой габаритных, присоединительных, установочных размеров и **спецификацией**. Сборочный чертеж редуктора по согласованию с преподавателем, ведущим курсовой проект, выполняется или вручную или с использованием средств автоматизированного проектирования.

Также графическая часть включает **два рабочих чертежа** (формат А4 или А3) *нестандартных* деталей спроектированного редуктора.

Графическая часть курсового проекта должна быть сброшюрована вместе с пояснительной запиской, в конце документа.

Расчетно-пояснительная записка и графическая часть курсового проекта выполняются в соответствии с требованиями ЕСКД и требованиями Горного университета к оформлению курсовых проектов.

Удовлетворяющий предъявляемым требованиям курсовой проект, после проверки преподавателем, допускается к защите, во время которой студент доказывает обоснованность принятых инженерных решений, содержащихся в проекте.

Студенты, успешно выполнившие и защитившие курсовой проект, допускаются к экзамену по дисциплине «Детали машин и основы конструирования».

ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

В курсовом проекте по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» проектируется привод конвейера линии технического обслуживания (ТО-1) и ежедневного технического обслуживания (ЕО) автомашин.

Основными исходными данными для проектирования являются: тяговая сила ленты конвейера F_t (кН); скорость перемещения ленты конвейера V (м/с); диаметр барабана D_B (м); передаточные числа ременной и цепной передач. Срок службы привода составляет $[L_{10h}] = 12000$ часов.

Лента конвейера (рис. 1) передает тяговую силу F_t и перемещается со скоростью V . Диаметр барабана конвейера D_b . Режим нагрузки постоянный; редуктор предназначен для длительной эксплуатации и мелкосерийного производства с нереверсивной передачей. Данные своего варианта взять из табл. 1 и занести в табл. 2

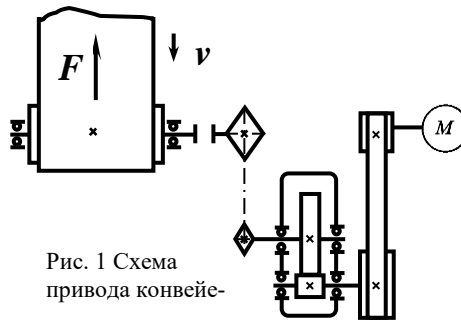


Таблица 1. Значения параметров задания

Тяговая сила; F_t , кН	20	42	22	30	35	28	Переда- точное число передачи		Диаметр барабана, D_b , мм
	0,16	0,30	0,25	0,19	0,22	0,15	зубчатой	цепной	
№ вари- анта задания							01	02	03
	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

Таблица 2. Исходные данные

№ варианта	Скорость перемещения ленты конвейера; V , м/с	Тяговая сила; F_t , кН	Диаметр барабана; D_B , мм	Передаточное число передачи; U_i	
				зубчатой	цепной

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Подбор электродвигателя для привода конвейера и расчет его основных кинематических параметров привода.

1. 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 табл. 3

Таблица 3. 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

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

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

3. Подбираем электродвигатель из соотношения $P_{\text{дв}} \leq P_{\text{д}}$,¹
 где $P_{\text{д}}$ — табличное значение мощности двигателя, кВт, выбираем
 табл. 4

Таблица 4 Электродвигатели асинхронные серии 4А, (рис. 2).
 Синхронная частота вращения вала двигателя – $n_{\text{д}} = 1000$ об/мин

Тип двигателя	Мощность $P_{\text{д}}$, кВт	Основные размеры двигателя, мм				
		l_{30}	h_{30}	d_{30}	d_1	l_1
4А112МА6У3	3	452	310	260	32	80
4А112МВ6У3	4					
4А132S6У3	5,5	480	350	302	38	80
4А132М6У3	7,5	530				
4А160S6У3	11	624	430	358	48	110
4А160М6У3	15	667				
4А180М6У3	18,5	702				
4А200М6У3	22	790	535	450	60	140
4А200L6У3	30	830				

¹ Выбранный двигатель подчеркнуть в табл. 4 и занести его параметры в табл. 5

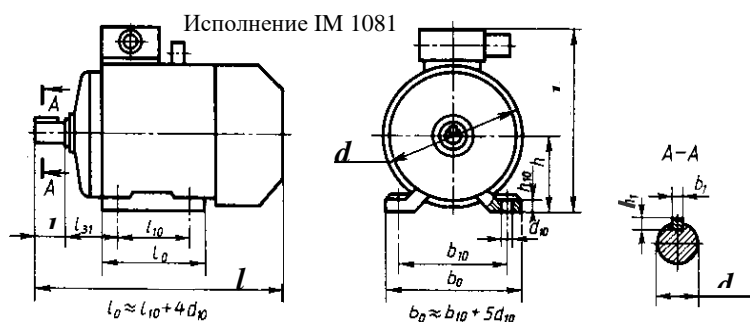


Рис. 2 Электродвигатель асинхронный серии 4А ГОСТ 19523

Таблица 5. 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}

4. Определяем общее передаточное число привода, $u_{общ}$:

$$u_{общ} = n_d / n_B$$

5. Определяем передаточное число ременной передачи привода конвейера, $u_{рем}$:

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

где $u_{зуб}$ и $u_{цеп}$ — передаточные числа зубчатой и цепной передач (см. табл. 2).

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

$$n_1 = n_d / u_{рем}$$

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

$$n_2 = n_1 / u_{зуб}$$

8. Определяем вращающий момент на валу двигателя привода, T_d , Н·м:

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

9. Определяем вращающий момент на быстроходном валу редуктора, T_1 , Н·м:

$$T_1 = T_d \cdot u_{\text{рем}} \cdot \eta_{\text{рем}}$$

10. Определяем вращающий момент на тихоходном валу редуктора, T_2 , Н·м:

$$T_2 = T_1 \cdot u_{\text{зуб}} \cdot \eta_{\text{зуб}} \cdot \eta_{\text{пк}}^2$$

11. Определяем вращающий момент на ведомом валу привода, T_B , Н·м:

$$T_B = T_2 \cdot u_{\text{цеп}} \cdot \eta_{\text{цеп}} \cdot \eta_m \cdot \eta_{\text{пк}}^2$$

Рассчитанные параметры привода заносим в контрольную таблицу 6.

Таблица 6 Кинематические параметры привода конвейера

Кинематическая пара	Мощность, P_i , кВт	Переда- точное число, u_i	КПД, η	Частота вращения, n_i , об/мин	Враща- ющий момент, T_i , Н·м
Двигатель	P_d	—	—	n_d	T_d
Ременная передача	P_d	$u_{\text{рем}}$	$\eta_{\text{рем}}$	n_d	T_d
Зубчатая передача	$P_1 = P_d \cdot \eta_{\text{рем}}$	$u_{\text{зуб}}$	$\eta_{\text{зуб}}$	n_1	T_1
Цепная пе- редача	$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{зуб}}$	$u_{\text{цеп}}$	$\eta_{\text{цеп}}$	n_2	T_2
Барaban конвейера	$P_B = P_2 \cdot \eta_{\text{цеп}}$	$u_{\text{общ}}$	$\eta_{\text{общ}}$	n_B	T_B

Примечания:

1. 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. табл. 3).

Например: быстроходный вал редуктора является для зубчатой передачи ведущим валом, а для ременной – ведомым.

2. Чертеж схемы привода конвейера вычерчивается в соответствии с рис. 3. Для вычерчивания элементов кинематических пар привода используется ГОСТ 2.770-68 «ЕСКД. Элементы кинематики».

3. На чертеже схемы привода конвейера указать наименование кинематических пар.

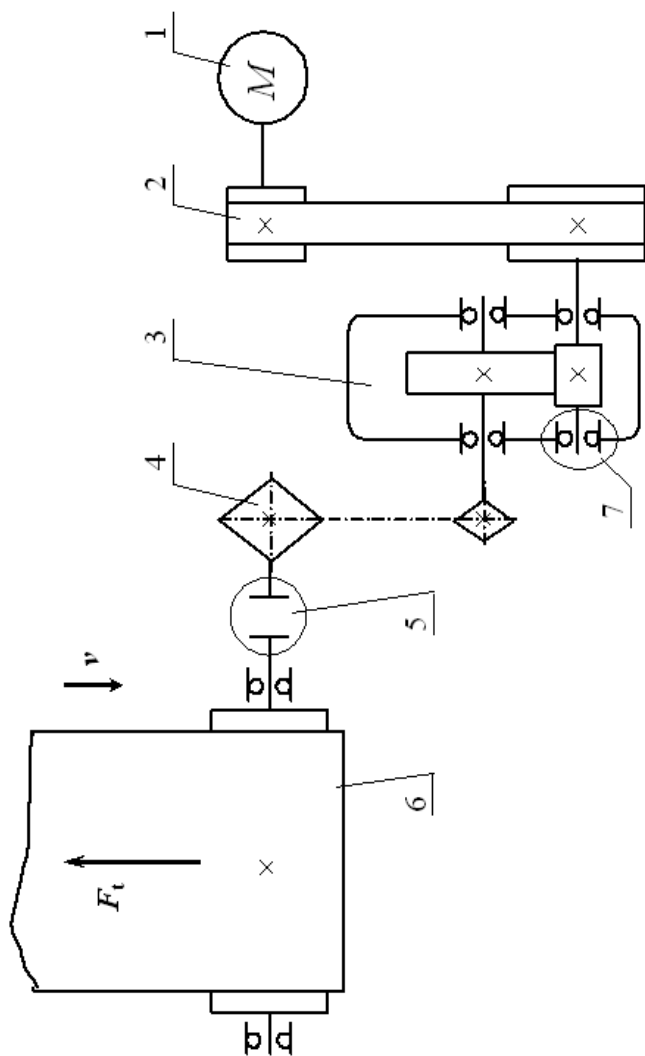


Рис. 3 Схема привода конвейера:
 1 — электродвигатель; 2 — ременная передача;
 3 — зубчатый цилиндрический редуктор;
 4 — цепная передача; 5 — муфта; 6 — барабан с лентой;
 7 — подшипник радиальный шариковый

2. РАСЧЕТ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

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

Данные для расчета взять в табл. 6 и занести в табл. 7

Таблица 7 Исходные данные зубчатой передачи

Передача	Мощность на быстром валу (б/х), P_1 , кВт	Переда- точное число, $u_{зуб}$	КПД, $\eta_{зуб}$	Частота вращения б/х вала, n_1 , об/мин	Вращаю- щий момент на б/х валу, T_1 , Н·м
Зубчатая					

1 Предварительный расчет

1.1. 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 $H_1 = 48...53$ НРС_Э при диаметре заготовки $D \leq 200$ мм;

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

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

$$\sigma_{Hlimb1} = 17H_{1cp} + 200; \sigma_{Hlimb2} = 2H_{2cp} + 70$$

1.3. Определяем допускаемые контактные напряжения, $[\sigma_H]$, МПа:

$$[\sigma_{H1}] = \sigma_{Hlimb1} Z_N / S_H; [\sigma_{H2}] = \sigma_{Hlimb2} Z_N / S_H,$$

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).

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

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

при этом должно выполняться условие $[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_{H2}]^2$

1.5. Определяем базовый предел выносливости зубьев при изгибе, σ_{Flimb} , МПа:

$$\sigma_{Flimb1} = 550 \text{ МПа}; \sigma_{Flimb2} = 1,75H_{2cp}$$

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

$$[\sigma_{F1}] = \sigma_{Flimb1} Y_N \cdot Y_A / S_F; [\sigma_{F2}] = \sigma_{Flimb2} Y_N \cdot Y_A / S_F,$$

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

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

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

2. Проектный расчет

2.1. Определяем межосевое расстояние, a_w , мм:

$$a_w \geq K_a (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{\Psi_{ba} \cdot u \cdot [\sigma_H]^2}}$$

где T_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 косозубых передач

$$K_a = 410 \text{ КПа}^{1/3};$$

$u_{зуб}$ — 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.

2.2. Определяем ширину зубчатого венца, b_i , мм:

² При невыполнении условия прочности более чем на 5% необходимо заменить марку материала или вид термообработки зубчатых колес.

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

2.3. Определяем нормальный модуль зубьев колес, m_n , мм:

$$m_n \geq K_m \frac{T_1 \cdot K_{F\beta}(u+1)}{a_w \cdot b_2 \cdot [\sigma_{F2}]},$$

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

$K_{F\beta}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, $K_{F\beta} = 1,017$.

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.

2.4. Определяем угол наклона зубьев, β_{min} , градус:

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

2.5. Определяем суммарное число зубьев:

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

2.6. Определяем числа зубьев колес:

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

2.7. Определяем фактический угол наклона зуба, β , градус

$$\beta = \arccos(0,5 z_{\Sigma} \cdot m_n / a_w)$$

3. Расчет геометрических,

кинематических и силовых параметров передачи

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

На рис.4 показаны основные геометрические размеры зубчатого колеса.

3.1. Определяем делительный диаметр зубьев колес, d_i , мм:

$$d_1 = m_n \cdot z_1 / \cos\beta;$$

$$d_2 = m_n \cdot z_2 / \cos\beta$$

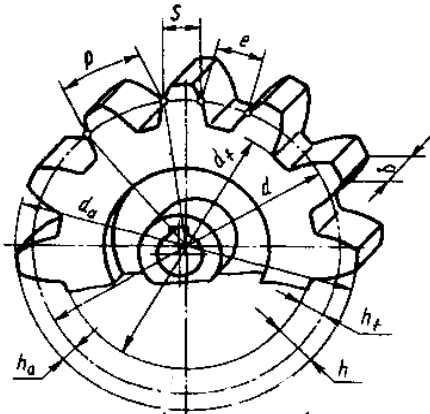


Рис. 4 Геометрические параметры

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

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

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

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

3.4. 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

3.5. Определяем усилия в зубчатом зацеплении (рис. 5):

$$\text{Окружная сила (Н): } F_{t1} = 2000 \cdot T_1 / d_1$$

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

$$\text{Осевая сила (Н): } F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

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

Рассчитанные параметры зубчатой передачи заносят в контрольную табл. 8.

Таблица 8 Параметры зубчатой передачи

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

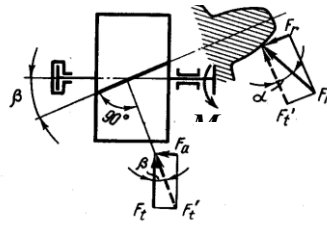


Рис. 5 Схема сил, действующих в косозубой цилиндрической передаче

3. РАСЧЕТ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Рассчитать основные параметры и размеры открытой плоско-ременной горизонтальной передачи привода конвейера

Данные для расчета взять в табл.6 и занести в табл.9.

Таблица 9. Исходные данные плоскоременной передачи

Передача	Мощность на ведущем (вед) шкиве, P_d , кВт	Переда-точное число, $u_{рем}$	КПД, $\eta_{рем}$	Частота вращения вед. шкива, n_d , об/мин	Вращаю-щий мо-мент на вед. шкиве, T_d , Н·м
Ременная					

1. Выбираем тип ремня по табл. 10 (выбранные данные обвести)

Таблица 10. Ремни плоские резинотканевые (выборка)

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

Все полученные значения параметров, без указаний, округ-ляют до ближайшего большего стандартного числа (целого четно-го или кратного 5)

2. Определяем диаметры шкивов ременной передачи, D_i , мм:

$$D_1 \geq (52...64) \cdot \sqrt[3]{T_d}$$

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.

$$D_2 \geq u_{\text{рем}} \cdot D_1$$

3. Определяем окружную скорость ремня, v , м/с:

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

4. Определяем геометрические параметры передачи

4.1. Определяем межосевое расстояние передачи, a , мм:

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

4.2. Определяем угол обхвата на ведущем шкиве, α_1 , градус:

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

4.3. Определяем угол между ветвями ремня, γ , градус:

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

4.4. Определяем расчетную длину ремня, L_p , м:

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

5. Определяем частоту пробегов ремня, Π , об/с:

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

6. Определяем окружную силу, передаваемую ремнем, F_t , Н:

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

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

$$[q] = [q]_0 \cdot C_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v / C_p$$

где $[q]_0$ — допускаемая приведенная удельная нагрузка, см. табл. 1.10;

C_0 — коэффициент угла наклона линии центров шкивов к горизонту, для горизонтальной передачи $C_0 = 1$;

C_α — коэффициент угла обхвата малого шкива:

α_1° 180 170 160 150

C_α 1,0 0,97 0,94 0,91

C_v — коэффициент влияния центробежных сил:

v , 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.

8. Определяем ширину ремня (мм):

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

где i — количество прокладок в ремне, уточняем по табл.11.

Таблица 11. 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

9. 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 приладки (Н/мм):

для передач с натяжением силами упругости (пружинами):

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

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

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

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

Расчитанные параметры ременной передачи заносят в контрольную таблицу 12.

Таблица 12. Параметры плоскоремненной передачи

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

4. РАСЧЕТ ВАЛА ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Расчитать 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 $\Theta = 30^\circ$ к горизонту. Зубчатое колесо вращается по ходу часовой стрелки, если смотреть на него со стороны звездочки. Данные для расчета взять в табл.6 и табл.8, занести в табл.13.

Таблица 13. 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; T_2 , Н·м
F_{t2}	F_{r2}	F_{a2}			

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

1. Проектировочный расчет вала

1.1. Выбираем материал вала

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

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

$$d_B \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau_k]}}$$

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.

1.3. Определяем диаметр вала в местах расположения подшипников, $d_{П}$, мм:

$$d_{П} = d_B + 2 \cdot t ,$$

где t — высота заплечика подшипника, выбирается из табл.14.

Расчетное значение d_{Π} округляют до ближайшего большего числа, делящегося на «5».

1.4. 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 табл.14.

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

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

1.6. Определяем длину промежуточного участка тихоходного вала, $l_{КТ}$, мм:

$$l_{КТ} = 1,2 \cdot d_{\Pi}$$

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

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

Примечание: Входной и выходной валы редукторов имеют цилиндрические или конические консольные участки для установки

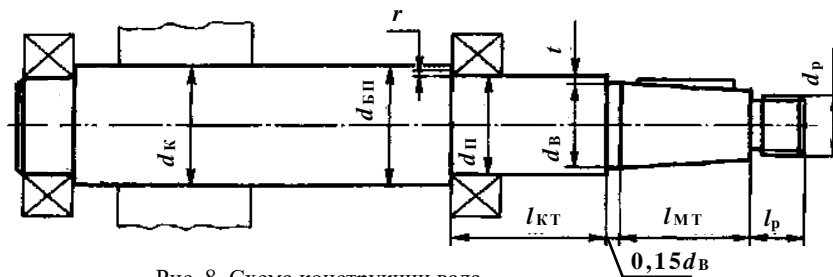


Рис. 8. Схема конструкции вала

полумуфт, шкивов, звездочек, зубчатых колес. Размеры консольных участков стандартизированы:

ГОСТ 12080 «Концы валов цилиндрические»;

ГОСТ12081 «Концы валов конические».

Таблица 14. Справочные параметры для конструирования вала

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

1.8 Эскизная разработка конструкции вала и оценка его размеров по чертежам рис.8, рис.9, а. Конструктивно назначаем: l_1, l_2, l_3 :

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

$$l_1 = l_2 + (10 \dots 20)$$

2. Проверочный расчет вала (см. рис. 9)

2.1. Определяем силу, действующую на вал со стороны цепной передачи, F_A, H :

$$F_A = F_{цеп} = 125 \cdot \sqrt{T_2},$$

2.2. Силу F_A , с которой цепная передача действует на вал, раскладываем на составляющие в вертикальной и горизонтальной плоскостях (рис. 9, б)

$$F_{Ay} = F_A \cdot \sin \Theta = F_A \cdot \sin 30^\circ;$$

$$F_{Ax} = F_A \cdot \cos \Theta = F_A \cdot \cos 30^\circ$$

2.3. Определяем изгибающие моменты в опасных сечениях³ вала и строим эпюру в вертикальной плоскости (см. рис. 9, в) определяем реакции опор, H :

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

$$R_{Гy} = (F_{Ay} \cdot l_1 + F_t \cdot l_2) / (l_2 + l_3);$$

³ В соответствии с формой вала предположительно *опасными* являются сечения вала, в которых имеются концентраторы напряжений: I-I – посадка с натягом внутреннего кольца подшипника на вал; II-II – канавка для выхода шлифовального круга; III-III – шпоночный паз.

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

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

определяем значения изгибающих моментов в опасных сечениях, Н·м:

$$\text{точка Б, сеч. I-I, справа, } M_{xB} = F_{Ay} \cdot l_1$$

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

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

2.4. Определяем изгибающие моменты в опасных сечениях вала и строим эпюру в горизонтальной плоскости (см. рис. 9, г):

определяем реакции опор, Н:

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

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

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

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

2.5. Определяем значения изгибающих моментов в опасных сечениях, Н·м:

$$\text{точка Б, сеч. I-I, справа, } M_{yB} = F_{Ax} \cdot l_1$$

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

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

2.6. Определяем крутящие моменты, Н·м, в опасных сечениях (см. рис. 9, д):

$$M_{kB} = M_{кБ} = M_{кА} = T_2$$

2.7. Определяем эквивалентный изгибающий момент в точке Б, Н·м:

$$M_{\text{эквIII Б}} = \sqrt{M_{xB}^2 + M_{yB}^2 + M_{кБ}^2}$$

2.8. Определяем диаметр посадочного места под подшипник, $d_{pБ}$, мм из упрощенного проверочного расчета вала на усталость:

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

Сравниваем расчетный диаметр посадочного места под подшипник (см. п.2.6) с принятым из конструктивных рекомендаций (см. п.1.3):

$$d_{pB} \leq d_{\Pi}^4.$$

2.9. Определяем эквивалентный изгибающий момент в точке В, Н·м:

$$M_{\text{экв III B}} = \sqrt{M_{xB}^2 + M_{yB}^2 + M_{zB}^2}$$

2.10. 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):

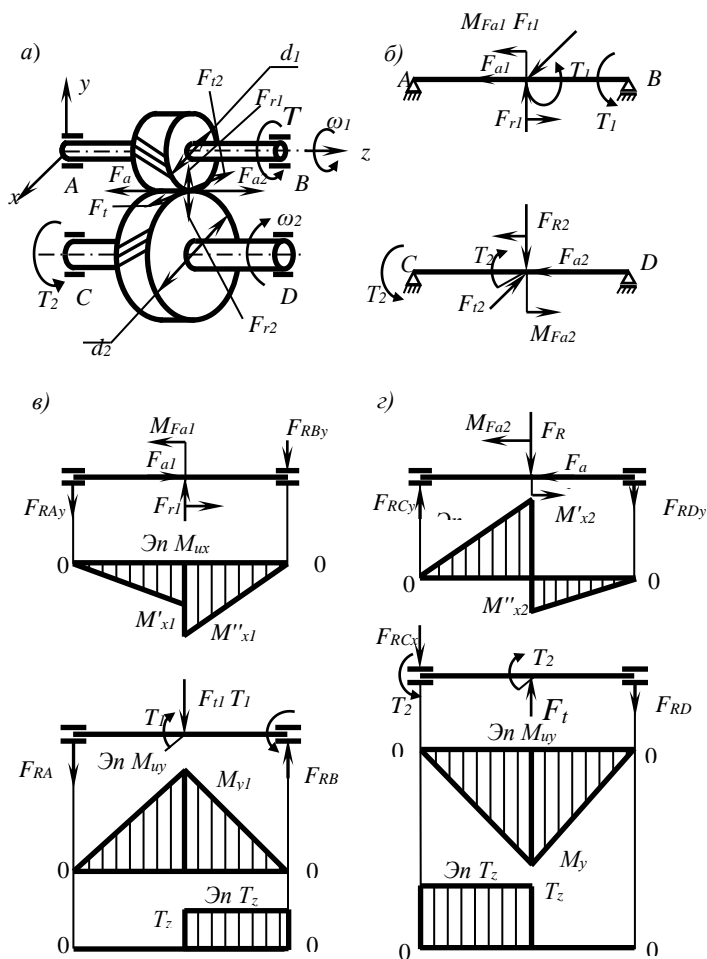
$$d_{pB} \leq d_K.$$

Расчитанные параметры вала зубчатой передачи заносят в контрольную табл. 15.

Таблица 15. Параметры ведомого вала зубчатой передачи

Параметры	Значения
Диаметр выходного конца вала, мм	d_B
Диаметр посадочного места под подшипник, мм	d_{Π}
Диаметр посадочного места под зубчатое колесо, мм	d_K
Нагрузки, действующие на подшипник, кН	$F_{a2}; R_{Bx};$ $R_{Гx}; R_{By};$ $R_{Гy}$

⁴ При несоответствии неравенства прочность вала в указанном сечении не обеспечивается.



а) – схема передачи; б) – усилия в зацеплении; в) – схемы нагружения ведущего вала в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, эпюры изгибающих моментов в этих плоскостях и эпюра крутящих моментов; и г) то же для ведомого вала

Рисунок 9 – Цилиндрическая косозубая одноступенчатая передача

5. ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ ДЛЯ ВАЛА ПЕРЕДАЧИ

Подобрать подшипники качения для ведомого вала цилиндрической косозубой передачи

Требуемая долговечность подшипников $[L_{10h}] = 12 \cdot 10^3$ часов, надежность работы – 90 %. Условия применения подшипников – обычные. Данные для расчета взять в табл. 6, 8, 15 и занести в табл. 16.

Таблица 16. Исходные данные

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

1. 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. табл. 17).

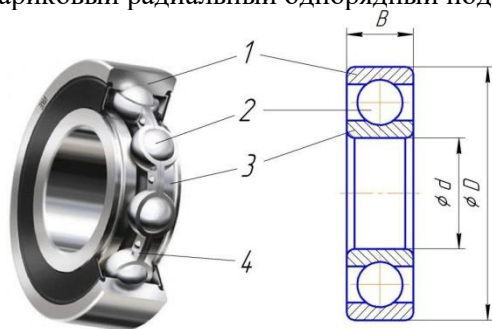


Рис. 10. Основные параметры шарикового радиального подшипника качения
1 – наружное кольцо; 2 – тела качения; 3 – сепаратор; 4 – внутреннее кольцо.

Таблица 17. Основные параметры подшипников по ГОСТ 8338
(выборка)

Обоз- на- чение	Размеры, мм				Грузоподъ- ем-ность, кН		Обоз- на- чение	Размеры, мм				Грузоподъ- ем- ность, кН	
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>C_r</i>	<i>C_{ор}</i>		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>C_r</i>	<i>C_{ор}</i>
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	110	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 табл.17, в соответствии с посадочным диаметром на вал, где $d = d_{п}$, выбираем подшипник и выписываем все его 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 (целого четного или кратного 5)

2. Определяем суммарные реакции опор вала, R_i , Н (см. п.4, рис.9):

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

$$R_T = \sqrt{R_{Tx}^2 + R_{Ty}^2}$$

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

3. Определяем эквивалентную динамическую нагрузку на подшипник, P_r , Н:

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

4. Определяем скорректированную расчетную долговечность подшипника, L_{10ah} , час:

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

5. Оцениваем пригодность выбранного подшипника по соотношению $L_{10ah} \geq [L_{10h}]$; и делаем вывод⁵.

Конструирование подшипникового узла

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

В конструкции редуктора (рис. 12) применены закладные крышки, регулирование радиальных подшипников выполнено установкой компенсаторного 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 (рис. 11).

Зазор оставляют со стороны крышки имеющей отверстие для выходного конца вала. Этот зазор на чертежах сборочных единиц не показывают. Для смазывания зубчатой передачи предусмотрена картерная смазка. При картерном смазывании зубчатой передачи подшипники смазывают брызгами масла, стекающими с колес, валов и со стенок корпуса. Для смазывания выбираем промышленное масло по табл. 18 и 19.

⁵ В выводе необходимо написать соблюдается ли условие пригодности. При несоответствии перерасчет не проводить.

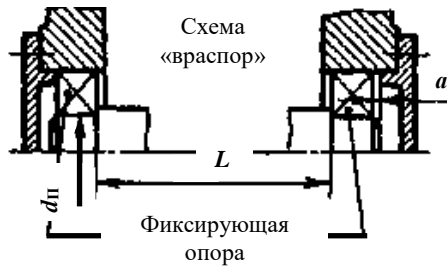
Таблица 18. Кинематическая вязкость масла

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 19. Характеристики масла

Марка масла	Кинематическая вязкость, мм ² /с (см. табл. 18)
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:

Рис.11 Схема осевого фиксирования вала

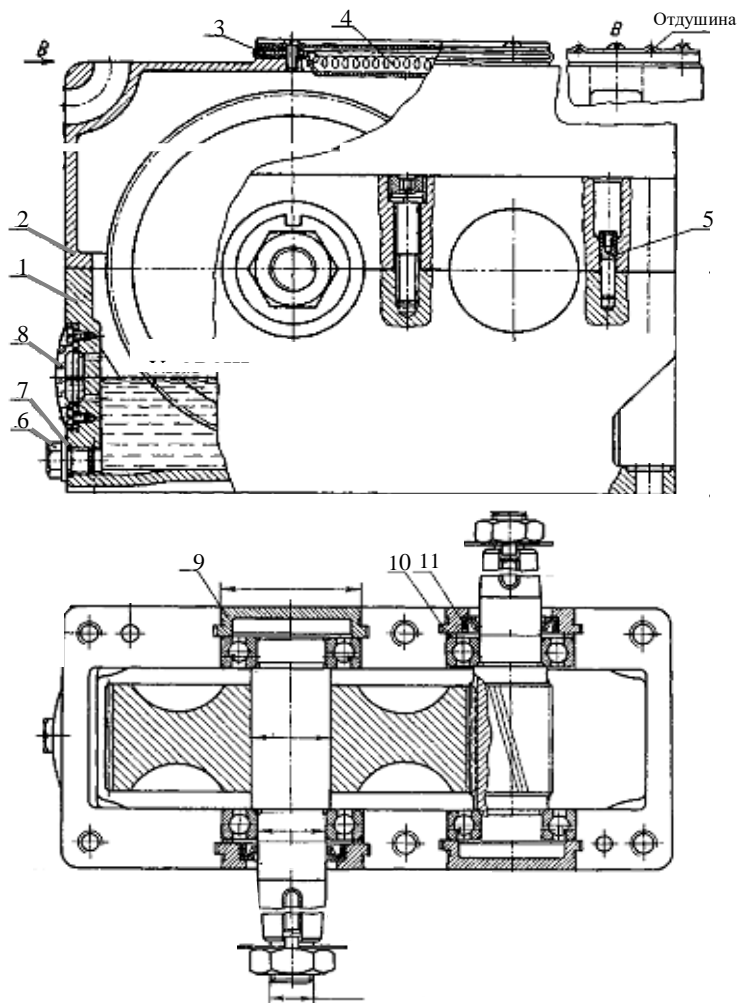


Рис. 12 Редуктор цилиндрический одноступенчатый:

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.

6. РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ

1 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 табл.14 и табл.16:

Диаметр посадочного места под зубчатое колесо; d_K , мм

Диаметр выходного конца вал; d_B , мм

Вращающий момент на ведомом валу; T_2 , Н·м

Эквивалентный момент (см.п.4, п. 2.7); $M_{\text{ЭКВ ШВ}}$, Н·м

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

1.1. Выбор типа соединения

На участках вала, предназначенных для крепления деталей, передающих вращающий момент, выполняют посадки с натягом, шпоночные пазы или шлицы. Стандарт предусматривает для каждого размера вала определенные размеры поперечного сечения шпонки (таблица 2.7, 2.8). Длину шпонки назначают на 5...10 мм меньше длины ступицы из ряда стандартных значений. Из технологических соображений рекомендуется для разных ступеней одного и того же вала назначить одинаковые шпонки по сечению и длине, исходя из ступени меньшего диаметра, имеющего шпоночный паз. Для удобства фрезерования следует располагать шпоночные пазы на одной стороне вала. Для соединений принимаем призматические шпонки (рис. 13, табл. 20)

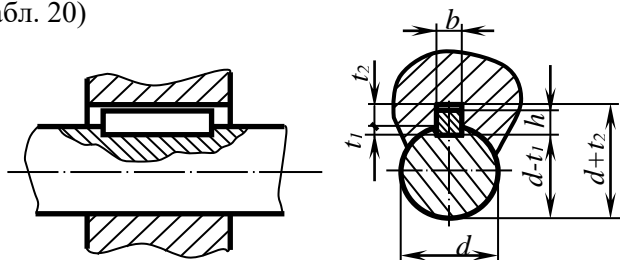


Рис. 13 Соединение призматической шпонкой

Таблица 20 – Шпонки призматические (по ГОСТ 23360)

вала d	Сечение шпонки, мм		Глубина паза, мм		d вала	Сечение шпонки, мм		Глубина паза, мм	
	b	h	t ₁	t ₂		b	h	t ₁	t ₂
12 ≤ d < 17	5	5	3	2,3	58 ≤ d < 65	18	11	7	4,4
17 ≤ d < 22	6	6	3,5	2,8	65 ≤ d < 75	20	12	7,5	4,9
22 ≤ d < 30	8	7	4	3,3	75 ≤ d < 85	22	14	9	5,4
30 ≤ d < 38	10	8	5	3,3	85 ≤ d < 95	25	14	9	5,4
38 ≤ d < 44	12	8	5	3,3	95 ≤ d < 110	28	16	10	6,4
44 ≤ d < 50	14	9	5,5	3,8	110 ≤ d < 120	32	18	11	7,4
50 ≤ d < 58	16	10	6	4,3					

Примечание 1 – Стандартный ряд длин, мм: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 160; 180;...(до 500).

Примечание 2 – В ГОСТ 23360 даны сечения шпонок для валов $d=2\div 50$ мм, длины – до 500 мм.

Примечание 3 – Пример условного обозначения шпонки при $b = 16$ мм, $h = 10$ мм, $l = 80$ мм, торцы скругленные: шпонка 16x10x80 ГОСТ 23360. Тоже – с плоскими торцами: шпонка 3-16x10x80 ГОСТ 23360.

Выбранную шпонку проверяют на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d \cdot (h - t_1) \cdot l_p} \leq [\sigma]_{см},$$

где T – передаваемый момент, Н·мм;

d – диаметр вала, мм;

l_p – расчетная длина шпонки, мм;

при скругленных торцах шпонки $l_p = l - b$, при плоских торцах $l_p = l$;

h – высота шпонки;

t_1 – глубина шпоночного паза.

Если напряжение смятия получается значительно ниже допускаемого, целесообразно взять шпонку меньшего сечения и повторить расчет.

Если расчетные напряжения превышают допускаемые, то следует поставить две шпонки на один вал, одна против другой, или заменить шпоночное соединение шлицевым.

Для понижения концентраций напряжений вместо канавок сопряжение двух диаметров следует оформить в виде галтели (рис.14, а). Сопряжение должно быть как можно более плавным. Где возможно, следует увеличить радиус галтели. Разгружающие канавки на валу и в сопряженной детали уменьшают концентрацию напряжений на поверхности вала от посадки детали с натягом (рис.14, б, в) Шпоночный паз, получаемый обработкой дисковой фрезой (рис.14, г), вызывает меньшую концентрацию напряжений, чем обработанный пальцевой фрезой.

На торцах валов и на уступах делают фаски с целью притупления острых кромок и удобства сборки. Для сокращения номенклатуры режущего инструмента ширину канавок, радиусы галтелей и углы фасок, расположенных на одном валу следует делать одинаковыми.

Выбрали шпонку и выписываем параметры: b ; h ; t_1 ; t_2 .

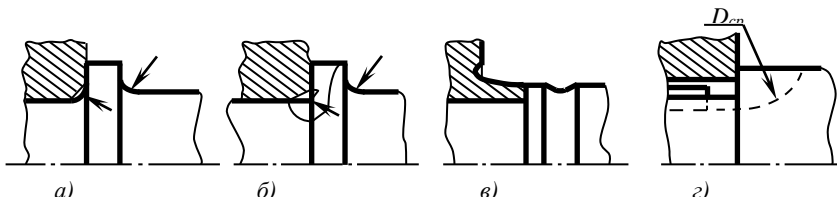


Рисунок 14 – Варианты сопряжения двух диаметров вала

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

2. Расчет штифта предохранительной муфты (рис. 15)

Определить диаметр срезного штифта предохранительной муфты

Исходные данные:

передаваемый муфтой вращающий момент; T_B , Н·м,

число штифтов – $z=1$,

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

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

2.1. Определяем предельный вращающий момент, передаваемый при нормальной работе муфты, $T_{пред}$, Н·м:

$$T_{пред} = 1,25 \cdot T_B$$

2.2. Определяем диаметр штифта из расчета на срез, $d_{ш}$, мм:

$$d_{ш} \geq \sqrt{\frac{4000 \cdot T_{пред}}{\pi \cdot \tau_B \cdot z \cdot R}}$$

принимаем штифт диаметром $d_{ш}$, мм.

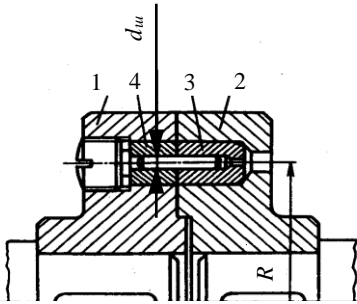


Рис. 15 Предохранительная дисковая муфта со срезным штифтом: 1, 2 – полумуфты; 3 – срезной штифт; 4 – втулки.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполнение курсового проекта направлено на закрепление и расширение теоретических знаний и практических навыков студента по дисциплине «Детали машин и основы конструирования», который должен показать способность и умение применять теоретические знания по дисциплине; грамотно, самостоятельно и творчески решать задачи; четко и логично излагать свои мысли и решения; анализировать полученные результаты и делать необходимые выводы. Студент при этом должен показать достаточный уровень подготовки, умение выбрать и обосновать решение поставленных перед ним задач, навыки работы с технической и справочной литературой, умение применять вычислительную технику в своей деятельности.

Курсовое проектирование развивает у студентов инженерное мышление, в том числе умение использовать предшествующий опыт изучения общетехнических дисциплин, формулировать новые идеи, моделировать, используя аналоги. Свойственная курсовому проекту по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» многовариантность решений при одном и том же задании развивает у студентов мыслительную деятельность и инициативу. Развитие эвристических подходов является одной из составляющих качественного скачка, который предстоит совершить студентам при выполнении этого проекта.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гулиа, Н. В. Детали машин : учебник / Н. В. Гулиа, В. Г. Клоков, С. А. Юрков. — 3-е изд., стер. — Санкт-Петербург : Лань, 2021. — 416 с.
<https://e.lanbook.com/book/168502>
2. Тюняев, А.В. Детали машин [Электронный ресурс] : учеб. / А.В. Тюняев, В.П. Звездаков, В.А. Вагнер. — Электрон. дан. — Санкт-Петербург : Лань, 2013. — 736 с.
<https://e.lanbook.com/book/5109>
3. Чернилевский, Д.В. Детали машин и основы конструирования. Учебник для вузов [Электронный ресурс] : учеб. — Электрон. дан. — Москва : Машиностроение, 2012. — 672 с.
<https://e.lanbook.com/book/5806>.
4. Клоков, В.Г. Детали машин. Атлас конструкций [Электронный ресурс] :атл. / В.Г. Клоков, В.В. Ужва. — Электрон. дан. — Москва : Московский Политех, 2011. — 220 с.
<https://e.lanbook.com/book/51735>
5. Детали машин. Курсовое проектирование : учебное пособие для вузов / Е. В. Брюховецкая, О. В. Конищева, М. В. Брунгардт, А. Н. Щепин. — 2-е изд., стер. — Санкт-Петербург : Лань, 2021. — 152 с.
<https://e.lanbook.com/book/175495>
6. Ужва, В.В. Детали машин. Применение САД-технологий при выполнении курсовых проектов [Электронный ресурс] : учеб.-метод. пособие / В.В. Ужва, В.Г. Клоков. — Электрон. дан. — Москва : Московский Политех, 2011. — 43 с.
<https://e.lanbook.com/book/51736>

Содержание

ВВЕДЕНИЕ.....	3
ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ И СОДЕРЖАНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА.....	4
ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ	6
МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА.....	8
1.КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА	8
2.РАСЧЕТ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ	14
3.РАСЧЕТ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ	18
4.РАСЧЕТ ВАЛА ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ	21
5.ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ ДЛЯ ВАЛА ПЕРЕДАЧИ	27
6.РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ.....	32
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	36
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	37