

Приложение к ОПОП
по специальности 15.02.01 Монтаж и техническая
эксплуатация промышленного оборудования
(по отраслям) (базовая подготовка)

Комплект контрольно-оценочных средств по учебной дисциплине

Детали машин

основной профессиональной образовательной программы (ОПОП)

по специальности

**15.02.01 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного
оборудования (по отраслям)**
(базовая подготовка)

Общие положения

Комплект контрольно-оценочных средств по общепрофессиональной учебной дисциплине «Детали машин» разработан для организации и проведения промежуточной аттестации обучающихся 2 курса по очной форме обучения на специальности 15.02.01 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования (по отраслям) (базовая подготовка).

Результатом освоения учебной дисциплины являются приобретенные умения и усвоенные знания, направленные на формирование общих и профессиональных компетенций, предусмотренных ФГОС СПО по специальности 15.02.01 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования (по отраслям) (базовая подготовка).

Формой аттестации по учебной дисциплине является выполнение курсового проекта и экзамен. Экзамен проводится после окончания 4-го семестра, предусмотренного учебным планом. Экзамен направлен на комплексную проверку знаний и умений обучающихся, освоенных в результате изучения всех разделов учебной дисциплины. Во время экзамена обучающийся отвечает устно на два теоретических вопроса и выполняет одно практическое задание. На выполнение этих заданий обучающимся отводится не более 1,5 академического часа. Материал экзамена предусматривает 30 билетов.

Оценка и контроль учебных достижений обучающихся фиксируется с помощью рейтинговой системы:

- текущий контроль: 72 – 120 баллов;
- промежуточная аттестация: 25 - 40 баллов, которые распределяются следующим образом:
 - теоретический вопрос: 6 – 10 баллов;
 - практическое задание: 19 – 30 баллов.

Оценка по 5-ти балльной системе выставляется в зависимости от количества баллов, набранных обучающимся в течение изучения дисциплины: баллы, полученные в ходе промежуточной аттестации, суммируются с баллами, полученными в ходе текущего контроля. Итоговые баллы переводятся в 5-ти балльную систему в соответствии с «Положением о рейтинговой системе оценки и контроля учебных достижений студентов в образовательном процессе».

Итоговая оценка освоения учебной дисциплины осуществляется на основании следующих интервалов перехода к 5-тибалльной системе:

- **менее 97 баллов– «неудовлетворительно»** – ставится, если обучающийся не ориентируется в основных понятиях, демонстрирует поверхностные знания, если в ходе ответа отсутствует самостоятельность в изложении материала либо звучит отказ дать ответ, допускает грубые ошибки при выполнении заданий аналитического и проектировочного характера, не умеет выполнять практические задания;
- **97 – 125 баллов– «удовлетворительно»** – если обучающийся ориентируется в основных понятиях, строит ответ на репродуктивном уровне, но при этом допускает неточности и ошибки в изложении материала, нуждается в наводящих вопросах, не может привести примеры, допускает ошибки методического характера при анализе дидактического материала и проектировании различных видов деятельности, допускает грубые ошибки при выполнении практических заданий;
- **126 – 144 балла– «хорошо»** – если обучающийся знает материал, строит ответ четко, логично, устанавливает причинно-следственные связи в рамках дисциплины, но допускает незначительные неточности в изложении материала и при демонстрации аналитических и проектировочных умений. В ответе отсутствуют незначительные элементы содержания или присутствуют все необходимые элементы содержания, но допущены некоторые ошибки, иногда нарушалась последовательность изложения, но допускает незначительные ошибки при выполнении практических заданий;
- **145 – 160 баллов– «отлично»** – если обучающийся полно, логично, осознанно излагает материал, выделяет главное, аргументирует свою точку зрения на ту или иную проблему, имеет системные полные знания и умения по составленному вопросу. Содержание вопроса обучающийся излагает связно, в краткой форме, раскрывает последовательно суть изученного материала, демонстрируя прочность и прикладную направленность полученных знаний и умений, не допускает терминологических ошибок и фактических неточностей, выполняет практические задания без ошибок.

Раздел 1. Результаты освоения учебной дисциплины, подлежащие проверке

1.1. Освоенные умения

В результате контроля и оценки по учебной дисциплине осуществляется комплексная проверка следующих **умений**:

- У 1.** Читать кинематические схемы;
- У 2.** Определять параметры работы оборудования и его технические возможности;
- У 3.** Выбирать детали и узлы на основе анализа их свойств для конкретного применения.

1.2. Усвоенные знания

В результате контроля и оценки по учебной дисциплине осуществляется проверка следующих **знаний**:

- З 1.** Виды движений и преобразующие движения механизмы;;
- З 2.** Виды передач; их устройство, назначение, преимущества и недостатки, условные обозначения на схемах;
- З 3.** Кинематику механизмов, соединения деталей машин, механические передачи, виды и устройство передач;
- З 4.** Нормы допустимых нагрузок оборудования в процессе эксплуатации.

Раздел 2. Формы текущего контроля и оценивания по учебной дисциплине

Раздел / тема дисциплины	Форма контроля и оценивания
Тема 1. Основные понятия и определения	Тестирование. Оценка устных/письменных ответов.
Тема 2. Неразъемные соединения	Тестирование, проверка внеаудиторных самостоятельных работ. Оценка устных/письменных ответов.
Тема 3. Разъемные соединения	Тестирование, проверка внеаудиторных самостоятельных работ. Оценка устных/письменных ответов.
Тема 4. Общие сведения о передачах	Тестирование, практические занятия, контрольные работы, проверка и оценка индивидуальных заданий и практических работ, проверка внеаудиторных самостоятельных работ. Оценка устных/письменных ответов.
Тема 5. Фрикционные передачи и вариаторы	Тестирование, проверка внеаудиторных самостоятельных работ. Оценка устных/письменных ответов.
Тема 6. Зубчатые передачи	Тестирование, практические занятия, контрольные работы, проверка и оценка индивидуальных заданий и практических работ, проверка внеаудиторных самостоятельных работ. Оценка

	устных/письменных ответов.
Тема 7. Передача винт - гайка	Тестирование, проверка внеаудиторных самостоятельных работ. Оценка устных/письменных ответов.
Тема 8. Червячная передача	Тестирование, контрольные работы, проверка и оценка индивидуальных заданий, проверка внеаудиторных самостоятельных работ. Оценка устных/письменных ответов.
Тема 9. Редуктора	Тестирование, практические занятия, контрольные работы, проверка и оценка индивидуальных заданий и практических работ, проверка внеаудиторных самостоятельных работ. Оценка устных/письменных ответов.
Тема 10. Ременные передачи	Тестирование, проверка внеаудиторных самостоятельных работ. Оценка устных/письменных ответов.
Тема 11. Цепные передачи	Тестирование, проверка внеаудиторных самостоятельных работ. Оценка устных/письменных ответов.
Тема 12. Валы и оси	Тестирование, практические занятия, контрольные работы, проверка и оценка индивидуальных заданий и практических работ, проверка внеаудиторных самостоятельных работ. Оценка устных/письменных ответов.
Тема 13. Опоры валов и осей	Тестирование, практические занятия, контрольные работы, проверка и оценка индивидуальных заданий и практических работ, проверка внеаудиторных самостоятельных работ. Оценка устных/письменных ответов.
Тема 14. Муфты	Тестирование, проверка внеаудиторных самостоятельных работ. Оценка устных/письменных ответов.
Курсовой проект	Проверка и оценка индивидуальных заданий, проверка внеаудиторных самостоятельных работ.
УД (в целом):	Экзамен

Раздел 3. Оценка освоения учебной дисциплины

3.1. Общие положения

Основной целью оценки освоения учебной дисциплины «Детали машин» является оценка освоенных умений и усвоенных знаний.

Оценка учебной дисциплины предусматривает использование рейтинговой системы оценивания.

Критерии оценивания теоретического задания

Устные ответы на теоретический вопрос оцениваются от 6 до 10 баллов.

10 баллов	Ответ на вопрос дан в полном объеме, его изложение логично и последовательно, раскрыты все используемые понятия, правильно приведены примеры
8 - 9 баллов	В ответе на вопрос есть незначительные пробелы, допущены нарушения в системе изложения, раскрыты все используемые понятия, но допущены некоторые неточности, правильно приведены примеры по данному вопросу
6 - 7 баллов	Ответ на вопрос не полный, нет системы изложения, определения используемым понятиям не даны, не все примеры приведены правильно
Менее 6 баллов	Обучающийся не усвоил и не раскрыл основное содержание материала

Критерии оценивания практического задания

Выполнение практического задания оценивается от 19 до 30 баллов.

27 - 30 баллов	задание выполнено полностью; соблюдены все правила оформления расчетной схемы; обучающийся легко ориентируется в схеме и свободно объясняет её, задание выполнено самостоятельно.
23 - 26 баллов	задание выполнено полностью, но с недочетами; при оформлении расчетной схемы допущены 2 – 3 ошибки; обучающийся ориентируется в схеме и читает её, допуская при этом неточности; обучающийся обращался за консультацией к преподавателю не более 2 раз.
19 - 22 баллов	задание выполнено частично; при оформлении расчетной схемы допущено 4 – 6 ошибок; обучающийся с трудом ориентируется в схеме и испытывает трудности при её чтении; обучающийся обращался за консультацией к преподавателю более 2 раз.
Менее 19 баллов	задание не выполнено; оформление расчетной схемы не соответствует заданию; обучающийся не ориентируется в схеме и не умеет её читать; обучающийся не может выполнить работу самостоятельно.

Обучающиеся, набравшие по итогам текущего контроля 120 баллов, могут быть освобождены от экзамена и аттестованы на основании результатов текущего контроля. В этом случае преподаватель добавляет обучающемуся в зачётную ведомость от 36 до 40 баллов автоматически.

3.2. Задания для оценки освоения разделов учебной дисциплины

Теоретическое задание при оценке усвоенных знаний

Содержание задания		Проверяемые результаты
1	Изучение кинематических схем	31, 32, 33
2	Тестирование по теме «Неразъемные соединения»	31, 32, 33
3	Тестирование по теме «Разъемные соединения»	31, 32, 33
4	Расчет шпоночного соединения	31, 32, 33,34
5	Составление кинематических схем по чертежам	31, 32, 33
6	Определение кинематических и силовых соотношений многоступенчатого привода.	31, 32, 33
7	Тестирование по теме «Фрикционные передачи и вариаторы»	31, 32, 33
8	Тестирование по теме «Зубчатые передачи»	31, 32, 33
9	Изучение геометрических параметров зубчатых колес.	31, 32, 33,34
10	Кинематический и геометрический расчет зубчатых передач. Определение усилий в зацеплении по моменту на ведомом валу.	31, 32, 33, 34
11	Тестирование по теме «Червячная передача»	31, 32, 33
12	Изучение конструкции червячного редуктора.	31, 32, 33
13	Построение кинематической схемы трехступенчатого редуктора и вычисление его передаточного числа.	31, 32, 33
14	Тестирование по темам «Ременные и цепные передачи»	31, 32, 33
15	Изучение конструкции и расчет вала редуктора.	31, 32, 33, 34
16	Расчет подшипников скольжения на износостойкость и теплостойкость.	31, 32, 33, 34
17	Расчет на долговечность подшипников качения.	31, 32, 33, 34
18	Изучение конструкции и подбор основных типов муфт.	31, 32, 33, 34

Практическое задание при оценке освоенных умений

Практические задания согласно вариантам может выполняться как в ручной, так и в компьютерной графике. Для выполнения задания

обучающиеся должны иметь чертежные принадлежности, калькулятор и бумагу. Допускается использование обучающимися конспекта лекций и нормативно-справочной литературы.

Содержание задания	Проверяемые результаты
По выданному заданию (карточки индивидуально каждому обучающемуся) необходимо заполнить кинематическую схему привода, определить кинематические параметры. Также выбрать материал со справочником для изготовления деталей, определить геометрические параметры передачи, усилия, действующие в зацеплении и провести проверку по напряжениям.	У1, У2, У3

Общие сведения о передачах

Тестовые задания по дисциплине «Детали машин» для специальности 15.02.01 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования (по отраслям) (базовая подготовка) по теме «Общие сведения о передачах». При выполнении теста проверяются компетенции общие и профессиональные компетенции

Всего предусмотрено 4 варианта, в каждом варианте 5 заданий. К каждому заданию предложено 4 варианта ответов, в которые заложен один правильный ответ.

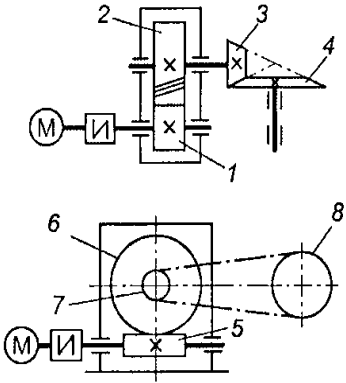
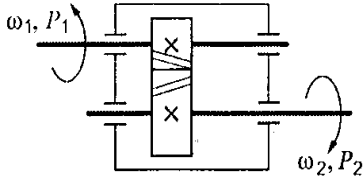
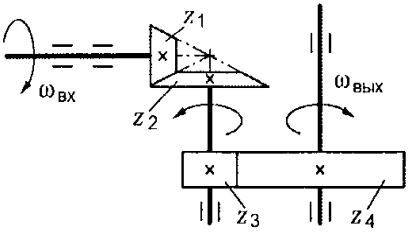
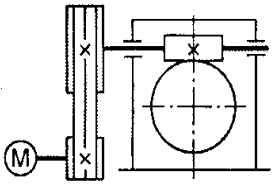
Критерии оценки по решению одного варианта:

«5» - 5 правильных ответов

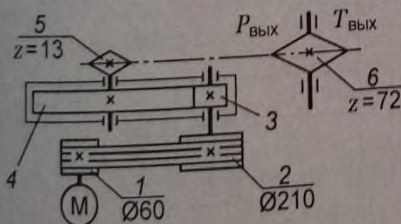
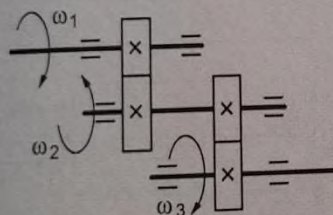
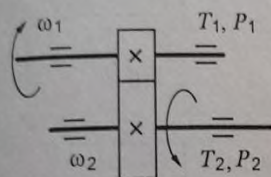
«4» - 4 правильных ответа

«3» - 3 правильных ответа

«2» - < 3 правильных ответов

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Среди представленных на схемах передач выбрать цепную передачу и определить ее передаточное число, если $z_1 = 18$; $z_2 = 72$; $z_3 = 17$; $z_4 = 60$; $z_5 = 1$; $z_6 = 36$; $z_7 = 35$; $z_8 = 88$</p> 	Передача 1—2; 4	1
	Передача 3—4; 3,53	2
	Передача 5—6; 2,5	3
	Передача 7—8; 2,5	4
<p>2. Определить момент на ведущем валу изображенной передачи, если мощность на выходе из передачи 6,6 кВт; скорость на входе и выходе 60 и 15 рад/с соответственно; КПД = 0,96</p> 	440 Н · м	1
	110 Н · м	2
	1760 Н · м	3
	115 Н · м	4
<p>3. Определить передаточное отношение второй ступени двухступенчатой передачи, если $\omega_{\text{вх}} = 155$ рад/с; $\omega_{\text{вых}} = 20,5$ рад/с; $z_1 = 18$; $z_2 = 54$</p> 	7,51	1
	3	2
	2,52	3
	5,5	4
<p>4. Определить требуемую мощность электродвигателя, если мощность на выходе из передачи 12,5 кВт; КПД ременной передачи 0,96; КПД червячного редуктора 0,82</p> 	12 кВт	1
	9,84 кВт	2
	15,24 кВт	3
	15,88 кВт	4
<p>5. Как изменится мощность на выходном валу передачи (см. рисунок к заданию 3), если число зубьев второго колеса z_2 увеличится в 2 раза?</p>	Увеличится в 2 раза	1
	Уменьшится в 2 раза	2
	Не изменится	3
	Увеличится в 4 раза	4

Вопросы	Ответы	Код
1. Известно, что передаточное отношение передачи 2,5. К какому типу передач относится эта передача?	Мультипликатор	1
	Редуктор	2
	Вариатор	3
	Правильный ответ не приведен	4
2. Для изображенной передачи определить момент на ведомом валу, если $P_1 = 5$ кВт; $\omega_1 = 157$ рад/с; $\omega_2 = 62,8$ рад/с; $\eta = 0,97$	31,87 Н·м	1
	47,8 Н·м	2
	77,2 Н·м	3
	79,7 Н·м	4
3. Для изображенной многоступенчатой передачи определить общее передаточное число, если $\omega_1 = 100$ рад/с; $\omega_2 = 25$ рад/с; $\omega_3 = 5$ рад/с	20	1
	4,5	2
	5	3
	5,5	4
4. Определить требуемую мощность электродвигателя, если $\eta_p = 0,97$; $\eta_{\text{ш}} = 0,95$; $\eta_3 = 0,97$; $P_{\text{вых}} = 10$ кВт	8,94 кВт	1
	10,64 кВт	2
	28,98 кВт	3
	11,18 кВт	4
5. Как изменится частота вращения выходного вала привода (см. рисунок к заданию 4) при увеличении числа зубьев колеса 3 в 2 раза?	Возрастет в 2 раза	1
	Уменьшится в 2 раза	2
	Возрастет в 4 раза	3
	Уменьшится в 4 раза	4



Вопросы	Ответы	Код
1. Известно, что передаточное отношение передачи 1,5. К какому типу передач относится эта передача?	Мультипликатор	1
	Редуктор	2
	Вариатор	3
	Правильный ответ не приведен	4
2. Для изображенной передачи определить момент на ведомом валу, если $P_1 = 8$ кВт; $\omega_1 = 40$ рад/с; $\eta = 0,97$; $u = 4$	800 Н · м	1
	2200 Н · м	2
	776 Н · м	3
	1940 Н · м	4
3. Для изображенной многоступенчатой передачи определить общее передаточное число, если $d_1 = 50$ мм; $d_2 = 200$ мм; $d_3 = 35$ мм; $d_4 = 70$ мм	4	1
	6	2
	8	3
	10	4
4. Определить требуемую мощность электродвигателя, если $P_{\text{вых}} = 5$ кВт; $\eta_3 = 0,97$; $\eta_{\text{ц}} = 0,95$	5,4 кВт	1
	9,6 кВт	2
	6,4 кВт	3
	4,6 кВт	4
5. Какое из приведенных отношений называется передаточным числом одноступенчатой зубчатой передачи?	n_2/n_1	1
	ω_2/ω_1	2
	d_1/d_2	3
	z_2/z_1	4

Вопросы	Ответы	Код
1. Каково назначение механических передач?	Уменьшать потери мощности	1
	Соединять двигатель с исполнительным механизмом	2
	Передавать механическую энергию с одновременным преобразованием параметров движения	3
	Совмещать скорости валов	4
2. Для изображенной передачи определить момент на ведущем валу, если $P_2 = 8,5$ кВт; $\omega_2 = 12$ рад/с; $u = 2$; $\eta = 0,96$	708,5 Н · м	1
	301,2 Н · м	2
	368,9 Н · м	3
	7,02 Н · м	4
3. Определить передаточное отношение первой ступени двухступенчатой передачи, если $\omega_{вх} = 102$ рад/с; $\omega_{вых} = 20,4$ рад/с; $z_3 = 17$; $z_4 = 42$	4,5	1
	12,35	2
	2,02	3
	5	4
4. Определить требуемую мощность электродвигателя лебедки, если скорость подъема груза 4 м/с; вес груза 1000 Н; КПД барабана 0,9; КПД цилиндрической передачи 0,98	3,53 кВт	1
	4,53 кВт	2
	2,15 кВт	3
	7,32 кВт	4
5. Какое из приведенных отношений называется передаточным отношением одноступенчатой передачи?	ω_2/ω_1	1
	z_1/z_2	2
	d_1/d_2	3
	ω_1/ω_2	4

Вопросы	Ответы	Код
1. Известно, что передаточное отношение передачи 0,5. К какому типу передач относится эта передача?	Мультипликатор	1
	Редуктор	2
	Вариатор	3
	Правильный ответ не приведен	4
2. Для изображенной передачи определить момент на ведомом валу, если $P_1 = 6$ кВт; $\omega_2 = 20$ рад/с; $\eta = 0,97$; $u = 2,5$	116 Н · м	1
	291 Н · м	2
	382 Н · м	3
	464 Н · м	4
3. Для изображенной многоступенчатой передачи определить общее передаточное число, если $z_1 = 20$; $z_2 = 80$; $z_3 = 30$; $z_4 = 75$; $z_5 = 40$; $z_6 = 200$	25	1
	50	2
	20	3
	75	4
4. Определить требуемую мощность электродвигателя, если $P_{\text{вых}} = 8$ кВт; $\eta_3 = 0,97$; $\eta_4 = 0,82$	6,36 кВт	1
	8,82 кВт	2
	10 кВт	3
	12,3 кВт	4
5. Как изменится величина момента на выходном валу передачи при увеличении скорости вращения двигателя в 1,5 раза, если мощность двигателя не меняется?	Не изменится	1
	Увеличится в 3 раза	2
	Уменьшится в 1,5 раза	3
	Увеличится в 1,5 раза	4

Ключ к заданиям по дисциплине «Детали машин»
Общие сведения о передачах

Вопросы	1	2	3	4	5
Вариант 1	4	4	3	4	3
Вариант 2	2	3	1	4	1
Вариант 3	2	3	3	1	4
Вариант 4	3	3	3	2	4
Вариант 5	1	2	2	3	3

Зубчатые передачи. Геометрия и кинематика прямозубых передач

Тестовые задания по дисциплине «Детали машин» для специальности 15.02.01 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования (по отраслям) (базовая подготовка) по теме «Зубчатые передачи. Геометрия и кинематика прямозубых передач». При выполнении теста проверяются общие и профессиональные компетенции.

Всего предусмотрено 5 вариантов, в каждом варианте 5 заданий. К каждому заданию предложено 4 варианта ответов, в которые заложен один правильный ответ.

Критерии оценки по решению одного варианта:

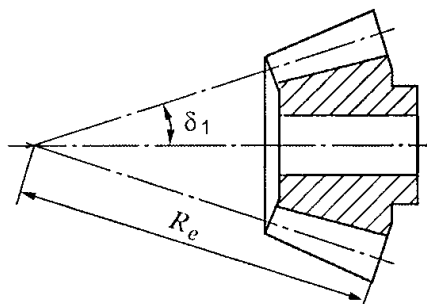
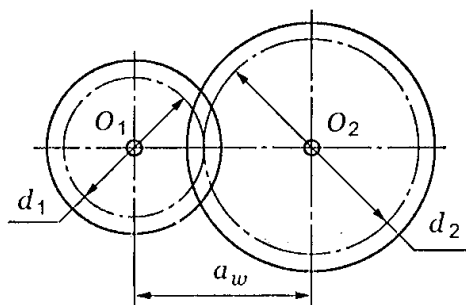
«5» - 5 правильных ответов

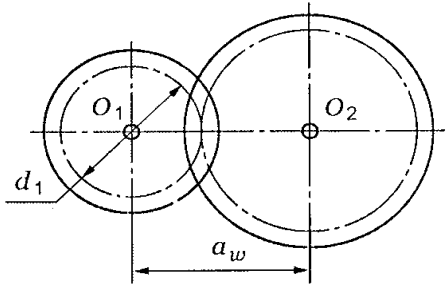
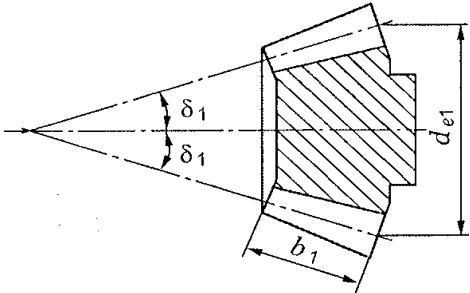
«4» - 4 правильных ответа

«3» - 3 правильных ответа

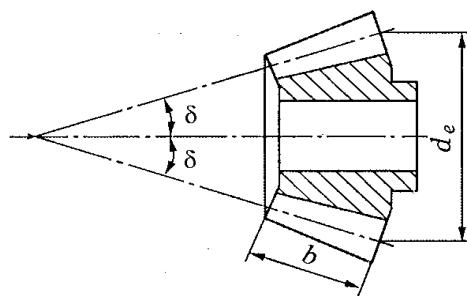
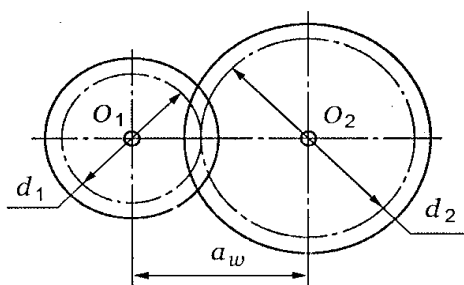
«2» - < 3 правильных ответов

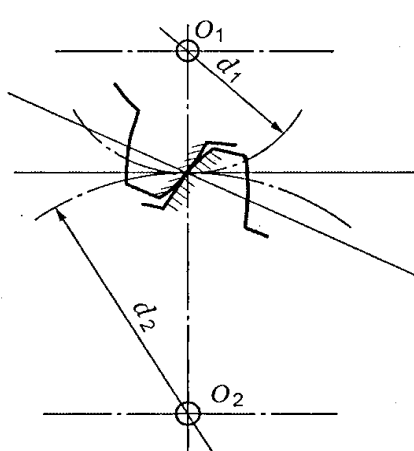
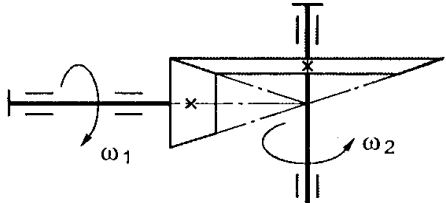
Вопросы	Ответы	Код
1. Что такое линия зацепления?	Линия, очерчивающая профиль зуба	1
	Линия, проходящая через центры колес	2
	Общая нормаль к профилям зубьев в точке касания	3
	Касательная к профилю зуба в точке касания	4
2. Выбрать формулу для определения модуля зубьев	$0,5(d_1 + d_2)$	1
	$0,5(1 + u)d_1$	2
	p_t/π	3
	a_w/z	4
3. Определить a_w , если $d_1 = 64$ мм; $z_2 = 80$; $m = 2$ мм	78 мм	1
	224 мм	2
	112 мм	3
	160 мм	4
4. Какие значения модулей зубьев соответствуют ГОСТ 9563—60?	1,9 мм	1
	2,4 мм	2
	4 мм	3
	21 мм	4
5. Определить внешнее конусное расстояние прямозубой конической передачи, если внешний окружной модуль зубьев 4 мм; число зубьев шестерни 13; передаточное число передачи 3,08	52 мм	1
	84 мм	2
	73,9 мм	3
	156 мм	4

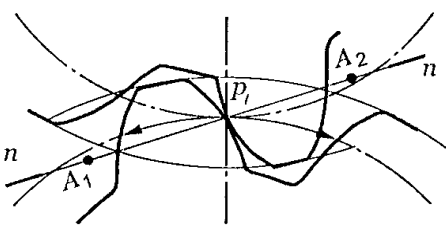
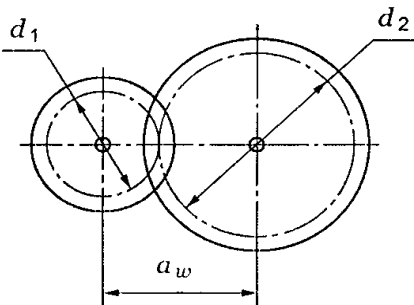
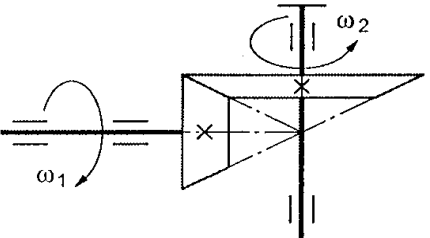


Вопросы	Ответы	Код
1. Указать основное достоинство эвольвентных колес	Простота конструкции	1
	Постоянство передаточного отношения	2
	Бесшумность работы	3
	Требование точности при сборке	4
2. Каков угол зацепления цилиндрических колес?	30°	1
	18°	2
	20°	3
	14°	4
3. Определить модуль зуба колеса, если окружной шаг 12,56 мм	12,5 мм	1
	6 мм	2
	2,5 мм	3
	4 мм	4
4. Рассчитать передаточное отношение передачи, если $a_w = 160$ мм; $d_1 = 80$ мм 	2	1
	2,5	2
	3	3
	4	4
5. Определить передаточное отношение конической прямозубой передачи, если $\delta_1 = 22^\circ$ 	0,4	1
	2	2
	2,5	3
	3,5	4

Вопросы	Ответы	Код
1. Что такое делительный окружной шаг зубьев? Выбрать наиболее точную формулировку	Расстояние между профилями соседних зубьев	1
	Расстояние между одноименными профилями соседних зубьев по делительной окружности	2
	Ширина зуба по делительной окружности	3
	Длина дуги делительной окружности между соседними зубьями	4
2. Выбрать формулу для определения диаметра окружности выступов цилиндрического зубчатого колеса	$mz_1(1 + u)/2$	1
	$m(z + 2)$	2
	$m(z - 2,5)$	3
	mz	4
3. Какие параметры цилиндрической зубчатой передачи стандартизованы?	$u; m; a_w; \alpha$	1
	$z; u; m; a_w$	2
	$d_1; u; \alpha; m$	3
	$m; a_w; z_1; d_1$	4
4. Определить число зубьев ведущего колеса, если передаточное отношение пары зубчатых колес 3,15; модуль зацепления 2,5 мм; межосевое расстояние 120 мм	17	1
	18	2
	23	3
	26	4
5. Выбрать формулу для расчета внешнего конусного расстояния конической передачи с прямыми зубьями	$m_e(z + 2\cos\delta)$	1
	$m_e\sqrt{z_1^2 + z_2^2}/2$	2
	$0,5m_e\sqrt{z_1^2 + z_2^2} - b/2$	3
	$d_{e1}/\cos\delta_1$	4



Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Какой угол называют углом зацепления?</p> 	Геометрическое место точек касания профилей зубьев	1
	Угол между линией центров и линией зацепления	2
	Угол между линией зацепления и прямой, перпендикулярной линии центров	3
	Угол между линией зуба и образующей цилиндра колеса	4
<p>2. Выбрать формулу для определения диаметра делительной окружности цилиндрической зубчатой передачи</p>	$m(z + 2)$	1
	$m(z - 2,25)$	2
	$0,5m(z_1 + z_2)$	3
	mz	4
<p>3. Рассчитать шаг зубьев по делительной окружности, используя значение модуля по ГОСТ 9563—60 (табл. П1 Приложения), если высота зуба колеса $h = 6,75$ мм</p>	3 мм	1
	6,75 мм	2
	9,42 мм	3
	13,5 мм	4
<p>4. Определить межцентровое расстояние прямозубой цилиндрической передачи, если диаметр делительной окружности шестерни 72 мм; число зубьев колеса 90; модуль передачи 4 мм</p>	108 мм	1
	216 мм	2
	360 мм	3
	432 мм	4
<p>5. Каково основное достоинство конических зубчатых передач?</p> 	Простота изготовления и монтажа	1
	Малые габаритные размеры и вес	2
	Равномерность распределения нагрузки в зацеплении	3
	Возможность соединения валов с пересекающимися осями	4

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Что называют коэффициентом торцового перекрытия?</p> 	Отношение угла зацепления к числу зубьев	1
	Отношение угла перекрытия к углу зацепления	2
	Отношение скорости на входе в передачу к скорости на выходе	3
	Отношение длины активной линии зацепления к основному шагу	4
<p>2. Выбрать формулу для расчета межосевого расстояния передачи</p> 	$m(z + 2)$	1
	$0,5mz_1(1 + u)$	2
	$m(z - 2,5)$	3
	$m(z + 2\cos \delta)$	4
<p>3. Определить диаметры окружностей выступов зубчатых колес передачи, если высота зуба колеса 5,625 мм; число зубьев шестерни 18; передаточное отношение передачи 2,5</p>	38,75 мм; 106,26 мм	1
	45 мм; 112,5 мм	2
	50 мм; 117,5 мм	3
	50 мм; 167,5 мм	4
<p>4. Определить передаточное отношение передачи, если диаметр делительной окружности шестерни 59,5 мм; модуль зуба 3,5 мм; число зубьев второго колеса 68</p>	3,15	1
	4	2
	5	3
	6,3	4
<p>5. Указать основные недостатки прямозубых конических зубчатых передач</p> 	Оси колес пересекаются	1
	Сложность изготовления, монтажа и обслуживания	2
	Невысокая точность передачи	3
	Непостоянство передаточного отношения	4

**Ключ к тесту на тему
Зубчатые передачи. Геометрия и кинематика прямозубых колес**

Вопросы	1	2	3	4	5
Вариант 1	3	3	3	3	2
Вариант 2	2	3	4	3	3
Вариант 3	2	2	1	3	2
Вариант 4	3	4	3	2	4
Вариант 5	4	2	3	2	2

Редукторы

Тестовые задания по дисциплине «Детали машин» для специальности 15.02.01 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования (по отраслям) (базовая подготовка) по теме «Редукторы». При выполнении теста проверяются общие и профессиональные компетенции.

Всего предусмотрено 20 вопросов, к каждому вопросу предложено 4 варианта ответов, в которые заложен один правильный ответ.

Критерии оценки:

«5» - 20...18

«4» - 17...15

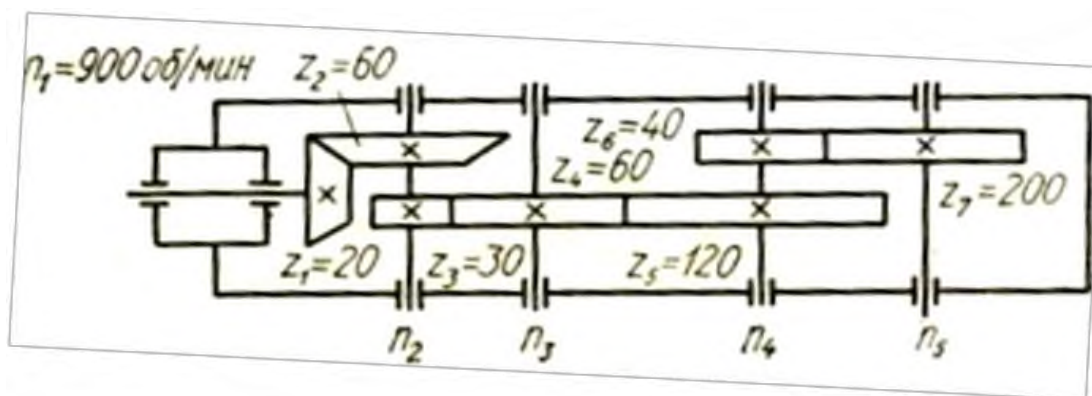
«3» - 14...10

«2» - < 10

1. Механизм имеет несколько последовательных передач; при вращении ведущего вала со скоростью 1000 об/мин ведомый вращается со скоростью 80 об/мин. Как правильно назвать этот механизм?

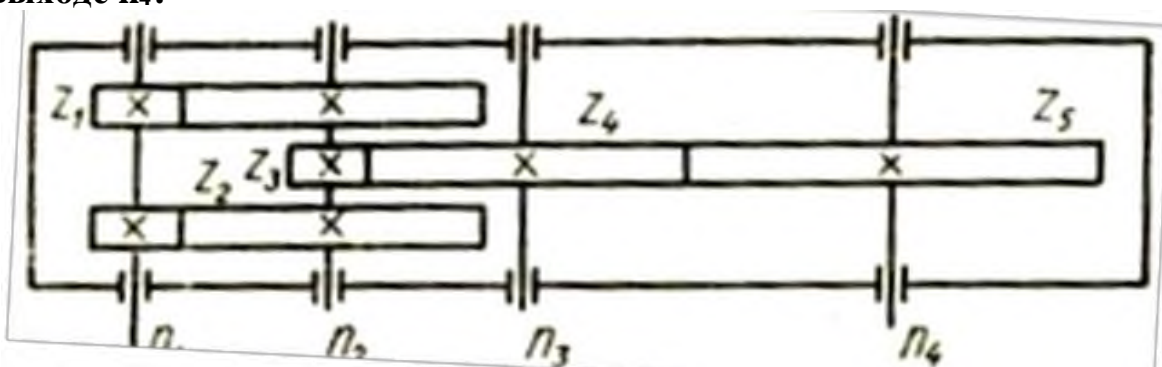
- а) Коробка скоростей;
- б) Вариатор;
- в) Мультипликатор;
- г) Редуктор.

2. По заданным условиям определить частоту вращения на выходе n_5



- а) 15 об/мин;
- б) 20 об/мин;
- в) 30 об/мин;
- г) 40 об/мин.

3. Если в редукторе указанной схемы в два раза уменьшить число зубьев колеса Z_4 , то как изменится число оборотов в минуту на выходе n_4 ?



- а) Увеличится в четыре раза;
- б) Увеличится вдвое;
- в) Не изменится;
- г) Уменьшится вдвое.

4. Обычно прямозубое цилиндрическое колесо характеризуется следующими основными параметрами: m —модуль; D —делительный диаметр; P —шаг; B —ширина венца; Z —число зубьев; α — угол зацепления (профиля).

Сколько из перечисленных параметров стандартизованы?

- а) Один;
- б) Два;
- в) Три;
- г) Четыре.

5. Передача цилиндрическими зубчатыми колесами характеризуется следующими основными параметрами: a_w —межосевое расстояние; U —передаточное число; Z_1, Z_2 —числа зубьев зацепляющихся колес; $\psi_{ва}$ —коэффициент ширины зубьев.

Сколько из них должны назначаться с учетом стандартизованного ряда чисел?

- а) Один;
- б) Два;
- в) Три;
- г) Четыре.

6. Сколько из написанных соотношений соответствуют передаточному числу редуцирующей зубчатой передачи (индекс 1 означает ведущий элемент, индекс 2 — ведомый)?

$$\frac{d_2}{d_1}; \frac{z_2}{z_1}; \frac{n_2}{n_1}; \frac{T_2}{T_1},$$

где d — диаметр делительной окружности; z — число зубьев; n —частота вращения; T —момент; η — КПД.

- а) 1;
- б) 2;
- в) 3;
- г) 4.

7. Какие значения угла наклона зуба реальны в косозубых цилиндрических зубчатых колесах?

- а) $\beta = 2 \div 8^\circ$
- б) $\beta = 8 \div 20^\circ$
- в) $\beta = 20 \div 40^\circ$;
- г) $\beta = 40 \div 60^\circ$

8. Сорт смазки редуктора выбирают в зависимости от:

- а) условий и режима работы;
- б) от скорости скольжения;
- в) от числа ступеней редуктора;
- г) от окружной скорости колеса.

9. Основная энергетическая характеристика редуктора:

- а) угловая скорость вращения тихоходного вала;
- б) номинальный вращающий момент на тихоходном валу;
- в) передаточное число редуктора;
- г) номинальный вращающий момент на быстроходном валу

10. Применение редуктора позволяет:

- а) увеличить вращающий момент и угловую скорость;
- б) не изменить вращающий момент и угловую скорость;
- в) уменьшить вращающий момент и угловую скорость;
- г) увеличить вращающий момент и уменьшить угловую скорость.

11. Вращающий момент на выходе редуктора...

- а) увеличивается;
- б) уменьшается;
- в) не изменяется,
- г) не знаю, как ответить.

12. Частота вращения на выходе редуктора...

- а) увеличивается;
- б) уменьшается;
- в) не изменяется,
- г) не знаю, как ответить.

13. Передаваемая мощность на выходе редуктора...

- а) увеличивается;
- б) уменьшается;
- в) не изменяется,
- г) не знаю, как ответить.

14. Общее передаточное отношение многоступенчатого последовательного привода равно...

- а) произведению передаточных отношений всех ступеней;
- б) сумме передаточных отношений всех ступеней;
- в) передаточному отношению последней ступени,
- г) передаточному отношению первой ступени

15. Общий КПД многоступенчатого последовательного привода равен...

- а) произведению КПД всех ступеней;
- б) сумме КПД всех ступеней;
- в) среднему значению КПД всех ступеней,
- г) КПД ступени в квадрате.

16. В редукторе масло рассчитывается в зависимости от...

- а) объёма полости редуктора;
- б) передаваемой мощности;
- в) числа оборотов выходного вала,
- г) межосевого расстояния.

17. В зубчатых передачах редуктора межосевое расстояние передач от крутящего момента на колесе...

- а) не зависит;
- б) находится в обратной зависимости;
- в) находится в прямой зависимости,
- г) в квадратичной зависимости.

18. Окружная и осевая силы, действующие в зацеплении, уравнивают друг друга в передаче...

- а) цилиндрической;
- б) конической;
- в) червячной,
- г) фрикционной.

19. Для предохранения вытекания смазки из узла редуктора через выходные валы при их окружной скорости до 10 м/с используют в первую очередь...

- а) фетровые уплотнения;
- б) лабиринтные уплотнения;
- в) резиновые уплотнения,
- г) сальниковые.

20. Для уменьшения потерь на трение в редукторы заливают...

- а) тосол;
- б) масло;
- в) воду;
- г) эмульсию.

**Ключ к заданиям по дисциплине «Детали машин»
Тема «Редукторы»**

1) г	6) в	11) а	16) б
2) а	7) б	12) б	17) в
3) в	8) а	13) б	18) б
4) б	9) б	14) а	19) в
5) в	10) г	15) а	20) б

Ременные и цепные передачи

Тестовые задания по дисциплине «Детали машин» для специальности 15.02.01 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования (по отраслям) (базовая подготовка) по теме «Ременные и цепные передачи». При выполнении теста проверяются общие и профессиональные компетенции.

Всего предусмотрено 10 вопросов, к каждому вопросу предложено 4 варианта ответов, в которые заложен один правильный ответ.

Критерии оценки:

«5» - 10...9

«4» - 8...7

«3» - 6...5

«2» - < 5

1. Принято различать передачи:

- а) зацеплением с непосредственным касанием рабочих тел;
- б) зацеплением с промежуточной гибкой связью;
- в) трением с непосредственным касанием рабочих тел;
- г) трением с промежуточной гибкой связью.

К какому виду отнести ременную передачу?

2. По форме сечения ремня различают передачи:

- а) плоскоременные;
- б) клиноременные;
- в) круглоременные;
- г) поликлиноременные.

В какой передаче часто применяют несколько параллельно работающих ремней?

3. Какая характеристика плоского ремня не регламентируется стандартом?

- а) длина,
- б) ширина;
- в) толщина;
- г) отношение толщины к диаметру меньшего шкива

4. Определить диаметр меньшего шкива, если диаметр большего шкива $d_2 = 210\text{мм}$, частота вращения меньшего шкива $n_1 = 945\text{об/мин}$, частота вращения большего шкива $n_2 = 540\text{об/мин}$.

- а) 100мм;
- б) 112мм;
- в) 120мм;
- г) 140мм.

5. Определить угловую скорость ведомого шкива ременной передачи, если диаметры ведущего шкива $d_1 = 80\text{мм}$, ведомого - $d_2 = 250\text{мм}$.

Линейная скорость шкива $V = 6\text{м/с}$.

- а) 150рад/с;
- б) 76,5рад/с;
- в) 3,125рад/с;
- г) 46,56рад/с.

6. Определить среднее передаточное число цепной передачи, если число зубьев меньшей звездочки $Z_1 = 22$, число зубьев большей звездочки $Z_2 = 80$; диаметр меньшей звездочки $d_1 = 80,4\text{мм}$; большей $d_2 = 342,8\text{мм}$.

- а) 4,45;
- б) 3,95;
- в) 3,5;
- г) 2,95.

7. К какому виду механических передач относятся цепные передачи?

- а) трением с промежуточной гибкой связью;
- б) зацеплением с промежуточной гибкой связью;
- в) трением с непосредственным касанием рабочих тел;
- г) зацеплением с непосредственным касанием рабочих тел.

8. Как называется цепь, представленная на рис.?



- а) втулочная;
- б) роликовая;
- в) зубчатая;
- г) крючковая.

9. Как называется цепь, шарнир которой в разрезе изображен на эскизе?



- а) втулочная;
- б) роликовая;
- в) зубчатая;
- г) крючковая.

10. До какой степени изношенности эксплуатируют обычно цепь?

- а) (0,5-1)%;
- б) (1-2)%;
- в) (2-3)%;
- г) (3-5)%.

**Ключ к заданиям по дисциплине «Детали машин»
Тема «Ременные и цепные передачи»**

- | | |
|------|-------|
| 1) г | 6) б |
| 2) б | 7) б |
| 3) г | 8) в |
| 4) в | 9) б |
| 5) а | 10) в |

Валы и оси

Тестовые задания по дисциплине «Детали машин» для специальности 15.02.01 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования (по отраслям) (базовая подготовка) по теме «Валы и оси». При выполнении теста проверяются общие и профессиональные компетенции

Всего предусмотрено 10 вопросов, к каждому вопросу предложено 3 варианта ответов, в которые заложен один правильный ответ.

Критерии оценки:

- «5» - 10...9
- «4» - 8...7
- «3» - 6...5
- «2» - < 5

1. Валы предназначены для...

- а) передачи крутящего момента и поддержания вращающихся деталей
- б) поддержания вращающихся деталей машин
- в) соединения различных деталей

2.Какая нагрузка учитывается при проектировочном расчете вала?

- а) изгибающий момент $M_{и}$,
- б) крутящий момент $M_{кр}$,
- в) эквивалентный момент $M_{экв}$

3.Валы передач работают на...

- а) изгиб и кручение
- б) изгиб и растяжение
- в) изгиб и сжатие

4. Основными критериями работоспособности валов являются...

- а) прочность, жесткость
- б) прочность, долговечность
- в) прочность, грузоподъемность

5. При проектном расчете вала...

- а) определяют диаметр конца вала
- б) производят расчет на статическую прочность
- в) производят расчет на выносливость

6. Проверочный расчет вала на статическую прочность заключается в определении...

- а) коэффициента запаса прочности
- б) эквивалентного напряжения
- в) напряжения изгиба

7. Параметрами, характеризующими жесткость вала являются...

- а) напряжение изгиба
- б) угол наклона поперечного сечения вала
- в) прогиб вала

8. Оси предназначены для...

- а) передачи крутящего момента и поддержания вращающихся деталей
- б) для поддержания вращающихся деталей машин
- в) обеспечения синхронности работы отдельных деталей машин

9. Оси работают на...

- а) изгиб
- б) изгиб и кручение
- в) изгиб и сжатие

10. Какие из перечисленных деталей, обеспечивающих работу передач круговращательного движения, сами могут не вращаться?

- а) валы
- б) оси
- в) муфты

**Ключ к заданиям по дисциплине «Детали машин»
Тема «Валы и оси»**

- | | |
|------|-------|
| 1) а | 6) а |
| 2) б | 7) в |
| 3) а | 8) б |
| 4) а | 9) а |
| 5) а | 10) б |

Опоры валов и осей

Тестовые задания по дисциплине «Детали машин» для специальности 15.02.01 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования (по отраслям) (базовая подготовка) по теме «Опоры валов и осей». При выполнении теста проверяются общие и профессиональные компетенции.

Всего предусмотрено 20 вопросов, к каждому вопросу предложено 3 варианта ответов, в которые заложен один правильный ответ.

Критерии оценки:

- «5» - 20...18
- «4» - 17...15
- «3» - 14...10
- «2» - < 10

1. Укажите, какие тела качения не применяются в подшипниках качения

- а) шарики
- б) цилиндрические ролики.
- в) ролики с вогнутой образующей

2. Подшипники применяют для...

- а) удобства сборки
- б) увеличения мощности
- в) опирания вращающихся валов и осей

3. Радиальный роликоподшипник может воспринимать нагрузки...

- а) только осевые
- б) только радиальные
- в) осевые и радиальные

4. Уплотнительные устройства подшипниковых узлов применяют для...

- а) защиты валов от изнашивания
- б) защиты от загрязнения извне и предотвращения вытекания смазки
- в) повышения мощности

5. Какой внутренний диаметр (мм) имеет подшипник 302?

- а) 10
- б) 15
- в) 25

6. Наименьший износ подшипников скольжения происходит при режиме трения...

- а) граничном
- б) полужидкостном
- в) жидкостном

7. Основным критерием расчёта подшипников скольжения является...

- а) напряжение кручения
- б) удельное давление

в) термоустойчивость

8. В подшипниках скольжения с зазором выполняется соединение...

- а) цапфа-вкладыш
- б) вкладыш-корпус
- в) любое

9. К достоинствам подшипников скольжения относятся...

- а) малые потери на трение
- б) меньшие габариты в осевом направлении
- в) разъемность в диаметральной сечении

10. Износостойкость вкладыша подшипника скольжения по отношению к цапфе должна быть...

- а) ниже
- б) выше
- в) равной

11. В тихоходных подшипниках в качестве материала вкладыша рекомендуется принять...

- а) чугун
- б) бронзу
- в) баббит

12. Для тихоходных тяжёлых валов, при требуемых малом сопротивлении вращению и точности центровки валов, применяют подшипники...

- а) гидростатические
- б) гидродинамические
- в) аэродинамические

13. При частоте вращения меньше 1 мин^{-1} подшипники качения подбирают по...

- а) долговечности

- б) износостойкости
- в) статической грузоподъёмности

14. При частоте вращения больше 1 мин^{-1} подшипники качения подбирают по...

- а) статической грузоподъёмности
- б) динамической грузоподъёмности
- в) износостойкости

15. Достоинством подшипников качения является...

- а) неразъёмность
- б) малые радиальные габариты
- в) небольшой пусковой момент трения

16. Радиальный однорядный шариковый подшипник обозначается цифрой...

- а) 0
- б) 1
- в) 2

17. Если в конце обозначения подшипника качения стоят цифры 00 его внутренний диаметр равен...

- а) 10
- б) 15
- в) 9

18. При внутреннем диаметре подшипника 45 мм двумя последними цифрами его обозначения являются...

- а) 90
- б) 45
- в) 09

19. При внутреннем диаметре подшипника 120 двумя последними цифрами его обозначения являются...

- а) 20

б) 24

в) 48

20. Подшипник качения 0306 имеет внутренний диаметр...

а) 25

б) 15

в) 30

Ключ к заданиям по дисциплине «Детали машин»

Тема «Опоры валов и осей»

1) в	6) в	11) а	16) а
2) в	7) б	12) а	17) а
3) б	8) а	13) в	18) в
4) б	9) а	14) б	19) б
5) а	10) б	15) б	20) в

Муфты. Шпоночные соединения

Тестовые задания по дисциплине «Детали машин» для специальности 15.02.01 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования (по отраслям) (базовая подготовка) по теме «Муфты. Шпоночные соединения». При выполнении теста проверяются общие и профессиональные компетенции.

Всего предусмотрено 15 вопросов, к каждому вопросу предложено 3 варианта ответов, в которые заложен один правильный ответ.

Критерии оценки:

«5» - 15...14

«4» - 13...11

«3» - 10...8

«2» - < 8

1. Для передачи вращающего момента между валами агрегатов, или между валом и установленными на нём деталями применяются...

а) муфты

б) шестерни

в) подшипники

2. Из перечисленных деталей назовите детали, которые относятся к группе детали – соединения?

а) валы

б) подшипники

в) шпонки

3. Какой вид неразъемного соединения стальных деталей имеет в настоящее время наибольшее распространение?

а) заклепочное

б) сварное

в) клеевое

4. Изменяют ли с помощью муфты угловую скорость одного вала относительно другого?

а) изменяют

б) нет

в) в некоторых случаях

5. Основной расчёт призматических шпонок производится по напряжениям...

а) среза

б) смятия

в) сжатия

6. Размеры сечения призматической шпонки определяются в соответствии с...

а) диаметром вала

б) передаваемым моментом

в) режимом работы

7. При необходимости установки второй шпонки она предпочтительно ставится на валу через ... градусов

- а) 90^0
- б) 120^0
- в) 180^0

8. Рабочая длина шпонки равна всей длине...

- а) шпонки
- б) шпонки без одного участка скругления
- в) шпонки без участков скругления

9. Основной характеристикой муфты является величина...

- а) вращающего момента
- б) диаметра соединяемых валов
- в) несоосности соединяемых валов

10. Резиновые кольца муфты упругой втулочно-пальцевой рассчитывается по напряжениям...

- а) сжатия
- б) среза
- в) смятия

11. Пальцы муфты упругой втулочно-пальцевой рассчитываются по напряжениям...

- а) изгиба
- б) смятия
- в) среза

12. Назначение призматической шпонки состоит в том чтобы...

- а) соединить детали для передачи крутящего момента
- б) закрепить деталь от перемещения вдоль оси вала
- в) предохранить машину от поломок

13. Рабочая длина призматической шпонки определяется по формуле...

$$а) l_p = \frac{2T}{dt_2[\sigma_{cm}]};$$

$$б) l_p = \frac{2T}{dt_2[\tau]};$$

$$в) l_p = \frac{T}{dt_2[\tau]};$$

14. Клиновые шпонки используют в передачах...

- а) быстроходных;
- б) тихоходных;
- в) во всех типах передач.

15. К разъёмному относится соединение...

- а) с натягом вала и втулки;
- б) заклёпочное;
- в) шпоночное.

Ключ к заданиям по дисциплине «Детали машин» Тема «Муфты. Шпоночные соединения»

6) а	6) а	11) а
7) в	7) в	12) б
8) б	8) в	13) а
9) б	9) а	14) а
10) б	10) в	15) в

Итоговый тест по дисциплине «Детали машин»

Тестовые задания по дисциплине «Техническая механика» для специальности 15.02.01 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования (по отраслям) (базовая подготовка) по разделу «Детали машин» - «Итоговый тест» включают материал 13 тем, предусмотренных программой:

1. Основные положения;

2. Общие сведения о передачах;
3. Фрикционные передачи и вариаторы;
4. Зубчатые передачи;
5. Червячные передачи;
6. Общие сведения о редукторах;
7. Ременные передачи;
8. Цепные передачи;
9. Валы и оси;
10. Опоры валов и осей;
11. Муфты;
12. Неразъемные соединения;
13. Разъемные соединения

При выполнении теста проверяются компетенции ОК2, ОК3, ОК4, ОК5, ОК6, ОК7, ПК1.1, ПК1.2, ПК1.3, ПК1.4, ПК1.5, ПК2.1, ПК2.2, ПК2.3, ПК2.4, ПК3.4.

Всего предусмотрено 55 вопросов. К каждому вопросу предложены 3 варианта ответов, в которые заложен один правильный ответ.

Критерии оценки:

- «5» - 55 – 50
- «4» - 49 – 40
- «3» - 39 – 31
- «2» - ≤30

Тема 1. Основные положения

1. Крупная сборочная единица, являющаяся составной частью машины

- а) узел
- б) деталь
- в) механизм

2. Число отказов, приходящихся на единицу времени, называется

- а) вероятность безотказной машины
- б) интенсивность отказов
- в) период приработки

3. Время однократной смены напряжений называется

- а) периодом
- б) циклом
- в) усталостью

4. Каких не бывает циклов напряжений

- а) симметричный
- б) волновой
- в) отнулевой

5. Наибольшее напряжение, при котором образец или деталь может сопротивляться без разрушения неограниченно долго

- а) предел выносливости
- б) база испытания
- в) сопротивление усталости

6. Упрочнение поверхности детали

- а) повышает предел выносливости
- б) понижает предел выносливости
- в) не влияет на предел выносливости

7. Условие прочности металлоконструкции

- а) $S \geq [S]$
- б) $S \leq [S]$
- в) $S = [S]$

8. Условие контактной прочности

- а) $\sigma_H \geq [\sigma]_H$
- б) $\sigma_H \leq [\sigma]_H$
- в) $\sigma_H = [\sigma]_H$

9. Основной критерий работоспособности деталей

- а) жесткость
- б) теплостойкость
- в) прочность

10. Определение фактических характеристик главного критерия работоспособности детали и сравнения их с допускаемыми значениями

- а) проверочный расчет
- б) проектировочный расчет
- в) конструктивный расчет

Тема 2. Общие сведения о передачах

11. Какие механические передачи не относятся к передачам зацепления

- а) зубчатые
- б) червячные
- в) ременные

12. Какие механические передачи относятся к передачам трения

- а) конические
- б) фрикционные
- в) цепные

13. Формула определения окружной скорости звена

- а) $V = \varpi \frac{d}{2}$
- б) $V = \frac{2\varpi}{d}$
- в) $V = \frac{2d}{\varpi}$

14. Формула вращающего момента

- а) $T = P * \varpi$
- б) $T = \frac{P}{\varpi}$
- в) $T = P * \varpi^2$

15. Передаточное число зубчатой передачи

- а) $U = \frac{\varpi_1}{\varpi_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$
- б) $U = \frac{\varpi_2}{\varpi_1}$
- в) $U = \frac{d_1}{d_2} = \frac{z_1}{z_2}$

16. Общее передаточное число привода

- а) $U_{общ} = U_1 * U_2 * U_3 * ... * U_n$
- б) $U_{общ} = \frac{U_1 + U_2 + U_3 + ... + U_n}{n}$
- в) $U_{общ} = \frac{U_1 * U_2 * U_3 * ... * U_n}{n}$

Тема 3. Фрикционные передачи и вариаторы

17. Материалы фрикционных катков не должны иметь

- а) высокий модуль упругости
- б) низкий коэффициент трения
- в) высокую износостойкость

18. Фрикционная передача основана на использовании

- а) силы трения
- б) силы упругости
- в) силы тяжести

Тема 4. Зубчатые передачи

19. Чему равен угол зацепления

- а) 40°
- б) 20°
- в) 30°

20. Для пары зацепляющихся колес модуль должен быть

- а) $m_1 = m_2$
- б) $m_1 > m_2$
- в) $m_1 < m_2$

21. Условие прирабатываемости зубчатых колес

- а) $HV_1 - HV_2 = (20 \dots 50)HV$
- б) $HV_1 = HV_2$
- в) $HV_2 - HV_1 = (20 \dots 50)HV$

22. Основной критерий работоспособности зубчатых передач

- а) скорость скольжения
- б) контактная прочность σ_H
- в) межосевое расстояние a_w

23. Чему равен угол наклона линии зуба β косозубой цилиндрической передачи

- а) $\beta = 6^\circ$
- б) $\beta = 15^\circ$
- в) $\beta = 40^\circ$

24. Сумма углов делительных конусов конической передачи равна

- а) 90°
- б) $> 90^\circ$
- в) $< 90^\circ$

25. Силы, действующие на зацепление прямозубой цилиндрической передачи

- а) F_t, F_a
- б) F_t, F_r
- в) F_r, F_a

26. Для устранения осевых сил применяют

- а) конические колеса

- б) шевронные колеса
- в) косозубые колеса

27. Исходные данные для расчета на прочность зубчатых передач

- а) угловая скорость колеса
- б) ресурс работы передачи
- в) вращающий момент на валу колеса, угловая скорость колеса

28. Минимальное число зубьев шестерни прямозубой передачи

- а) 17
- б) 10
- в) 6

29. У прямозубой цилиндрической передачи угол наклона зубьев равен

- а) 0°
- б) 5°
- в) 10°

30. Как направлены осевые силы, возникающие в зацеплении косозубой цилиндрической передачи

- а) вдоль оси
- б) перпендикулярно оси
- в) под углом 45° к оси

Тема 5. Червячные передачи

31. При выборе материала червячного колеса необходимо определить

- а) срок службы колеса
- б) скорость скольжения колеса
- в) изгибную выносливость

32. Почему червячные передачи не рекомендуется применять при больших мощностях

- а) большие габариты передачи
- б) большая скорость скольжения колеса
- в) выделяется большое количество теплоты

Тема 6. Общие сведения о редукторах

33. Редуктором называется механизм

- а) понижающий вращающий момент
- б) повышающий угловую скорость
- в) повышает вращающий момент, понижает угловую скорость

34. Сорт масла для редуктора выбирается в зависимости от

- а) окружной скорости V
- б) окружной скорости V и контактного напряжения зубьев $[\sigma]_H$

в) контактного напряжения зубьев $[\sigma]_H$

35. Передачи для повышения угловой скорости называют

- а) мультипликаторами
- б) редукторами
- в) вариаторами

Тема 7. Ременные передачи

36. Каких видов ременных передач по форме поперечного сечения ремня не бывает

- а) круглых
- б) треугольных
- в) трапецеидальных

37. Из какого материала чаще всего применяют ремни ременных передач

- а) шерстяные
- б) кожаные
- в) резинотканевые

Тема 8. Цепные передачи

38. Основной параметр цепной передачи

- а) шаг цепи
- б) скорость цепи
- в) число зубьев малой звездочки

39. Чем вызвана необходимость натяжных устройств в цепных передачах

- а) вытягиванием цепи
- б) поломка цепи
- в) сила, действующая на валы звездочек

Тема 9. Валы и оси

40. Оси рассчитывают на

- а) изгиб
- б) кручение
- в) изгиб и кручение

41. Валы рассчитывают на

- а) изгиб
- б) кручение
- в) изгиб и кручение

42. Формула проекторочного расчета вала

- а) $d \geq \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2[\tau]}}$
- б) $W_x = 0,1 d^3$

в) $W_p = 0,2 d^3$

Тема 10. Опоры валов и осей

43. Назначение подшипников

- а) передача вращающего момента
- б) восприятие нагрузок
- в) подача смазки к узлам трения

44. Вкладыши подшипников скольжения для тяжелых режимов работы применяют из:

- а) чугуна
- б) металлокерамики
- в) баббита

45. Каково назначение вкладышей подшипников скольжения

- а) защита цапфы вала от изнашивания
- б) сопротивление заеданию
- в) увеличить поверхность теплообмена подшипника

46. Основным элементом подшипников качения является

- а) корпус
- б) тела качения
- в) сепаратор

47. Две первые цифры справа в маркировке подшипников качения обозначают

- а) внутренний диаметр
- б) тип подшипника
- в) серию диаметров

48. Тела качения и кольца подшипников качения выполняют из:

- а) пластмассы
- б) хромистых сталей
- в) бронзы

49. Условие пригодности подшипников качения

- а) $C_{гррас} \leq C_{рттаб}$
- б) $C_{гррас} \geq C_r$
- в) $R_e = R_a * K_\sigma * K_T$

Тема 11. Муфты

50. Назначение муфт

- а) изменение направления вращения вала

- б) передача вращающего момента без изменения его значения направления
- в) изменения вращающего момента

Тема 12. Неразъемные соединения

51. Какие соединения являются неразъемными

- а) резьбовые
- б) шпоночные
- в) заклепочные

Тема 13. Разъемные соединения

52. Какие детали не относят к стандартным крепежным

- а) болты
- б) винты
- в) гвозди

53. Шпоночные соединения состоят из:

- а) вала, шпонки, ступицы детали
- б) шпонки и детали
- в) вала и шпонки

54. Каких не бывает шпонок

- а) призматических
- б) сегментных
- в) круглых

55. Призматические шпонки проверяют по условию прочности

- а) на срез
- б) на смятие
- в) на срез и смятие

Ключ к итоговому тесту по дисциплине «Детали машин»

Тема 1. Основные положения

- 1. а)
- 2. б)
- 3. а)
- 4. б)
- 5. а)
- 6. а)
- 7. а)
- 8. б)
- 9. в)
- 10. а)

Тема 2. Общие сведения о передачах

- 11.в)
- 12.б)
- 13.а)
- 14.б)
- 15.а)
- 16.а)

Тема 3. Фрикционные передачи и вариаторы

- 17.б)
- 18.а)

Тема 4. Зубчатые передачи

- 19.б)
- 20.а)
- 21.а)
- 22.б)
- 23.б)
- 24.а)
- 25.б)
- 26.б)
- 27.в)
- 28.а)
- 29.а)
- 30.а)

Тема 6. Червячные передачи

- 31.б)
- 32.в)

Тема 7. Общие сведения о редукторах

- 33.а)
- 34.б)
- 35.а)

Тема 8. Ременные передачи

- 36.б)
- 37.в)

Тема 9. Цепные передачи

- 38.а)
- 39.а)

Тема 11. Валы и оси

- 40.а)
- 41.в)
- 42.а)

Тема 12. Опоры валов и осей

43.б)

44.в)

45.а)

46.б)

47.а)

48.б)

49.а)

Тема 13. Муфты

50.б)

Тема 14. Неразъемные соединения

51.в)

Тема 15. Разъемные соединения

52.в)

53.а)

54.в)

55.б)

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
по выполнению лабораторно-практических занятий
по дисциплине ОП.07.02 Детали машин
для специальности 15.02.01 Монтаж и техническая эксплуатация
промышленного оборудования (по отраслям)
(базовая подготовка)

Автор:
преподаватель спецдисциплин

Крупинина Татьяна Андреевна

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Методические указания для выполнения практических и лабораторных работ по дисциплине «Детали машин» предназначены для студентов очной и заочной форм обучения специальности 15.02.01 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования (по отраслям) (базовая подготовка)

Для техников-механиков, обслуживающих механическое оборудование любого вида, изучение этой дисциплины и получение навыков выполнения практических и лабораторных работ имеет первостепенное значение. Выполнение практических и лабораторных работ проводится постепенно по мере изучения теоретического материала и является практическим подтверждением усвоенного материала. Практические и лабораторные работы включают в себя необходимые схемы, расчетные формулы и исходные данные.

Выполнение практических и лабораторных работ позволяет углубить, закрепить и проверить знания по предмету «Детали машин» и использовать методики расчетов для выполнения практических работ, сдаче зачетов по дисциплинам «Детали машин», «Технологическое оборудование». После освоения теоретического материала, выполнения лабораторно-практических заданий выполняется курсовой проект согласно выданной кинематической схеме привода. Выполнение курсовых и дипломных проектов, способствует развитию самостоятельности и творческого мышления, умению пользоваться справочной и технической литературой.

СОДЕРЖАНИЕ

1.	Практическое занятие №1	4
	Составление кинематических схем по чертежам	
2.	Практическое занятие №2	9
	Определение кинематических и силовых соотношений многоступенчатого привода.	
3.	Лабораторная работа №1.	20
	Изучение геометрических параметров зубчатых колес.	
4.	Практическое занятие №3	25
	Расчет цилиндрической передачи на контактную прочность и изгиб.	
5.	Практическое занятие №4	28
	Кинематический и геометрический расчет зубчатых передач. Определение усилий в зацеплении по моменту на ведомом валу.	
6.	Лабораторная работа №2	34
	Изучение конструкции червячного редуктора.	
7.	Практическое занятие №5	35
	Изучение конструкции и расчет вала редуктора.	
8.	Практическое занятие №6	38
	Расчет подшипников скольжения на износостойкость и теплостойкость.	
9.	Практическое занятие №7	41
	Расчет на долговечность подшипников качения.	
10.	Лабораторная работа №3	47
	Изучение конструкции и подбор основных типов муфт.	

Практическое занятие №1

Чтение схем и расчет кинематических параметров фрикционных, зубчатых, винтовых, червячных, цепных передач

Цель работы: Научиться читать кинематические схемы и по схеме определять кинематические параметры.

Общие сведения

В станках и машинах движения рабочих органов осуществляются с помощью приводов. *Приводом называется механизм (система механизмов), передающий движение от источника движения (электродвигателя, двигателя внутреннего сгорания) к тому или иному органу станка.*

Движение рабочих органов, как правило, вращательное или поступательное. Первичное движение приводов всегда вращательное. Вращательное движение передается с помощью ременных, зубчатых, цепных, червячных и других передач. *Передачей называется механизм, передающий и преобразующий движение от одного элемента к другому.*

Для осуществления поступательного (прямолинейного) движения необходимо преобразовать вращательное движение в поступательное при помощи соответствующих передач и механизмов: винта с гайкой, реечной передачи, кривошипно-шатунного механизма и т.д.

Совокупность всех передач привода изображается в виде его кинематической схемы. Она представляет в развернутом на плоскость и упрощенном виде взаимное расположение основных элементов передач привода, показывает возможные положения каждого из этих элементов и пути передачи движения от первого в кинематической цепи элемента к последнему.

Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение
Вал, ось, стержень и т. п.		г) реечная (общее обозначение без уточнения типа зубьев)	
Подшипник:		Передача:	
а) скольжения радиальный		а) плоским ремнем, открытая	
б) качения радиальный (общее обозначение)			
Муфта упругая (эластичное соединение валов)			
Муфта сцепления:		б) цепью (общее обозначение без уточнения типа цепи)	
а) кулачковая одно-сторонняя			

Основные обозначения элементов в кинематических схемах

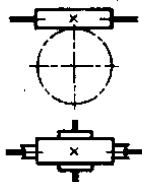
Передача зубчатая:
а) цилиндрическая (с
прямыми зубьями)



б) коническая (с пря-
мыми зубьями)



в) червячная с цилин-
дрическим червяком



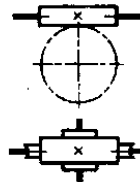
Передача зубчатая:
а) цилиндрическая (с
прямыми зубьями)



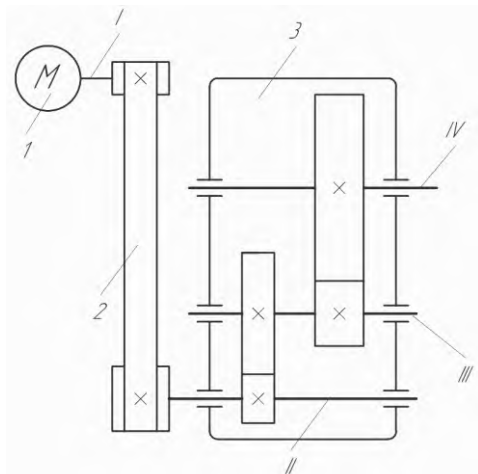
б) коническая (с пря-
мыми зубьями)



в) червячная с цилин-
дрическим червяком



1) Подписать номера позиций



- 1-
- 2-
- 3-
- I-
- II-
- III-
- IV-

Студентам предлагается ответить на вопросы преподавателя:

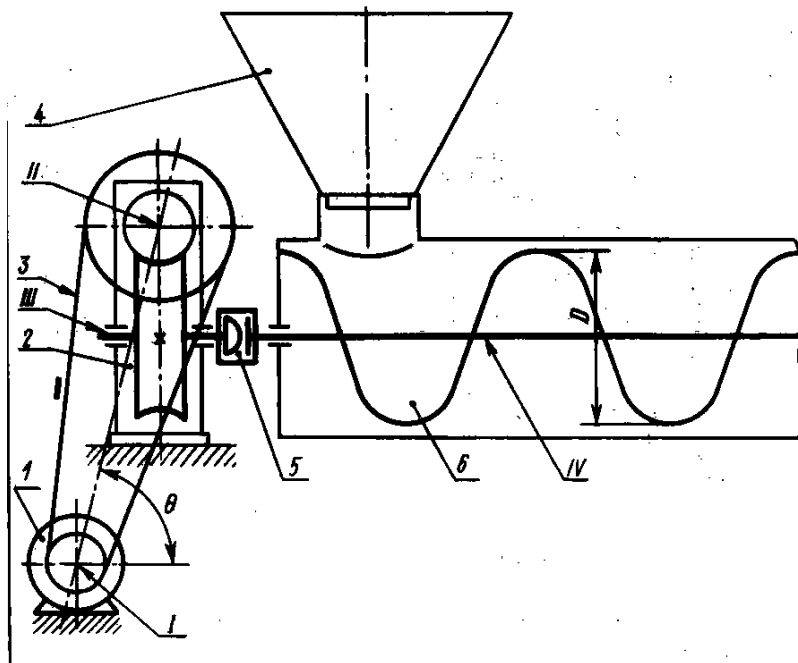
1. Условные обозначения элементов в кинематических схемах:

- Вал, ось, стержень и т. п.

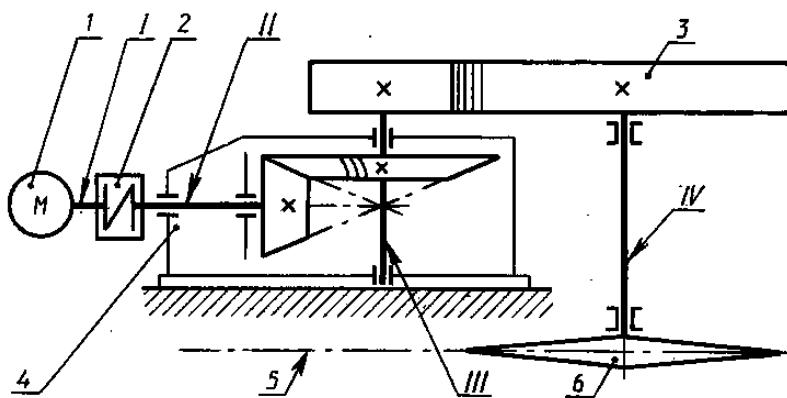
- Подшипники (качения, скольжения)
- Колесо прямозубое цилиндрическое
- Колесо косозубое цилиндрическое
- Колесо коническое
- Колесо червячное
- Муфты сцепления
- Передача ремнем (ременная)
- Передача цепью (цепная)
- Электродвигатель (мотор)

2) Объяснить кинематическую схему и записать основные параметры привода (в общем виде):

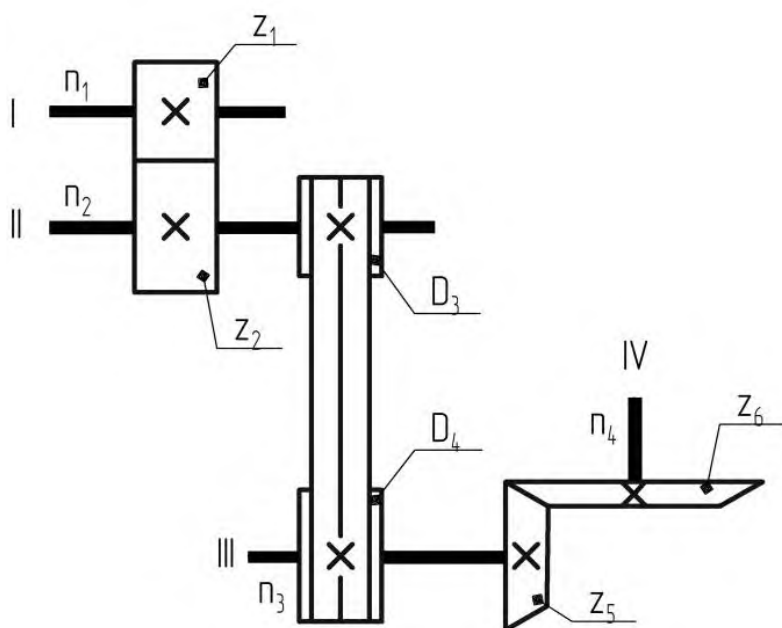
- передаточные числа по ступеням и общее передаточное число привода (U_i , $U_{\text{общ}}$),
- общее КПД привода (ζ_i , $\zeta_{\text{общ}}$)
- угловые скорости на валах (ω_i),
- вращающие моменты на валах (T_i),
- передаваемые мощности валами (P_i).



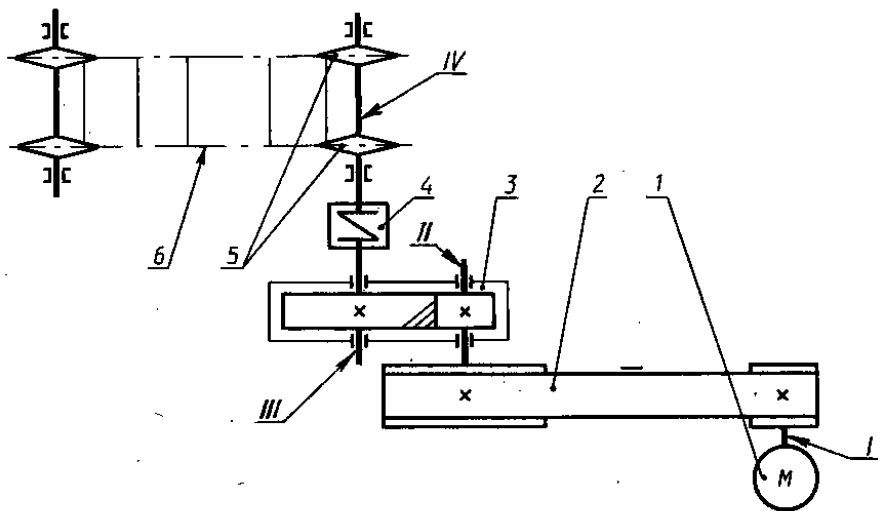
1



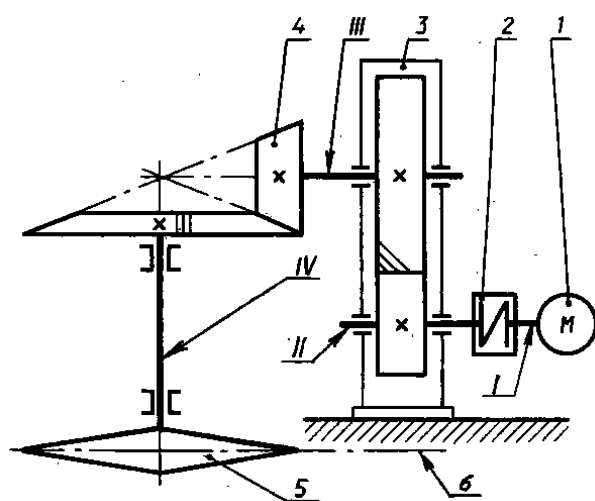
2



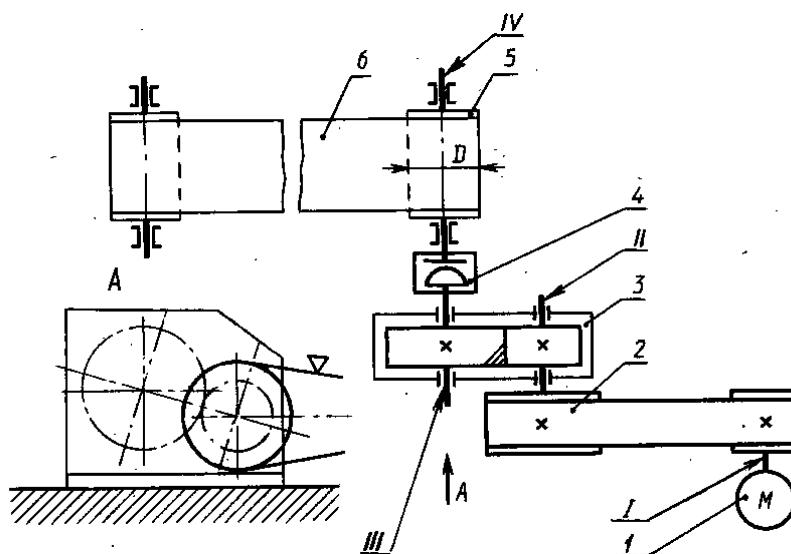
3



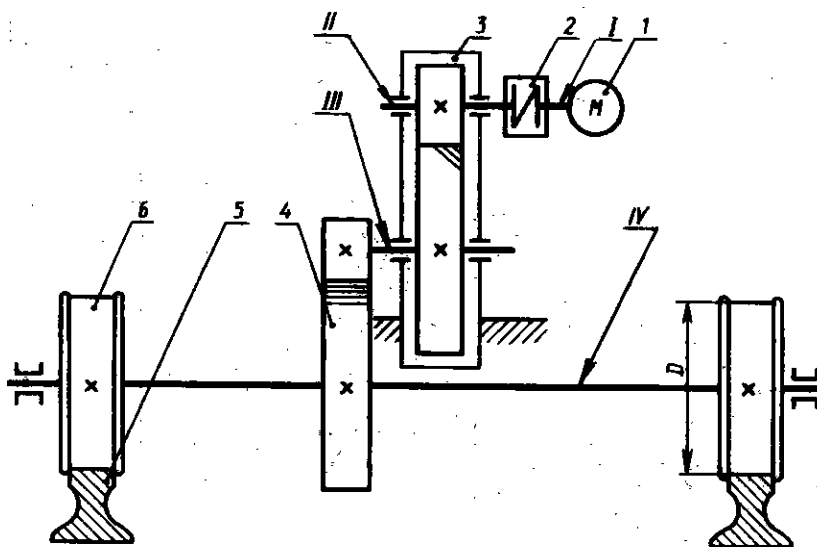
4



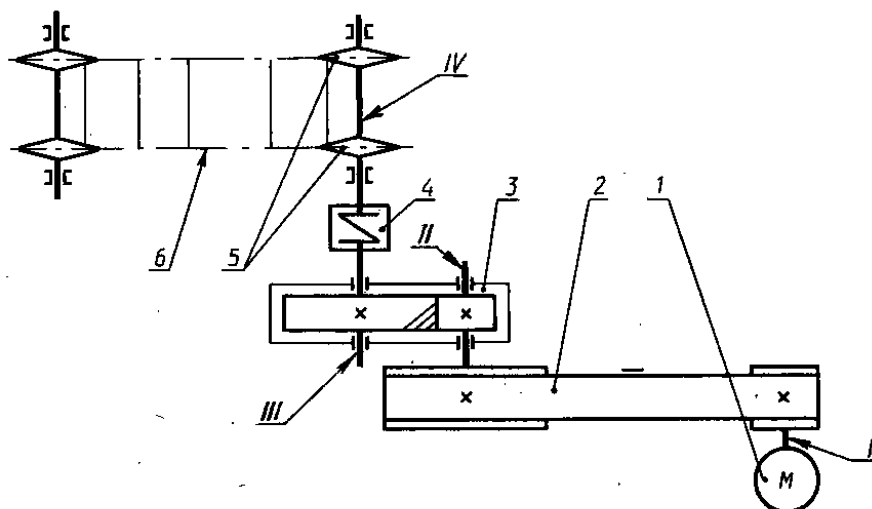
5



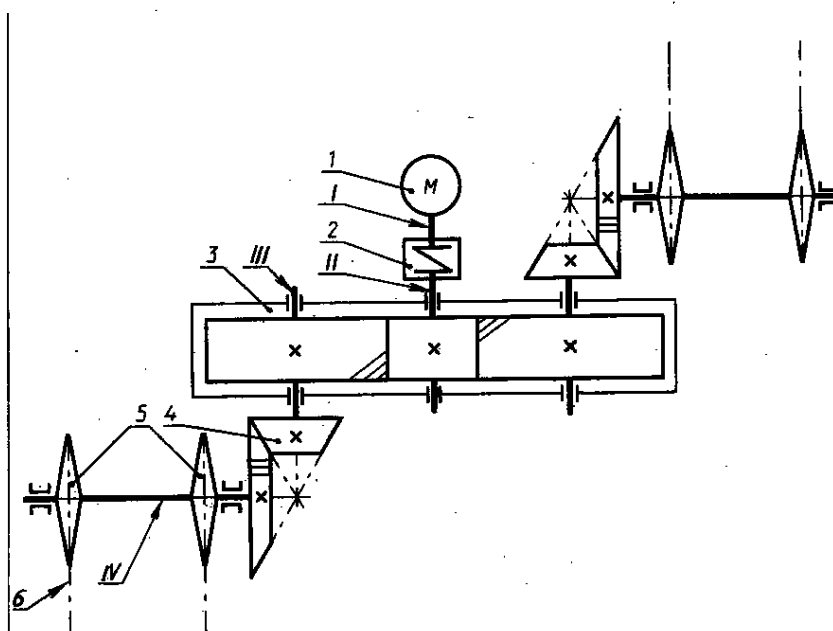
6



7



8



9

Источники информации:

1. Куклин Н.Г., Куклина Г.С. Детали машин
2. П.Ф.Дунаев, О.П.Леликов Курсовое проектирование деталей машин
3. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин» (стр.11-49)

Практическое занятие №2

Определение кинематических и силовых соотношений многоступенчатого привода

Цель работы:

1. Изучить последовательность выполнения кинематического расчета привода.
2. Ознакомиться с примером кинематического расчета привода.
3. Выполнить кинематический расчет привода для индивидуального задания.

Привод состоит из электродвигателя мощностью $P_{дв}$ с угловой скоростью вала $\omega_{дв}$ и двухступенчатой передачи, включающей редуктор и открытую передачу, характеристики звеньев которой (d или z) заданы. Угловая скорость выходного (третьего) вала привода $\omega_{вых}$. Требуется определить:

- а) общее КПД и передаточное отношение привода;
- б) передаточное число редуктора;
- в) мощности, угловые скорости и вращающие моменты для всех валов.

Кроме того, следует дать характеристику привода и его отдельных передач. При расчёте принять следующие значения КПД передач (с учётом потерь в подшипниках):

Тип передачи	Закрытая	Открытая
Зубчатая цилиндрическая	0,97	0,95
Зубчатая коническая	0,96	0,95
Цепная	-	0,92
Клиноремённая	-	0,95
Червячная	0,72	-
Муфта соединительная	0,98	0,98
Пара подшипников	0,99	0,99

Данные для расчёта взять из таблицы 1 и на рисунке 1

Таблица 1 – Исходные данные

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
P_3 , кВт	1,8	2,3	4,1	6,2	3,5	1,9	2,6	3,2	4,0	1,5	3,7	2,8	4,5	5,0	5,5	3,6	3,1	2,5
n_3 , об/мин	100	50	65	50	50	110	60	80	90	75	120	130	100	85	130	90	85	55
№ схемы	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	1	2	3	4	5	6	7	8
№ варианта	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36
P_3 , кВт	2,0	2,8	4,5	4,2	4,5	3,9	3,6	2,2	3,0	2,5	3,7	3,8	3,5	4,0	4,5	2,6	2,1	3,5

пз, об/мин	110	55	75	60	70	90	60	85	95	85	110	120	95	80	120	100	80	75
№ схемы	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	1	2	3	4	5	6	7	8

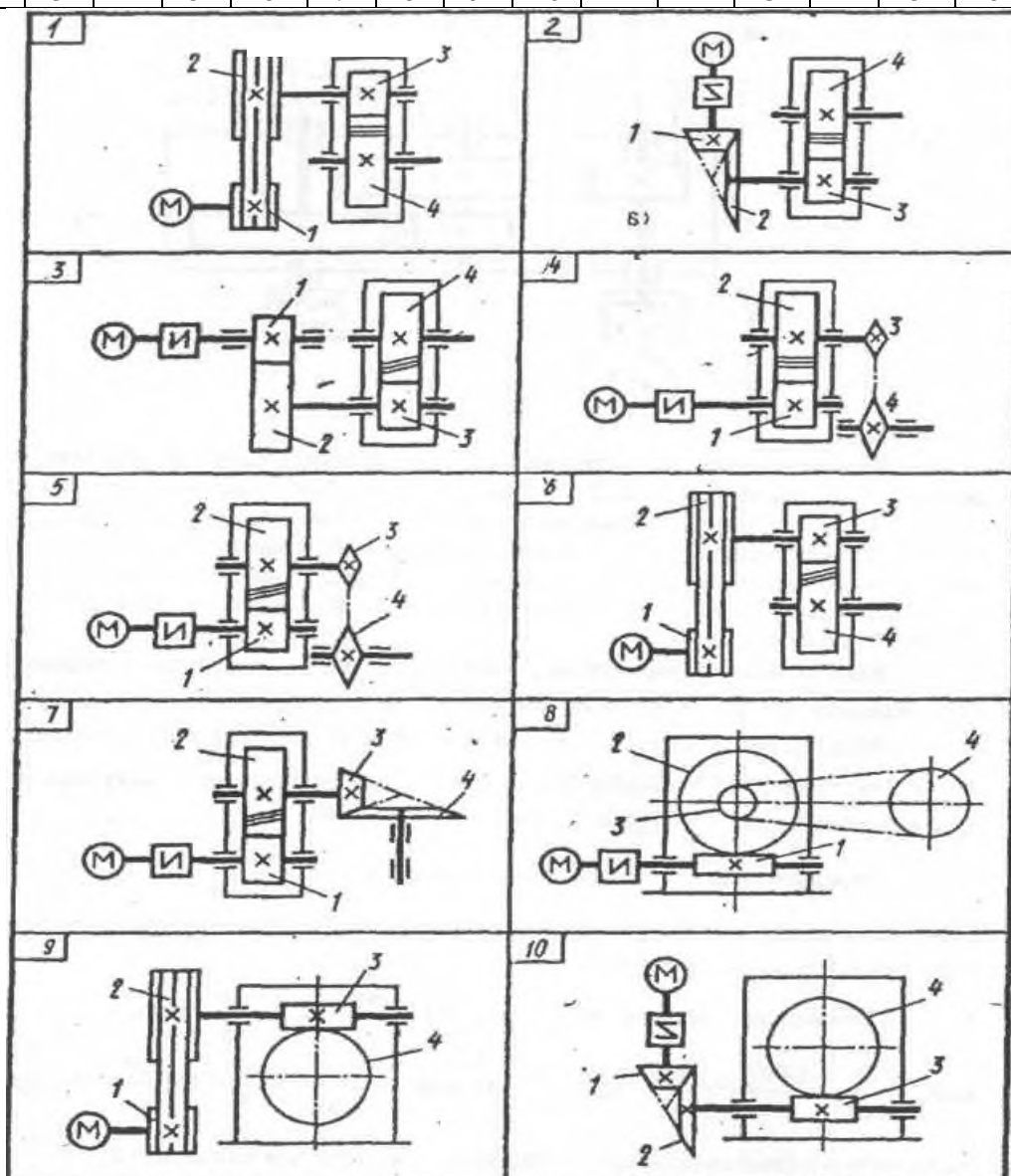


Рисунок 1 – Кинематические схемы привода

Все выполняем на листах А4 в электронном виде. Эта работа идет в подшивку. Как решать дан пример расчета и источники информации. Свою схему зарисовываем, указываем обозначения на схеме: 1-..., 2-..., 3-..., 4-... А также заполняем кинематическую схему, как в примере расчета.

Примеры решения

Кинематический и силовой расчет привода с косозубым цилиндрическим редуктором и цепной передачей

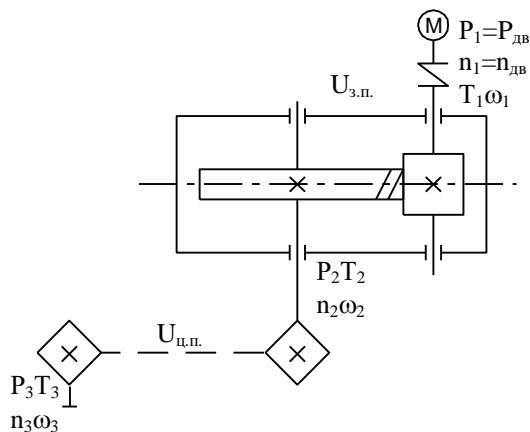


Рисунок 1 - Кинематическая схема привода ($P_3=4,5$ кВт, $n_3=120$ об/мин)

1. Определяем требуемую мощность рабочей машины

$$P_{mp} = \frac{P_3}{\eta_{общ}}$$

$$\text{где } \eta_{общ} = \eta_m \cdot \eta_{з.п.} \cdot \eta_{п.п.}^2 \cdot \eta_{ц.п.}$$

η_m – кпд муфты

$\eta_{з.п.}$ – кпд зубчатой передачи

$\eta_{п.п.}$ – кпд пары подшипников

$\eta_{ц.п.}$ – кпд цепной передачи

$$\left. \begin{array}{l} \eta_m = 0,98 \\ \eta_{з.п.} = 0,97 \\ \eta_{п.п.} = 0,99 \\ \eta_{ц.п.} = 0,95 \end{array} \right\} (1) \text{ табл. 1.1}$$

$$\eta_{общ.} = 0,95 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98 = 0,89$$

$$P_{mp} = \frac{4,5}{0,89} = 5,06 \text{ кВт.}$$

2. Принимаем предварительно передаточные числа

$$\left. \begin{array}{l} U_{з.п.} = 4 \\ U_{ц.п.} = 3 \end{array} \right\} (1) \text{ табл. 1.2.}$$

Общее передаточное число

$$U_{общ} = U_{з.п.} \cdot U_{ц.п.} = 4 \cdot 3 = 12$$

3. Определяем частоту вращения входного вала

$$n_{вх.} = U_{общ} \cdot n_3 = 12 \cdot 120 = 1440 \text{ об / мин.}$$

По полученным данным ($n_{вх.} = 1440 \text{ об / мин.}$, $P_{тр} = 5,06 \text{ кВт}$) выбираем электродвигатель 112М4/1432 со следующими данными:

$$\left. \begin{array}{l} n_{дв} = 1432 \text{ об / мин.} \\ P_{дв} = 5,5 \text{ кВт} \end{array} \right\} (1) \text{ табл. 19.28}$$

4. Определяем действительное передаточное число привода

$$U_{общ} = n_{дв} / n_3 = 1432 / 120 = 11,93$$

5. Распределяем передаточные числа по ступеням

$$U_{з.п.} = 4$$

$$U_{ц.п.} = \frac{U_{общ.}}{U_{з.п.}} = \frac{11,93}{4} = 2,98$$

6. Определяем угловые скорости на валах

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_{дв}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1432}{30} = 149,88 \text{ с}^{-1}$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{U_{з.п.}} = \frac{149,88}{4} = 37,47 \text{ с}^{-1}$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{U_{ц.п.}} = \frac{37,47}{2,98} = 12,57 \text{ с}^{-1}$$

7. Определяем вращающие моменты на валах

$$T_1 = \frac{P_{дв}}{\omega_1} = \frac{5,5 \cdot 10^3}{149,88} = 36,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_2 = T_1 \cdot U_{п.} \cdot \eta_{з.п.} \cdot \eta_{н.п.}^2 \cdot \eta_{м.} = 36,7 \cdot 4 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98 = 136,76 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_3 = T_1 \cdot U_{общ.} \cdot \eta_{общ.} = 36,7 \cdot 11,93 \cdot 0,89 = 389,67 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

8. Определяем передаваемые мощности

$$P_1 = P_{дв.} = 5,5 \text{ кВт}$$

$$P_2 = \eta_{з.п.} \cdot \eta_{н.п.}^2 \cdot \eta_{м.} \cdot P_1 = 0,97 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98 \cdot 5,5 = 5,12 \text{ кВт}$$

$$P_3 = P_1 \cdot \eta_{общ.} = 5,5 \cdot 0,89 = 4,9 \text{ кВт}$$

Кинематический и силовой расчет привода с косозубым цилиндрическим редуктором и ременной передачей

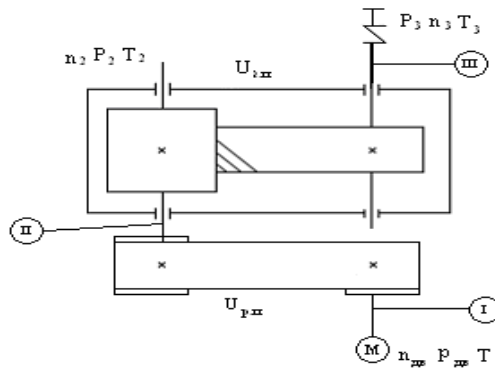


Рисунок 1 – Расчетная схема привода
 $P_3 = 2,6 \text{ кВт}$

$$n_3 = 100 \text{ об/мин}$$

1. Определяем требуемую мощность рабочей машины

$$P_{тр} = \frac{P_3}{\eta_{общ.}}$$

где $\eta_{общ.} = \eta_{р.п.} \cdot \eta_{з.п.} \cdot \eta_{м.} \cdot \eta_{п.п.}^2$

$\eta_{р.п.}$ – коэффициент полезного действия ременной передачи

$\eta_{з.п.}$ – к.п.д. зубчатой передачи

$\eta_{м.}$ – к.п.д. муфты

$\eta_{п.п.}$ – к.п.д. пары подшипников качения

$$\eta_{р.п.} = 0,97$$

$$\eta_{з.п.} = 0,95$$

$$\eta_{м.} = 0,98$$

$$\eta_{п.п.} = 0,99$$

(1) табл. 1.1

$$\eta_{общ.} = 0,97 \cdot 0,95 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 = 0,88$$

$$P_{тр} = \frac{2,6}{0,88} = 2,95 \text{ кВт}$$

2. Принимаем предварительно передаточные числа

$$U_{з.п.} = 4,0$$

$$U_{р.п.} = 2,5$$

(1) табл. 1.2

Общее передаточное число

$$U_{общ.} = U_{з.п.} \cdot U_{р.п.} = 4,0 \cdot 2,5 = 10$$

3. Определяем частоту вращения входного вала

$$n_{вх} = U_{общ.} \cdot n_3 = 10 \cdot 100 = 1000 \text{ об/мин.}$$

По полученным данным ($P_{тр} = 2,95 \text{ кВт}$, $n_{вх} = 1000 \text{ об/мин.}$) подбираем электродвигатель (1) табл. 18.36 со следующими данными: 112 МА 6/950
 $P_{дв} = 3,0 \text{ кВт}$; $n_{дв} = 950 \text{ об/мин}$

4. Уточняем общее передаточное число

$$U_{общ.} = \frac{n_{дв}}{n_3} = \frac{950}{100} = 9,5$$

5. Распределяем передаточные числа по ступеням

$$U_{з.п.} = 4,0$$

$$U_{p.n} = \frac{U_{общ.}}{U_{з.н.}} = \frac{9,5}{4,0} = 2,4$$

6. Определяем угловые скорости на валах

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 950}{30} = 99,48 \text{ с}^{-1}$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{U_{pn}} = \frac{99,48}{2,4} = 41,45 \text{ с}^{-1}$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{U_{zn}} = \frac{41,45}{4,0} = 10,36 \text{ с}^{-1}$$

7. Определяем вращающие моменты на валах

$$T_1 = 9,55 \cdot \frac{P_{дв}}{n_{дв}} = 9,55 \cdot \frac{3,0 \cdot 10^3}{950} = 30,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_2 = T_1 \cdot U_{pn} \cdot \eta_{pn} \cdot \eta_{nn} = 30,2 \cdot 2,4 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 68,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_3 = T_2 \cdot U_{zn} \cdot \eta_{zn} \cdot \eta_{nn} \cdot \eta_m = 68,1 \cdot 4,0 \cdot 0,97 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 256,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

8. Определяем передаваемые мощности

$$P_1 = P_{дв} = 3,0 \text{ кВт}$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{pn} \cdot \eta_{nn} = 3,0 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 2,82 \text{ кВт}$$

$$P_3 = P_1 \cdot \eta_{общ} = 3,0 \cdot 0,88 = 2,6 \text{ кВт}$$

Кинематический и силовой расчет привода с червячным редуктором и цепной передачей

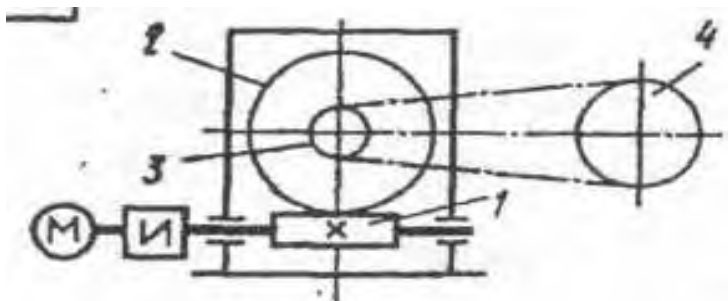


Рисунок 1 - Кинематическая схема привода с открытой цепной передачей:

1 – червяк; 2 – червячное колесо; 3 – ведущая звездочка цепной передачи; 4 – ведомая звездочка цепной передачи

Исходные данные: $P_3 = 5,9 \text{ кВт}$ – мощность на выходном валу привода;
 $n_3 = 68 \text{ об/мин}$ – число оборотов выходного вала.

1. Определяем требуемую мощность рабочей машины

$$\eta_{общ} = \eta_{ц.п.} \cdot \eta_{ч.п.}^2 \cdot \eta_m \cdot \eta_{ч.н.}$$

$\eta_{ц.п.}$ - КПД цепной передачи

$\eta_{ч.п.}$ - КПД червячной передачи

$\eta_{п.п.}$ - КПД пары подшипников

η_m - КПД муфты

$$\eta_{ц.п} = 0,95$$

$$\eta_{ц.п} = 0,9 \quad (1) \text{ табл.1.1}$$

$$\eta_{mm} = 0,99$$

$$\eta_m = 0,98$$

$$\eta_{общ} = 0,95 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 \cdot 0,9 = 0,82$$

$$P_{TP} = \frac{P_3}{\eta_{общ}}, кВт$$

$$P_{TP} = \frac{5,9}{0,82} = 7,18 кВт$$

2. Принимаем предварительно передаточные числа

$$\left. \begin{array}{l} U_{ц.п} = 10 \\ U_{ц.п} = 6,5 \end{array} \right\} (1) \text{ табл.1.2.}$$

Общее передаточное число

$$U_{общ} = U_{ц.п} \cdot U_{ц.п},$$

$$U_{общ} = 10 \cdot 6,5 = 65$$

3. Определяем частоту вращения входного вала

$$n_{вх} = n_3 \cdot U_{общ}, об/мин$$

$$n_{вх} = 68 \cdot 65 = 4420 об/мин$$

По полученным данным ($P_{TP} = 7,18 кВт$; $n_{вх} = 4420 об/мин$) принимаем электродвигатель АИР 112М2/2895 со следующими данными:

$$\left. \begin{array}{l} P_{дв} = 7,5 кВт \\ n_{дв} = 2895 об/мин \end{array} \right\} (2) \text{ табл.24.9.}$$

4. Уточняем общее передаточное число

$$U_{общ} = \frac{n_{дв}}{n_3},$$

$$U_{общ} = \frac{2895}{68} = 42,57$$

$$U_{ц.п} = 10$$

$$U_{ц.п.} = \frac{U_{общ}}{U_{ц.п}} = \frac{42,57}{10} = 4,257$$

5. Определяем угловые скорости на валах и число оборотов каждого вала

$$\omega_1 = \omega_{\text{дв}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{дв}}}{30}, \text{ рад/с}$$

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot 2895}{30} = 303 \text{ рад/с}$$

$$n_1 = n_{\text{дв}} = 2895 \text{ об/мин}$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{U_{\text{ч.н}}}, \text{ рад/с}$$

$$\omega_2 = \frac{303}{10} = 30,3 \text{ рад/с}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{U_{\text{ч.н}}} = \frac{2895}{10} = 289,5 \text{ об/мин}$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{U_{\text{ч.н}}}, \text{ рад/с}$$

$$\omega_3 = \frac{30,3}{4,257} = 7,12 \text{ рад/с}$$

$$n_3 = n_{\text{вых}} = 68 \text{ об/мин}$$

6. Определяем вращающие моменты на валах

$$T_1 = 9,55 \frac{P_{\text{мп}}}{n_{\text{дв}}} = 9,55 \cdot \frac{7,18 \cdot 10^3}{2895} = 23,69 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_2 = T_1 \cdot U_{\text{чт}} \cdot \eta_{\text{ч.н}} \cdot \eta_{\text{н.н}}^2 \cdot \eta_{\text{м}} = 23,69 \cdot 10 \cdot 0,9 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98 = 204,75 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_3 = T_1 \cdot \eta_{\text{общ}} \cdot U_{\text{общ}} = 23,69 \cdot 0,82 \cdot 42,57 = 826,96 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

7. Определяем передаваемые мощности

$$P_1 = P_{\text{мп}} = 7,18 \text{ кВт}$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{ч.н}} \cdot \eta_{\text{н.н}}^2 \cdot \eta_{\text{м}} = 7,18 \cdot 0,9 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98 = 6,21 \text{ кВт}$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{ч.н.}} = 6,21 \cdot 0,95 = 5,9 \text{ кВт}$$

1.1. Рекомендуемые значения КПД

Тип передачи, звена кинематической цепи	η
Зубчатая (с опорами, закрытая):	
цилиндрическая	0,96 ... 0,98
коническая	0,95 ... 0,97
Планетарная (закрытая):	
одноступенчатая	0,95 ... 0,97
двухступенчатая	0,92 ... 0,96
Червячная (закрытая) при передаточном числе:	
св. 30	0,7 ... 0,8
св. 14 до 30	0,75 ... 0,85
св. 8 до 14	0,8 ... 0,9
Ременная (все типы)	0,94 ... 0,96
Цепная	0,92 ... 0,95
Муфта соединительная	0,98
Подшипники качения (одна пара)	0,99

1.2. Рекомендуемые значения передаточных чисел передач

Вид передачи	Твердость зубьев	Передаточное число u^*
Зубчатая цилиндрическая:		
тихоходная ступень	$\leq 350 \text{ HB}$	2,5 ... 5,6
во всех редукторах (u_T)	40 ... 56 HRC	2,5 ... 5,6
	56 ... 63 HRC	2 ... 4
быстроходная ступень в редукторах по развернутой схеме (u_B)	$\leq 350 \text{ HB}$	3,15 ... 5,6
	40 ... 56 HRC	3,15 ... 5
	56 ... 63 HRC	2,5 ... 4
быстроходная ступень в соосном редукторе (u_B)	$\leq 350 \text{ HB}$	4 ... 6,3
	40 ... 56 HRC	4 ... 6,3
	56 ... 63 HRC	3,15 ... 5

Продолжение табл. 1.2

Вид передачи	Твердость зубьев	Передаточное число u^*
Коробка передач	Любая	1 ... 2,5
Коническая зубчатая	Любая	1 ... 4
Червячная	—	16 ... 50
Цепная	—	1,5 ... 3
Ременная	—	2 ... 3

*Передаточные отношения кинематических пар для всех типов передач будем условно называть передаточными числами и обозначать u .

19.28. Технические данные двигателей серии АИР
(числитель – тип, знаменатель – асинхронная частота вращения, мин⁻¹)

Мощность P , кВт	Синхронная частота, мин ⁻¹			
	3000	1500	1000	750
0,37	—	—	71A6/915	—
0,55	—	71A4/1357	71B6/915	—
0,75	71A2/2820	71B4/1350	80A6/920	90L48/705
1,1	71B2/2805	80A4/1395	80B6/920	90LB8/715
1,5	80A2/2850	80B4/1395	90L6/925	100L8/702
2,2	80B2/2850	90L4/1395	100L6/945	112M48/709
3	90L2/2850	100S4/1410	112M46/950	112MB8/709
4	100S2/2850	100L4/1410	112MB6/950	132S8/716
5,5	100L2/2850	112M4/1432	132S6/960	132M8/712
7,5	112M2/2895	132S4/1440	132M6/960	160S8/727 ³
11	132M2/2910	132M4/1447	160S6/970 ⁴	160M8/727 ³
15	160S2/2910 ¹	160S4/1455 ²	160M6/970 ⁵	180M8/731
18,5	160M2/2910 ¹	160M4/1455 ²	180M6/980 ³	—
22	180S2/2919 ¹	180S4/1462 ³	—	—
30	180M2/2925 ¹	180M4/1470 ¹	—	—

Источники информации:

1. А.Е.Шейнблит «Курсовое проектирование деталей машин» стр.40-49
2. Куклин Н. Г. и др. Детали машин стр.89

Лабораторная работа №1

Изучение геометрических параметров зубчатых колес

Цель работы: практически ознакомиться с методами измерения и вычисления основных параметров зубчатых колес.

Оборудование:

1. Зубчатое колесо;
2. Штангенциркуль;
3. Линейка;
4. Справочные таблицы обозначения стандартных модулей зубчатых передач.

Порядок работы:

1. Определить параметры зубчатого колеса (Считать до сотых долей)

№	Наименование параметров колеса	Обозначение	Способ определения	Результаты
1.	Число зубьев	Z	Измерением	
2.	Ширина зубчатого колеса, мм	B	Измерением	
3.	Диаметр ступицы, мм	$D_{ст}$	Измерением	
4.	Длина ступицы, мм	$L_{ст}$	Измерением	
5.	Диаметр отверстия под вал, мм	d	Измерением	
6.	Диаметр делительной окружности	d_w	Измерением	
7.	Диаметр окружности выступов, мм	d_a	Измерением	
8.	Модуль зацепления, мм	$m = d_w/z$	Вычислением	
9.	Модуль зацепления по ГОСТУ, мм	m	Округлить до стандартного в большую сторону по табл.(стр.2)	
10.	Уточненный диаметр окружности выступов, мм	$d_a = m(Z+2)$	Вычислением	
11.	Диаметр окружности впадин, мм	$d_f = m(Z-2,5)$	Вычислением	
12.	Диаметр делительной окружности, мм	$d = m Z$	Вычислением	
13.	Шаг зацепления, мм	$P = \pi m$	Вычислением	
14.	Высота зуба: Головки зуба, мм Ножки зуба, мм Полная высота, мм	$h_a = m$ $h_f = 1,25m$ $h = h_f + h_a$	Вычислением	

Значение модуля передачи m (мм), полученное расчетом, округляют в большую сторону до стандартного из ряда чисел:

Ряд 1, мм ... 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10,0

Ряд 2, мм ... 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7,0; 9,0

При выборе модуля 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

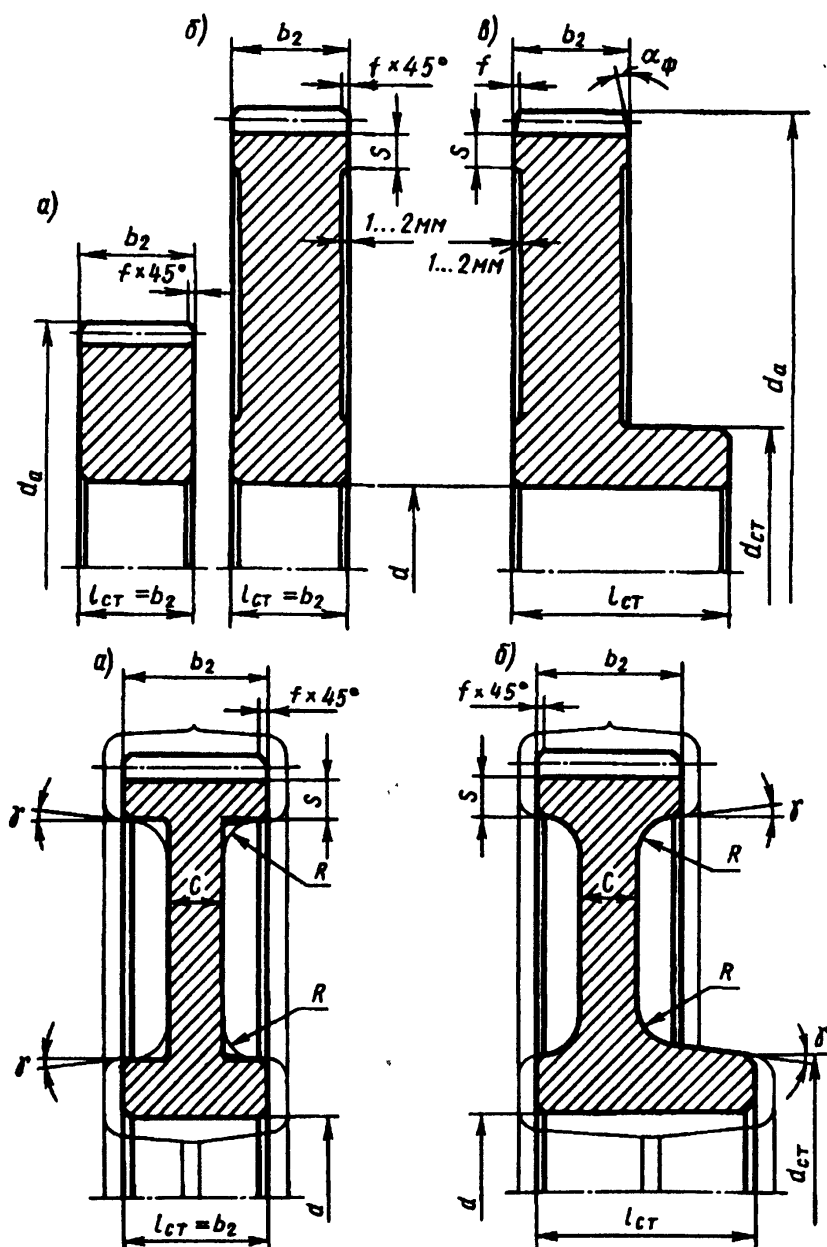


Рисунок 1 – Простейшие формы зубчатых колес

Источники информации:

- 1.Куклин Н.Г., Куклина Г.С. Детали машин. Глава 9,10
- 2.А.Е.Шейнблит «Курсовое проектирование деталей машин» с.174 табл.10.2

Решить задачи со всеми формулами и подстановкой цифр

Задание по теме: «Зубчатые передачи» (i – номер по списку)

Вариант 1

Определить делительные диаметры шестерни и зубчатого колеса d_1 и d_2 , число зубьев зубчатого колеса z_2 , межосевое расстояние a_w , если известно, что модуль зубьев $m=4$ мм, число зубьев шестерни $z_1=22+i$, передаточное число передачи $u=4$.

Вариант 2

Определить делительные диаметры шестерни и зубчатого колеса d_1 и d_2 , модуль зацепления m и передаточное число u , если известно, что межосевое расстояние передачи $a_w=200$ мм, число зубьев шестерни $z_1=20+i$, число зубьев колеса $z_2=60+i$.

Вариант 3

Определить передаточное число зубчатой передачи u , число зубьев зубчатого колеса z_2 , межосевое расстояние a_w , если известно, что частота вращения ведущей шестерни $n_1=120+i$ мин⁻¹, частота вращения ведомого колеса $n_2=40+i$ мин⁻¹, число зубьев шестерни $z_1=32+i$, модуль зацепления $m=2,5$.

Вариант 4

Определить передаточное число зубчатой передачи u , межосевое расстояние a_w , частоту вращения ведомого колеса n_2 , если известно, что частота вращения ведущей шестерни $n_1=50+i$ мин⁻¹, , число зубьев шестерни $z_1=28+i$, число зубьев зубчатого колеса $z_2=112+i$, модуль зацепления $m=3$.

Вариант 5

Определить делительные диаметры шестерни и зубчатого колеса d_1 и d_2 , число зубьев зубчатого колеса z_2 , межосевое расстояние a_w , если известно, что модуль зубьев $m=2$ мм, число зубьев шестерни $z_1=30+i$, передаточное число передачи $u=2,5$.

Вариант 6

Определить делительные диаметры шестерни и зубчатого колеса d_1 и d_2 , модуль зацепления m и передаточное число u , если известно, что межосевое расстояние передачи $a_w=150$ мм, число зубьев шестерни $z_1=34+i$, число зубьев колеса $z_2=66+i$.

Вариант 7

Определить передаточное число зубчатой передачи u , число зубьев зубчатого колеса z_2 , межосевое расстояние a_w , если известно, что частота вращения ведущей шестерни $n_1 = 200 \text{ мин}^{-1}$, частота вращения ведомого колеса $n_2 = 100 \text{ мин}^{-1}$, число зубьев шестерни $z_1 = 32$, модуль зацепления $m = 2,5$.

Вариант 8

Определить передаточное число зубчатой передачи u , межосевое расстояние a_w , частоту вращения ведомого колеса n_2 , если известно, что частота вращения ведущей шестерни $n_1 = 180 \text{ мин}^{-1}$, , число зубьев шестерни $z_1 = 24 + i$, число зубьев зубчатого колеса $z_2 = 120 + i$, модуль зацепления $m = 4$.

Вариант 9

Определить передаточное число зубчатой передачи u , делительный диаметр шестерни d_1 , если известно, что частота вращения ведущей шестерни $n_1 = 400 + i \text{ мин}^{-1}$, частота вращения ведомого колеса $n_2 = 160 + i \text{ мин}^{-1}$, модуль зацепления $m = 2 \text{ мм}$, число зубьев на ведущем колесе $z_1 = 36$.

Вариант 10

Определить делительный d_1 , внешний d_e и внутренний диаметры d_i шестерни одноступенчатой прямозубой передачи, если известно, что модуль зацепления $m = 2 \text{ мм}$, число зубьев на ведущем колесе $z_1 = 30 + i$.

Расчет основных геометрических параметров цилиндрической зубчатой передачи

Наименование параметра	Обозначение	Расчётная формула
Межосевое расстояние	a_w	$a_w = \frac{(Z_{\text{копеса}} + Z_{\text{шестерни}})m}{2}$
Делительный диаметр	d	$d = Z \cdot m$
Диаметр вершин зубьев	d_a	$d_a = m \cdot (Z + 2)$
Диаметр впадин зубьев	d_f	$d_f = m \cdot (Z - 2,5)$
Радиальный зазор	C	$C = 0,25 \cdot m$
Высота головки зуба	h_f	$h_f = m$
Высота ножки зуба	h_a	$h_a = 1,25 \cdot m$
Высота зуба	h	$h = 2,25 \cdot m$
Нормальный шаг	P_n	$P_n = \pi \cdot m$



P_f - делительный окружной шаг
 S_f - делительная окружная толщина зуба
 e_f - делительная окружная ширина впадины

Параметры геометрические	Шестерня	Колесо
Диаметр делительной окружности	$d_1 = mZ_1$	$d_2 = mZ_2$
Высота головки зуба	$h_a = m$	$h_a = m$
Высота ножки зуба	$h_f = 1,25m$	$h_f = 1,25m$
Высота зуба	$h = 2,25m$	$h = 2,25m$
Диаметр окружности вершин	$d_{a1} = m(Z_1 + 2)$	$d_{a2} = m(Z_2 + 2)$
Диаметр окружности впадин	$d_{f1} = m(Z_1 - 2,5)$	$d_{f2} = m(Z_2 - 2,5)$
Межосевое расстояние	$a_w = a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2}$	

Параметры конструктивные		
Ширина зубчатого венца	$b_1 = b_2 = (6 \dots 8)m$	
Внутренний диаметр обода	$D_{o1} = d_{a1} - 8,5m$	$D_{o2} = d_{a2} - 8,5m$
Толщина диска	$K_1 = 0,3b_1$	$K_2 = 0,3b_2$
Длина ступицы	$L_1 = 1,5D_{o1}$	$L_2 = 1,5D_{o2}$
Диаметр ступицы	$D_{s1} = (1,6 \dots 1,8)D_{o1}$	$D_{s2} = (1,6 \dots 1,8)D_{o2}$
Диаметр окружности, определяющей положение отверстия в диске	$D_1 = 0,5(D_{o1} + D_{s1})$	$D_2 = 0,5(D_{o2} + D_{s2})$
Диаметр отв. в диске	$0,25(D_{o1} - D_{s1})$	$0,25(D_{o2} - D_{s2})$
Размер фасок	$a = 0,5m = 4,5^\circ$	
Уклон поверхности обода и ступицы	$1:20$	

Практическое занятие №3

Расчет цилиндрической передачи на контактную прочность и изгиб

Цель работы:

1. Выбрать твердость, термообработку и материал зубчатых передач
2. Определить допускаемые контактные напряжения
3. Определить допускаемые напряжения на изгиб

Определить:

1. HV_1 и HV_2
2. $[\sigma]_{F1}$ и $[\sigma]_{F2}$
3. $[\sigma]_{H1}$ и $[\sigma]_{H2}$

Исходные данные:

Расчетная схема согласно варианта (из практического занятия №1)

Порядок расчета

1. Выбор твердости, термообработки и материала колес. Для равномерного изнашивания зубьев и лучшей их прирабатываемости твердость шестерни HV_1 назначается больше твердости колеса HV_2 на 20;
2. Определение допускаемых контактных напряжений $[\sigma]_H$. Допускаемые контактные напряжения при расчетах на прочность определяются отдельно для зубьев шестерни $[\sigma]_{H1}$ и колеса $[\sigma]_{H2}$;
3. Определение допускаемых напряжений изгиба $[\sigma]_F$. Проверочный расчет зубчатых передач на изгиб выполняется отдельно для зубьев шестерни и колеса допускаемым напряжениям изгиба $[\sigma]_{F1}$ и $[\sigma]_{F2}$.

Источники информации:

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. М.: Высшая школа, 1984.
2. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. М.: Высшая школа, 1991.

Пример расчета

Исходные данные: (Принять из расчета кинематической схемы)

$T_2 = 175,13 \text{ Н} \cdot \text{м}$ - вращающий момент на колесе

$U_p = 4,0$ - передаточное колесо

$\omega_2 = 7,62 \text{ с}^{-1}$ - угловая скорость колеса

$L_h = 2000$ ч. - время работы передачи (принимаем)

1. Выбор материала и термической обработки

Для колеса и шестерни сталь 40Х и вариант термообработки II (1) табл. 2.1

Шестерня – улучшение и закалка ТВЧ, $HRC48...53$

Колесо – улучшение НВ 269...302; $\sigma_T = 750 \cdot 10^6 \text{ Па}$

2. Допускаемые напряжения

Число циклов перемены напряжений:

Для колеса:

$$N_2 = 573 \cdot \omega_2 \cdot L_h,$$

$$N_2 = 573 \cdot 7,62 \cdot 2000 = 8,7 \cdot 10^6$$

Для шестерни:

$$N_1 = U_p \cdot N_2,$$

$$N_1 = 3,245 \cdot 8,7 \cdot 10^6 = 28,3 \cdot 10^6$$

Число циклов перемены напряжений, соответствующие пределу контактной выносливости, определяем по графику (1) рис. 2.1.

Для колеса:

$$HB_{CP} = 0,5(269 + 302) = 285; N_{H02} = 20 \cdot 10^6$$

Для шестерни:

$$HRC_{CP} = 0,5(45 + 50) = 47,5; N_{H01} = 100 \cdot 10^6$$

Коэффициент долговечности

Для колеса:

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H02}}{N_2}},$$

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{20 \cdot 10^6}{8,7 \cdot 10^6}} = 1,15$$

$$K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{F02}}{N_2}},$$

$$K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{8,7 \cdot 10^6}} = 0,88$$

Т.к. передача длительно работающая, принимаем $K_{HL2} = 1,15; K_{FL2} = 1$

Для шестерни:

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO1}}{N_1}}, \quad K_{FL1} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO1}}{N_1}},$$

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{100 \cdot 10^6}{28,3 \cdot 10^6}} = 1,23 \quad K_{FL1} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{28,3 \cdot 10^6}} = 0,8$$

Т.к. передача длительно работающая, принимаем $K_{HL1} = 1,23$; $K_{FL1} = 1$

Допускаемые контактные напряжения и напряжения изгиба соответствующее число циклов

$$N_{H0} = 4 \cdot 10^6 \text{ (1) табл. 2.2.}$$

Для шестерни:

$$\left. \begin{aligned} [\sigma]_{HO1} &= 14HRC_{CP} + 170, \text{ МПа} \\ [\sigma]_{HO1} &= 14 \cdot 47,5 + 170 = 835 \text{ МПа} \\ [\sigma]_{FO1} &= 370 \text{ МПа} \end{aligned} \right\} \text{ (1) см. табл. 2.2}$$

Для колеса:

$$\begin{aligned} [\sigma]_{H02} &= 1,8HB_{CP} + 67, \text{ МПа} \\ [\sigma]_{H02} &= 1,8 \cdot 285 + 67 = 580 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Полагая, что модуль передачи $m \geq 3 \text{ мм}$

Допускаемое контактное напряжение и напряжение изгиба с учетом времени работы передачи:

Для колеса:

$$\begin{aligned} [\sigma]_{H2} &= K_{HL2} \cdot [\sigma]_{H02}, \text{ МПа} \\ [\sigma]_{H2} &= 1,15 \cdot 580 = 667 \text{ МПа} \\ [\sigma]_{F2} &= K_{FL2} \cdot [\sigma]_{F02}, \text{ МПа} \\ [\sigma]_{F2} &= 1 \cdot 293 = 293 \text{ МПа} \end{aligned}$$

принимаем $[\sigma]_{H2} = 667 \cdot 10^6 \text{ Па}$
 $[\sigma]_{F2} = 293 \cdot 10^6 \text{ Па}$

Для шестерни:

$$\begin{aligned} [\sigma]_{H1} &= K_{HL1} \cdot [\sigma]_{H01}, \text{ МПа} \\ [\sigma]_{H1} &= 1,23 \cdot 835 = 1027 \text{ МПа} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} [\sigma]_{F1} &= K_{FL1} \cdot [\sigma]_{F01}, \text{ МПа} \\ [\sigma]_{F1} &= 1 \cdot 370 = 370 \text{ МПа} \end{aligned}$$

принимаем $[\sigma]_{H1} = 1027 \cdot 10^6 \text{ Па}$
 $[\sigma]_{F1} = 370 \cdot 10^6 \text{ Па}$

Среднее допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}), \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_H = 0,45(1027 + 667) = 762 \text{ МПа}$$

$$1,23 \cdot [\sigma]_{H2}, \text{ МПа}$$

$$1,23 \cdot 667 = 820 \text{ МПа}$$

Окончательно принимаем $[\sigma]_H = 762 \text{ МПа}$

Практическое занятие №4

Кинематический и геометрический расчет зубчатых передач. Определение усилий в зацеплении по моменту на ведомом валу

Цель работы: Научиться определять геометрические размеры зубчатой передачи, усилия в зацеплении и провести проверку по допускаемым контактным напряжениям и напряжениям на изгиб.

Исходные данные взять из практической работы №1.

Пример расчета прямозубой цилиндрической передачи

Исходные данные :

$T_2 = 202,48 \text{ Нм}$ – вращающий момент на колесе (из кинематической схемы)

$w_2 = 25,25 \frac{\text{рад}}{\text{сек}}$ - угловая скорость на колесе

$U_p = 4$ – передаточное число редуктора

$L_h = 2000$ часа

1. Выбор материала и термической обработки

Принимаем для колеса и шестерни сталь 45 и вариант термообработки I (1) табл.2.1

колесо улучшение: НВ 299... 902; $\sigma_T = 750 \cdot 10^6 \text{ Па}$

шестерня улучшение: НВ 48... 53;

2. Допускаемое значение

Число циклов перемены напряжений:

для колеса: $N_2 = 573 \cdot 25,25 \cdot 2000 = 29 \cdot 10^6$

для шестерни: $N_1 = U \cdot N_2 = 4 \cdot 29 \cdot 10^6 = 116 \cdot 10^6$

Число циклов перемены напряжений, определяется по графику (1) рис. 2.1

для колеса: $N_{Bcp} = 0,5(269+302) = 285$; $N_{HO2} = 20 \cdot 10^6$

для шестерни: $N_{Bcp} = 0,5(48+53) = 50,5$; $N_{HO1} = 100 \cdot 10^6$

Коэффициент долговечности:

для колеса:

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO1}}{N_1}}; K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{100 \cdot 10^6}{116 \cdot 10^6}} = 0,98$$
$$K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_1}}; K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{116 \cdot 10^6}} = 0,57$$

для шестерни:

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO2}}{N_2}}; K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{20 \cdot 10^6}{29 \cdot 10^6}} = 0,94$$
$$K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_2}}; K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{29 \cdot 10^6}} = 0,72$$

Так как передача длительно работающая, то принимаем:

$$K_{FL1}=1, K_{FL2}=1, K_{HL1}=1, K_{HL2}=1.$$

Допускаемые контактные напряжения и напряжения изгиба соответствуют числу циклов $N_{HO} = 4 \cdot 10^6$ (1) табл.2.2

для колеса: $[\sigma]_{HO2} = 1,8N_{Bcp} + 67 = 1,8 \cdot 285 + 67 = 580$ МПа

$$[\sigma]_{FO2} = 1,03 N_{Bcp} = 1,03 \cdot 285 = 293 \text{ МПа}$$

для шестерни: $[\sigma]_{HO1} = 14 N_{Bcp} + 67 = 14 \cdot 50,5 + 67 = 877$ МПа

$$[\sigma]_{FO1} = 370 \text{ МПа}$$

полагая, что модуль передачи $m \geq 3$ мм.

Допускаемые контактные напряжения и напряжения изгиба с учетом времени работы передачи:

для колеса:

$$[\sigma]_{H2} = K_{HL2} \cdot [\sigma]_{HO2} = 1 \cdot 580 = 580 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{F2} = K_{FL2} \cdot [\sigma]_{FO2} = 1 \cdot 293 = 293 \text{ МПа}$$

для шестерни:

$$[\sigma]_{H1} = K_{HL1} \cdot [\sigma]_{HO1} = 1 \cdot 877 = 877 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{F1} = K_{FL1} \cdot [\sigma]_{FO1} = 1 \cdot 370 = 370 \text{ МПа}$$

Среднее допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45(877+580)=655,7 \text{ МПа}$$

$$1,23[\sigma]_{H2} = 1,23 \cdot 580 = 713 \text{ МПа}$$

Окончательно принимаем в паскалях (Па)

$$[\sigma]_H = 655,7 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

$$[\sigma]_{F2} = 293 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

$$[\sigma]_{F1} = 370 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

3. Определяем межосевое расстояние

Принимаем $\psi_a = 0,4$ (1) с. 13

$$\text{тогда } \psi_d = 0,5 \cdot \psi_a (U \pm 1) ; \psi_d = 0,5 \cdot 0,4 \cdot (4+1) = 1$$

По (1) табл. 2.3 коэффициент $K_{H\beta} = 1,15$

Тогда межосевое расстояние

$$a_{\omega} \geq K_a (U + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} \cdot T_2}{\psi_a \cdot U^2 \cdot [\sigma]^2 H}}$$

$$a_{\omega} = 4300 \cdot (4+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,15 \cdot 202,48}{0,4 \cdot 4^2 \cdot (655,7 \cdot 10^6)^2}} = 0,109 \text{ м}$$

Округляя до стандартного значения, принимаем $a_{\omega} = 112 \text{ мм}$ (1) с.13

4. Определяем предварительные размеры колеса

$$d_2 = \frac{2 \cdot a_{\omega} \cdot U}{U + 1}; d_2 = \frac{2 \cdot 112 \cdot 4}{4 + 1} = 179,2 \text{ мм}$$

$$b_2 = \psi_a \cdot a_{\omega}; b_2 = 0,4 \cdot 112 = 44,8 \text{ мм}$$

принимаем ближайшее стандартное $b_2 = 45 \text{ мм}$

5. Определяем модуль передачи

Принимаем коэффициент $K_m = 6,8$ (1) с.13

$$m \geq \frac{2 \cdot K_m \cdot T_2}{d_2 \cdot b_2 \cdot [\sigma]_F};$$

$$m = \frac{2 \cdot 6,8 \cdot 202,48}{0,1792 \cdot 0,045 \cdot 210,9 \cdot 10^6} = 1,46 \cdot 10^{-3} \text{ м } m = 1,46 \text{ мм.}$$

округляя, принимаем из первого ряда $m = 1,5 \text{ мм}$ (1) с.13

6. Суммарное число зубьев

$$Z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot a_{\omega}}{m} = \frac{2 \cdot 112}{1,5} = 149,3 \quad \text{Принимаем } Z_{\Sigma} = 150$$

7. Определение числа зубьев шестерни и колеса

число зубьев шестерни

$$Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{(U+1)}; \quad Z_1 = \frac{150}{(4+1)} = 30;$$

число зубьев колеса

$$Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1; \quad Z_2 = 150 - 30 = 120;$$

8. *Определяем фактическое передаточное число*

$$U_{\phi} = \frac{Z_2}{Z_1}; \quad U_{\phi} = \frac{120}{30} = 4$$

$$\Delta U = 0\%$$

9. *Определяем диаметры колес*

Делительные диаметры:

$$\text{шестерни: } d_1 = z_1 \cdot m = 30 \cdot 1,5 = 45 \text{ мм}$$

$$\text{колеса: } d_2 = 2a_w - d_1; \quad d_2 = 2 \cdot 112 - 45 = 179 \text{ мм}$$

Диаметр окружностей вершин и впадин

$$\text{шестерни: } d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m; \quad d_{a1} = 45 + 2 \cdot 1,5 = 48 \text{ мм}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m; \quad d_{f1} = 45 - 2,5 \cdot 1,5 = 41,25 \text{ мм}$$

$$\text{колеса: } d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m; \quad d_{a2} = 179 + 2 \cdot 1,5 = 182 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m; \quad d_{f2} = 179 - 2,5 \cdot 1,5 = 175,25 \text{ мм}$$

10. *Определяем пригодность заготовки колес*

$$D_{\text{заг}} = d_{a1} + 6; \quad D_{\text{заг}} = 48 + 6 = 54 \text{ мм}$$

Если колесо с выточками, то

$$C_{\text{заг}} = 0,5 \cdot b_2; \quad C_{\text{заг}} = 0,5 \cdot 45 = 22,5 \text{ мм}$$

$$S_{\text{заг}} = 8 \cdot m; \quad S_{\text{заг}} = 8 \cdot 1,5 = 12 \text{ мм}$$

Если колесо без выточек, то $C_{\text{заг}} = b_2 = 45 \text{ мм}$. По (1) табл. 2.1

$$D_{\text{пред}} = 200 \text{ мм}, \quad S_{\text{заг}} = 125 \text{ мм}.$$

Следовательно, условия $D_{\text{заг}} \leq D_{\text{пред}}$ и $C_{\text{заг}}$ и $S_{\text{заг}} \leq S_{\text{пред}}$ выполняется

11. *Силы в зацеплении*

$$\text{окружная: } F_t = \frac{2T_2}{d_2}; \quad F_t = \frac{2 \cdot 202,48}{0,179} = 2259,8 \text{ Н}$$

$$\text{радиальная: } F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 2259,8 \cdot 0,364 = 822,6 \text{ Н}$$

12. *Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба*

Коэффициент

$$\psi_d = \frac{b_2}{d_1}; \quad \psi_d = \frac{0,045}{0,045} = 1$$

Окружная скорость колеса

$$v_2 = 0,5 \cdot \omega_2 \cdot d_2 \quad v_2 = 0,5 \cdot 25,25 \cdot 0,179 = 2,25 \text{ м/с}$$

По табл. 2.4 степень точности передачи 9, поэтому $K_{F\alpha} = 1,0$ - коэффициент

По (1) табл. 2.5 коэффициенты:

$K_{F\beta} = 1,0875$ -коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба

$K_{FV} = 1,4$ -коэффициент динамической нагрузки

$Y_{F1} = 3,61$ -коэффициент формы зуба шестерни и колеса

$$Z_v = Z_2 = 120$$

По табл. 2.6 коэффициент $Y_{F2} = 3,61$

Расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса и шестерни

$$\sigma_{F2} = \frac{K_{F\alpha} \cdot Y_{F\beta} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_{F2} \cdot F_t}{b_2 \cdot m};$$
$$\sigma_{F2} = \frac{1 \cdot 1,4 \cdot 1,0875 \cdot 3,61 \cdot 2259,8}{0,045 \cdot 0,0015} = 187 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

что меньше $[\sigma]_{F2} = 293 \cdot 10^6 \text{ Па}$

тогда расчётное напряжение изгиба в зубьях шестерни

$$\delta_{F1} = \delta_{F2} \cdot Y_{F1} / Y_{F2}$$

$$Z_{v1} = Z_1 = 30$$

по табл. 2.6 (1) $Y_{F1} = 3,8$

тогда расчетное напряжение изгиба в зубьях шестерни

$$[\sigma]_{F1} = \frac{187 \cdot 10^6 \cdot 3,8}{3,61} = 197,4 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Что меньше $[\sigma]_{F1} = 370 \cdot 10^6 \text{ Па}$, следовательно, прочность на изгиб зубьев колес обеспечена.

13.Проверка зубьев колеса по контактными напряжениям

Значение коэффициентов $K_{H\alpha} = 1,1$

$$K_{H\beta} = 1,0925$$

$$K_{HV} = 1,1$$

Передаточное число: $U = 4$

По расчету имеем: $F_t = 2259,8 \text{ Н}; d_1 = 45 \text{ мм}$

Тогда расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H = 376 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\gamma} \cdot \frac{U \pm 1}{U} \cdot \frac{F_t}{d_b}}{1,1 \cdot 1,0925 \cdot 1,1 \cdot \frac{4+1}{4} \cdot \frac{2259,8}{0,045 \cdot 0,045}}};$$

$$\sigma_H = 376 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{486,8}{0,045 \cdot 0,045}} = 486,8 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Что меньше $[\sigma]_H = 655,7 \cdot 10^6 \text{ Па}$, следовательно, контактная прочность зубьев обеспечена

Источники информации:

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. М.: Высшая школа, 1984.
2. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. М.: Высшая школа, 1991.

Лабораторная работа №2

Изучение конструкции червячного редуктора

Цель работы:

1. Изучить конструкцию червячного редуктора.
2. Научиться выбирать по справочным таблицам материал основных деталей (вала, червяка, червячного колеса, корпуса и крышки) и стандартные изделия (подшипники, крышки подшипников, муфту, шпонки).
3. Научиться составлять кинематическую схему привода редуктора.

Оборудование:

1. Редуктор червячный;
2. Справочные таблицы.

Порядок работы

1. Изучит устройство червячного редуктора: его узлы и детали, их назначение
2. Зарисовать кинематическую схему привода редуктора с указанием кинематических и силовых параметров
3. Ответить на вопросы:
 - 3.1. Почему опасен перегрев червячной передачи, и в каких случаях прибегают к искусственному охлаждению червячной передачи, и как оно осуществляется;
 - 3.2. В каких случаях венец червячного колеса выполняют из бронзы;
 - 3.3. Как производится смазывание червячного редуктора;
 - 3.4. Зарисовать схему нагружения червяка и червячного колеса.

Источники информации:

1. Куклин Н.Г., Куклина Г.С. Детали машин.- М.: Машиностроение, 1986.
2. Чернавский С.А. и др. Курсовое проектирование деталей машин.- М.: Машиностроение, 1987.

Практическое занятие №5

Изучение конструкции и расчёт вала редуктора

Цель работы:

1. Выбрать материал вала;
2. Выбрать допускаемые напряжения на кручение;
3. Выполнить проектный расчет вала на чистое кручение;
4. Предварительно выбрать тип подшипника.

Исходные данные:

T – вращающий момент на валу (нм), согласно варианта.

Порядок работы

1. Выбор материала вала;
2. Выбор допускаемых напряжений на кручение;
3. Определение геометрических параметров ступеней валов;
4. Предварительный выбор подшипников качения.

При выполнении расчета валов необходимо соблюдать рекомендации по конструированию валов и осей.

Рекомендации по конструированию валов и осей

1. Валы и оси следует конструировать по возможности гладкими с минимальным числом уступов;
2. Каждая насаживаемая на вал или ось деталь должна проходить до своей посадочной поверхности свободно во избежание повреждения других поверхностей. Рекомендуется принимать такую разность диаметров ступеней вала, чтобы при сборке можно было насадить деталь, не вынимая шпонку, установленную в канавке ступени меньшего диаметра;

3. Торцы валов и осей и их уступы выполняют с фасками для удобства насадки деталей и соблюдения норм охраны труда;

4. В тяжело нагруженных валах или осях для снижения концентрации напряжений в местах посадочных поверхностей рекомендуется перепады ступеней выполнять минимальными с применением галтелей переменного радиуса;

5. При посадке с натягом трудно совместить шпоночную канавку в ступице со шпонкой вала. Для облегчения сборки на посадочной поверхности вала предусматривают небольшой направляющий цилиндрический участок с полем допуска $d9$;

6. Для уменьшения номенклатуры резцов радиусы галтелей, углы фасок, ширину канавок на одном валу или оси рекомендуется выполнять одинаковыми. Если на валу несколько шпоночных пазов, то их располагают на одной образующей вала;

7. Выбор рациональной формы вала или оси зависит от типа производства. При единичном производстве валы или оси изготавливают преимущественно из круглого проката, поэтому для уменьшения механической обработки принимают простую форму без буртиков. При массовом производстве валы или оси изготавливают из специальных поковок, которые позволяют применять упорные бурты;

8. Для увлечения изгибной жесткости валов и осей рекомендуется располагать насаживаемые детали ближе к опорам;

9. Для повышения несущей способности валов и осей рекомендуется упрочнение их поверхностей (закалка твч., цементация, азотирование, накатка роликов, дробеструйный наклеп);

10. При разработке конструкции вала или оси надо иметь в виду, что резкие изменения их сечения (резьба под установочные гайки, шпоночные пазы, канавки, сквозные поперечные отверстия под штифты и отверстия под установочные винты и др.) вызывают концентрацию напряжений, уменьшая сопротивление усталости.

Источники информации:

1. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин.-М.: Высшая школа, 1991.

Пример расчета Вал ведущий

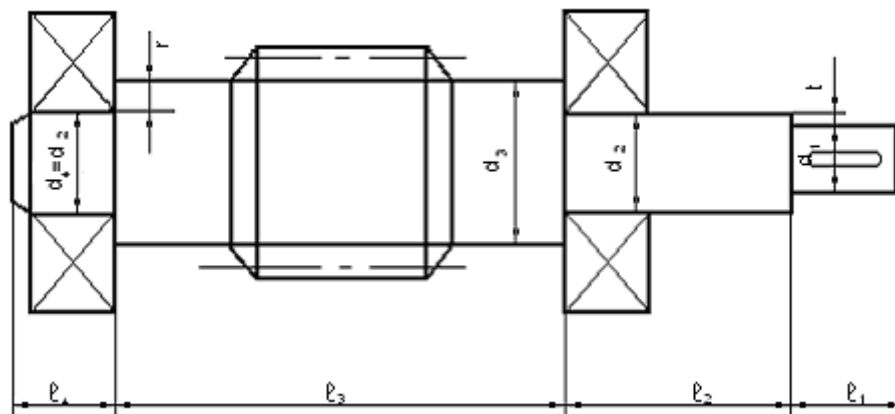


Рисунок 1 – Схема быстрого вала

1.1.Под шкив

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_K \cdot 10^3}{0,2[\tau]_K}}, \text{ мм}$$

где: $M_K = T_2 = 46,26 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (данные с кинематического расчета)

$$[\tau]_K = 20 \text{ МПа}$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{46,26 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 22,6 \text{ мм}$$

Принимаем $d_1 = 25 \text{ мм}$

$$l_1 = (1,2 \dots 1,5) d_1 \text{ - под шкив}$$

$$l_1 = (1,2 \dots 1,5) \cdot 25 = 30 \dots 37,5 \text{ мм}$$

$$l_1 = 35 \text{ мм}$$

1.2.Под уплотнение крышки с отверстием и подшипником

$$d_2 = d_1 + 2t, \text{ мм}$$

принимаем $t = 2,2 \text{ мм}$ (4) табл. 7.1.

$$d_2 = 25 + 2 \cdot 2,2 = 29,4 \text{ мм}$$

принимаем $d_2 = 30 \text{ мм}$

$$l_2 \approx 1,5 \cdot d_2, \text{ мм}$$

$$l_2 \approx 1,5 \cdot 30 = 45 \text{ мм}$$

Принимаем $l_2 = 45 \text{ мм}$

1.3.Под шестерню

$$d_3 = d_2 + 3,2r, мм$$

$$d_3 = 30 + 3,2 \cdot 2 = 36,4 мм$$

$$r = 2 \text{ мм} ; \text{принимаем } d_3 = 40 мм$$

l_3 - принимаем из эскизной компоновки

1.4.Под подшипник

$$d_4 = d_2 = 30 \text{ мм}$$

Предварительно назначаем подшипник радиальный шариковый, однорядный, серии №306 со следующими параметрами:

$$D = 72 мм$$

$$B = 19 мм$$

$$l_4 = B + (2...4) = 21 мм$$

Практическое занятие №6

Расчет подшипников скольжения на износостойкость и теплостойкость

Цель работы:

1. Научить обосновывать выбор материала вкладыша;
2. Рассчитывать среднее давление в подшипнике;
3. Определять допускаемое значение $[p_m v]$.

Исходные данные:

Расчетная схема согласно варианта

Определить:

1. Материал вкладыша;
2. Окружную скорость вала;
3. Среднее давление в подшипнике;
4. Проверка подшипника на нагрев и отсутствие заедания.

Ответить на вопросы:

1. Область применения, достоинства и недостатки подшипников скольжения;
2. Материалы вкладышей, области их применения;
3. Смазка подшипников скольжения. Смазочные материалы.

Порядок расчета

Подшипники рассчитывают условно по среднему давлению P и величине $P \cdot v$ при этом должны соблюдаться условия:

$$P = Fr/A \leq [P]$$

$$P \cdot v \leq [P \cdot v],$$

где Fr – радиальная нагрузка на подшипник (Н)

A – площадь проекции цапфы на диаметральную плоскость (m^2)

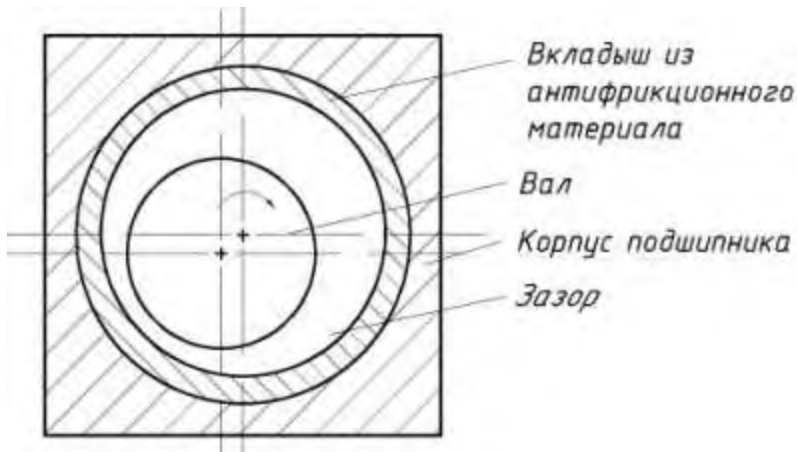
d и l – диаметр и длина шипа (шейки), которые определяют при расчете и конструировании вала. Для большинства подшипников:

$$l = (0,5 \dots 1,3) d$$

Допускаемые значения $[P]$; $[P \cdot v]$ зависит от материала поверхностей трения и принимаются по таблице.

Источники информации:

1.Куклин А.Г., Куклина Г.С. Детали машин.- М.: Машиностроение, 1987.



Конструкция подшипников скольжения

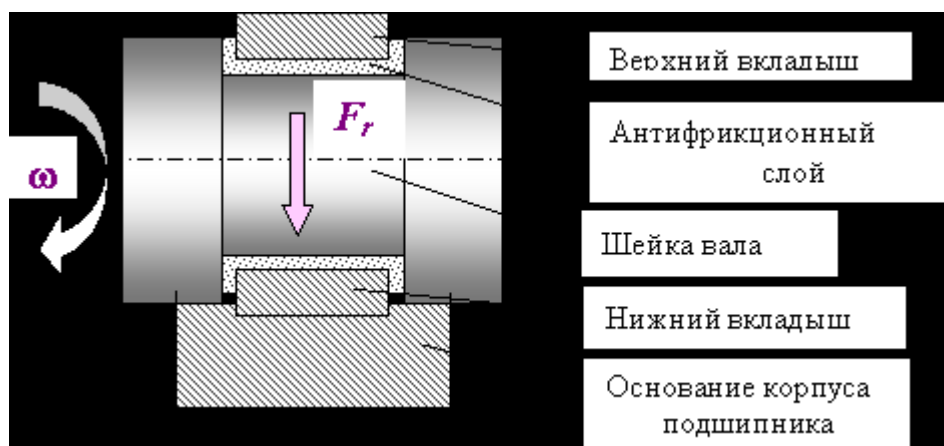
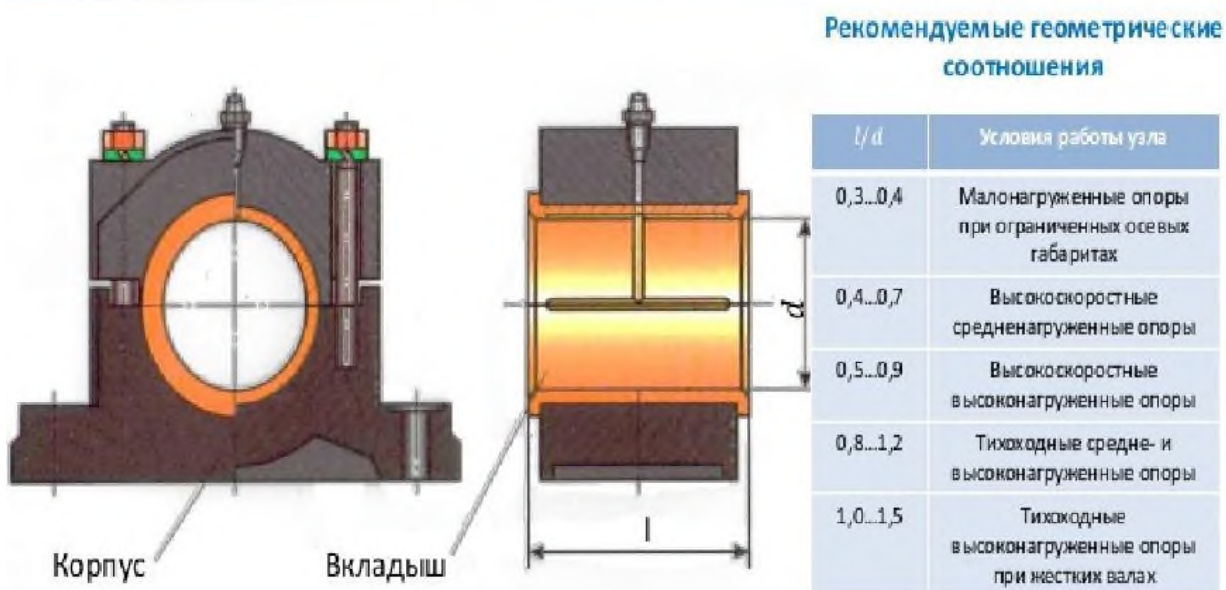


Рисунок 1 - Принципиальная схема опоры с подшипником скольжения

Допускаемые $[p]$ и $[pv]$ значения зависят от предельной скорости V и материала вкладыша. Их выбирают по таблице 1.

Таблица 1 - Допускаемые значения $[p]$ и $[pv]$ в зависимости от предельной скорости и материала вкладыша

Материал	$[p_m]$, Н/мм ²	$[p_m v]$, МН·м/(м ² ·с)
Сталь по бронзе БрО5Ц5С3	4...6	4...6
Закаленная сталь по баббиту	6...10	15...20
Сталь по серому чугуну	2...4	1...3

Пример расчета

Пример 23.1. Проверить подшипник оси тележки (см. рис. 22.1), если размеры шейки: $d=60$ мм и $l=70$ мм. Радиальная нагрузка на подшипник $R_r=16$ кН при максимальной угловой скорости оси $\omega=30$ рад/с. Материалы вкладыша — БрО5Ц5С3, материал оси — нормализованная сталь 45.

Решение. 1. Окружная скорость шейки оси

$$v = \omega d / 2 = 30 \cdot 0,06 / 2 \text{ м/с} = 0,9 \text{ м/с.}$$

2. Для БрО5Ц5С3 принимаем $[p_m]=4$ Н/мм², $[p_m v]=4$ МН·м/(м²·с).

3. Среднее давление в подшипнике [формула (23.1)]

$$p_m = \frac{R_r}{dl} = \frac{16 \cdot 10^3}{60 \cdot 70} \text{ Н/мм}^2 = 3,8 \text{ Н/мм}^2 = 3,8 \text{ МН/м}^2 < [p_m],$$

что допустимо.

4. Проверка подшипника на нагрев и отсутствие заедания [формула (23.2)]:

$$\begin{aligned} p_m v &= 3,8 \cdot 0,9 \text{ МН} \cdot \text{м} / (\text{м}^2 \cdot \text{с}) = \\ &= 3,42 \text{ МН} \cdot \text{м} / (\text{м}^2 \cdot \text{с}) < [p_m v] — \end{aligned}$$

подшипник для заданного режима работы пригоден.

Практическое занятие №7

Расчет на долговечность подшипников качения

Цель работы:

1. Определить эквивалентную динамическую нагрузку подшипников;
2. Определить расчетную долговечность подшипника.

Исходные данные:

Исходные данные принять из практических работ №1, №2, №3.

Определить:

1. Эквивалентную динамическую нагрузку – R_e , кН;
2. Базовую долговечность L_{10} , мин/об;
3. Расчетную долговечность L_{10h} , час;
4. Сделать вывод о пригодности назначенного подшипника для заданного режима работы.

Порядок расчета

1. Назначаем тип подшипника в зависимости от типа передачи и диаметра вала. Выписываем из таблицы Cr, КН;
2. Определяем Re, КН;
3. Определяем базовую долговечность L_{10} , мин/об;
4. Определяем расчетную долговечность L_{10h} , час;
5. Пригодность подшипника определяется сопоставлением $L_{10h} \geq L_h$.

Источники информации:

1. Куклин А.Г., Куклина Г.С. Детали машин.- М.: Машиностроение, 1987.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин.-Курсовое проектирование. М.: Высшая школа, 1984.
3. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин.-М.: Машиностроение, 1991.

Пример расчета

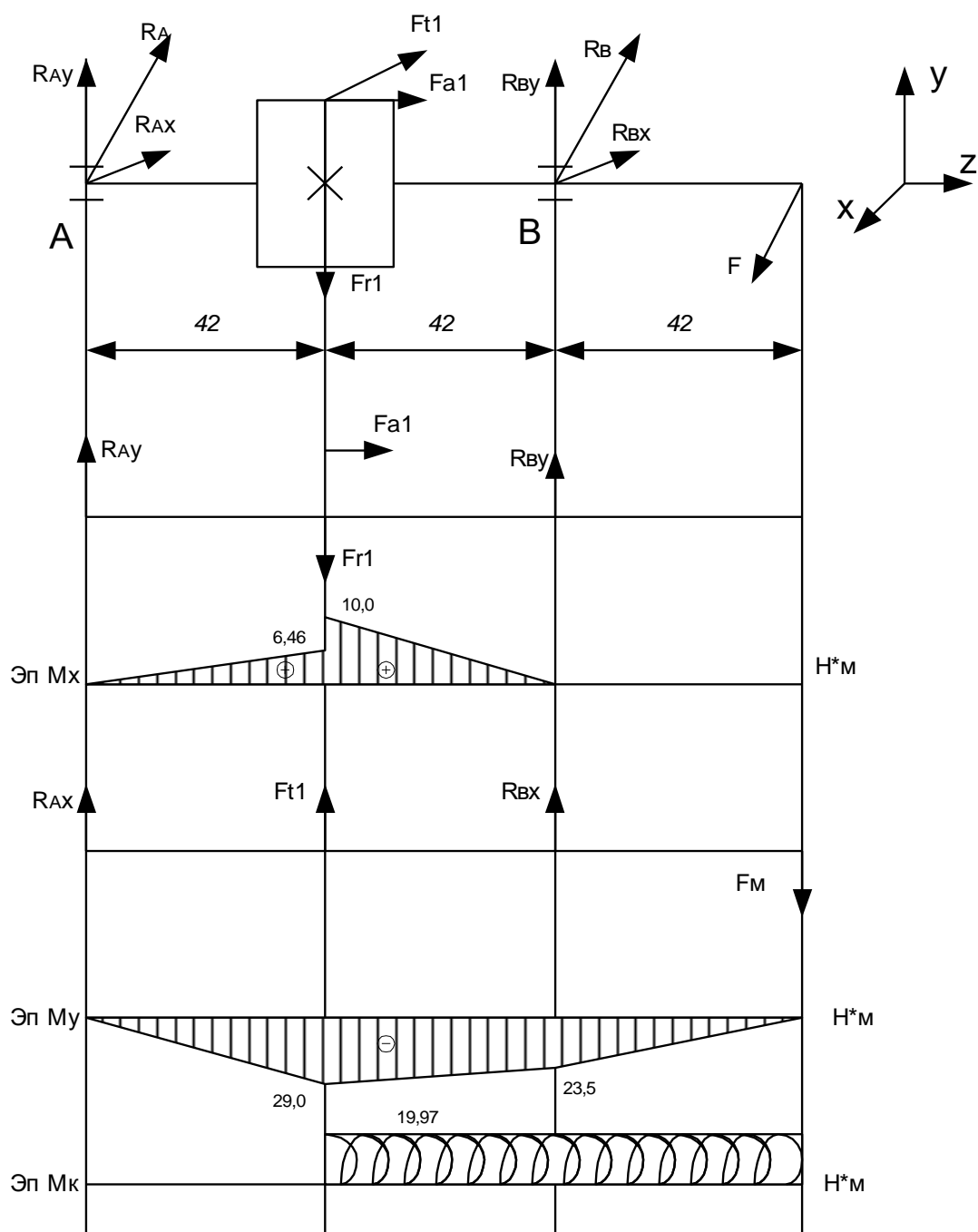


Рис.5 Расчётная схема быстроходного вала

Исходные данные (из практической работы № 2,3,4,5)

$$F_M = 100 \cdot \sqrt{T_1}; F_M = 100 \cdot \sqrt{49,23} = 701,6 \text{ Н}$$

$$d_1 = 35,6 \text{ мм}$$

$$F_{r1} = 941,5 \text{ Н}$$

$$F_{a1} = 489,2 \text{ Н}$$

$$F_{t1} = 1871,4 \text{ Н}$$

$$L_h = 47016,7 \text{ час}$$

$$T_1 = 49,23 \text{ Нм}$$

1. Определяем опорные реакции в вертикальной плоскости

$$\begin{cases} \sum M_A = 0 \\ \sum M_B = 0 \end{cases} \begin{cases} F_{r1} \cdot 60 + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} - R_{By} \cdot 120 = 0 \\ R_{Ay} \cdot 120 - F_{r1} \cdot 60 + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0 \end{cases}$$

$$R_{By} = \frac{F_{r1} \cdot 60 + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}}{120} = \frac{941,5 \cdot 60 + 489,2 \cdot \frac{0,0356}{2}}{120} = 398,3 \text{ Н}$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{r1} \cdot 60 - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}}{120} = \frac{941,5 \cdot 60 - 489,2 \cdot \frac{0,0356}{2}}{120} = 543,3 \text{ Н}$$

$$\text{Проверка: } \sum F_Y = 0$$

$$R_{AY} - F_{r1} + R_{BY} = 543,3 - 941,5 + 398,3 = 0$$

2. Строим эпюру изгибающих моментов относительно осей X (M_x)

$$M_1 = 0; M_3 = 0; M_4 = 0; \text{ (Рис. 5)}$$

$$M_2^{\text{сп}} = R_{AY} \cdot 0,06 = 543,3 \cdot 0,06 = 32,6 \text{ Нм}$$

$$M_2^{\text{сн}} = M_2^{\text{сп}} + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 32,6 + 489,2 \cdot \frac{0,0356}{2} = 41,3 \text{ Нм}$$

3. Определяем опорные реакции в горизонтальной плоскости

$$\begin{cases} \sum M_A = 0 \\ \sum M_B = 0 \end{cases} \begin{cases} -F_{t1} \cdot 60 - R_{BX} \cdot 120 + F_M \cdot 180 = 0 \\ F_M \cdot 60 + F_{t1} \cdot 60 + R_{AX} \cdot 120 = 0 \end{cases}$$

$$R_{BX} = \frac{F_M \cdot 180 - F_{t1} \cdot 60}{120} = \frac{701,6 \cdot 180 - 1871,4 \cdot 60}{120} = 116,7 \text{ Н}$$

$$R_{AX} = \frac{-F_M \cdot 60 - F_{t1} \cdot 60}{120} = \frac{-701,6 \cdot 60 - 1871,4 \cdot 60}{120} = -1286,5 \text{ Н}$$

Проверка: $\sum F_{ix} = 0$

$$R_{AX} + F_{t1} + R_{BX} - F_M = -1286,5 + 1871,4 + 116,7 - 701,6 = 0$$

4. Строим эпюру изгибающих моментов относительно осей Y (M_Y)

$M_1 = 0$; $M_4 = 0$; (Рис. 5)

$$M_2 = R_{AX} \cdot 0,060 = -1286,5 \cdot 0,060 = -77,19 \text{ Нм}$$

$$M_3 = R_{AX} \cdot 0,12 + F_{t1} \cdot 0,06 = -1286,5 \cdot 0,12 + 1871,4 \cdot 0,06 = -42,1 \text{ Нм}$$

5. Определяем суммарные радиальные реакции опор

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{-1286,5^2 + 543,3^2} = 1396,5 \text{ Н}$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{116,7^2 + 398,3^2} = 415 \text{ Н}$$

Так как опора А более нагружена, то дальнейший расчет ведем для нее

6. Строим эпюру крутящего момента

$$M_k = T_1 = 49,23 \text{ Нм}$$

7. Выбор типа подшипника

По $d_n = 35 \text{ мм}$ принимаем подшипник шариковый радиальный однорядный № 207 лёгкой серии со следующими данными:

$$C_{or} = 13,7 \text{ кН}$$

$$C_r = 25,5 \text{ кН}$$

Принимаем расчетные коэффициенты:

$V = 1$ - коэффициент вращения

$K_\delta = 1$ - температурный коэффициент (4) табл.9.4

$K_T = 1$ - коэффициент безопасности (4) табл.9.5

8. Определяем коэффициент осевого нагружения подшипника

$$R_a = F_{a1} = 489,2 \text{ Н}$$

$$\frac{R_a}{Cor} = \frac{489,2}{13,7 \cdot 10^3} = 0,036$$

$$e = 0,22 \quad (4) \text{ табл.9.2}$$

9. *Определяем коэффициент радиальной и осевой нагрузки*

$$\frac{F_{a1}}{V \cdot R_A} = \frac{489,2}{1 \cdot 1396,5} = 0,35 > e$$

X = 0,56 - коэффициент радиальной нагрузки (4) табл.9.1

Y = 1,99 - коэффициент осевой нагрузки (4) табл.9.2

10. *Определяем эквивалентную динамическую радиальную нагрузку.*

$$R_E = (X \cdot V \cdot R_A + Y \cdot F_{a1}) \cdot K_T \cdot K_\sigma$$

$$R_E = (0,56 \cdot 1 \cdot 1396,5 + 1,99 \cdot 489,2) \cdot 1 \cdot 1 = 1755,5 \text{ Н}$$

11. *Определяем расчетную динамическую радиальную грузоподъемность*

$$C_{r \text{ расч}} = R_E \cdot \sqrt[p]{\frac{573 \cdot \omega_2 L_h}{10^6}} \leq C_r$$

$$C_{r \text{ расч}} = 1755,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{573 \cdot 152,37 \cdot 47 \cdot 10^3}{10^6}} = 2,8 \text{ кН}$$

где P = 3 –показатель степени

ω - угловая скорость вала

L_h – требуемая долговечность подшипника

$C_{r \text{ расч}} = 2,8 \text{ кН} < 13,7 \text{ кН}$ –условие подбора подшипника

Выбранный подшипник удовлетворяет заданному режиму работы

12. *Подбираем подшипник по базовой долговечности*

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{R_a} \right)^p; \quad L_{10} = \left(\frac{25,5 \cdot 10^3}{489,2} \right)^3 = 141632 \text{ млн.об.}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6 \cdot L_{10}}{573 \cdot \omega_1}; \quad L_{10h} = \frac{10^6 \cdot 141632}{573 \cdot 152,37} = 1622210 \text{ час.}$$

$L_{10h} > L_h$ -условие подбора подшипника

Т.е. 1622210 час.>47016,7 час.

Данный подшипник проходит по долговечности

Источники информации:

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П.. Детали машин. Курсовое проектирование. Учебник для техникумов. М.: Высшая школа, 1984.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П.. Конструирование деталей машин. Учебник для техникумов. М.: Высшая школа, 1991.
3. Куклин Н.Г., Куклина Г.С.. Детали машин. Учебник для техникумов. М.: Высшая школа, 1987.
4. Шейнблит А.Е.. Курсовое проектирование деталей машин. Учебник для техникумов. М.: Высшая школа, 1991.

Лабораторная работа №3

Изучение конструкции и подбор основных типов муфт

1. Цель работы

Изучение конструкций муфт, определение основных характеристик.

2. Оборудование и инструменты

Модели муфт, штангенциркуль, металлическая линейка.

3. Основные сведения о муфтах

Приводными муфтами (обычно просто муфтами) называются устройства, служащие для кинематической и силовой связи валов в приводах машин и механизмов. Муфты передают с одного вала на другой вращающий момент без изменения его величины и направления, а также компенсируют монтажные неточности и деформации геометрических осей валов, разъединяют и соединяют валы без остановки двигателя, предохраняют машину от поломок в аварийных режимах, в некоторых случаях поглощают толчки и вибрации, ограничивают частоту вращения.

Возможные погрешности при монтаже валов (несоосность валов) показаны на рисунке 1.

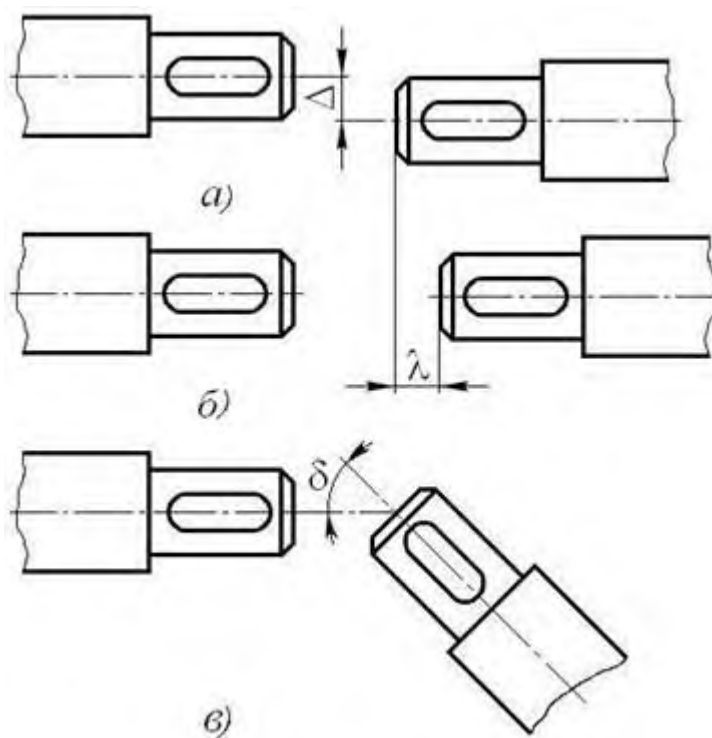


Рисунок 1 - Несоосность валов

На рисунке 1,а показано - радиальное смещение Δ ;

на рисунке 1,б – осевое смещение λ ;

на рисунке 1,в – угловое смещение δ .

Указанные погрешности могут существовать одновременно.

По принципу действия муфты подразделяют на четыре класса:

- 1) нерасцепляемые (не допускающие разъединения валов при работе машины);
- 2) управляемые (допускающие возможность управления муфтой);
- 3) самодействующие (автоматически срабатывающие в результате изменения заданного режима работы);
- 4) прочие (все муфты, не входящие в первые три класса).

Классы муфт (кроме четвертого) подразделяют на группы – механические, гидродинамические, электромагнитные;

подгруппы – жесткие, компенсирующие, упругие, предохранительные, обгонные и др.;

виды – фрикционные, с разрушаемым элементом и др.;

конструктивное исполнение - кулачковые, шариковые, зубчатые, фланцевые, втулочно-пальцевые и др.

В общем случае муфта состоит из ведущей и ведомой полумуфт и соединительных элементов. В механических муфтах в качестве соединительного элемента используют твердые (жесткие или упругие) тела. В гидродинамических муфтах функции соединительного элемента выполняет жидкость, в электромагнитных – электромагнитное поле.

Если в процессе эксплуатации приводимых установок не нарушается соосность валов, то последние можно соединять жесткими муфтами – фланцевыми, втулочными, продольно-свертными.

Если соосность валов нарушена, то выбирают жесткие компенсирующие муфты – расширительные кулачковые муфты, кулачково-дисковые, зубчатые, цепные и т.д.

Опасные перегрузки могут быть ослаблены введением в привод предохранительных муфт – кулачковые, шариковые, фрикционные (конические или дисковые) муфты. Предохранительные муфты автоматически размыкают передачу при достижении моментом предельного значения. Частые пуски и остановки машин без выключения двигателя осуществляются с помощью фрикционных, дисковых муфт.

При передаче момента в одном направлении применяют обгонные муфты (муфты свободного хода). Наиболее распространены роликовые обгонные муфты.

При проектировании муфт задача сводится к подбору муфты по нормам и стандартам. Основным показателем при подборе муфты является диаметр соединяемых валов, а при проверке – вращающий момент, частота вращения.

3.1 Муфта упругая втулочно-пальцевая

Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) состоит из двух полумуфт 1 и 2 (см. рисунок 2), насаженных на концы валов с натягом на призматических шпонках. В одной полумуфте на конических хвостовиках закрепляют пальцы 3 с надетыми на них резиновыми гофрированными втулками 4. Эти резиновые втулки входят в цилиндрические отверстия полумуфты 2.

Муфта компенсирует неточности установки валов: в осевом направлении смещение допускается в пределах $\lambda = (1-5, \max 15)$ мм; радиальные смещения валов допускаются в пределах $\Delta = (0,2-0,6)$ мм в зависимости от размеров муфты; угол перекоса валов δ должен быть не более 1° .

Полумуфту изготавливают из чугуна марки СЧ 21-40, сталь 30, 35Л, пальцы – сталь 45, втулка – резина с пределом прочности при растяжении не ниже 8,0 МПа.

Для проверки прочности рассчитывают пальцы на изгиб, а резину по напряжениям смятия на поверхности контакта втулок с пальцами.

Считается, что все пальцы нагружены одинаково, а напряжение смятия распределено равномерно по длине втулки

Проверка прочности пальцев на изгиб выполняется по выражению

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{T \cdot k \cdot l}{0,1 \cdot d_1^3 \cdot z \cdot D_1} \leq [\sigma_{\text{из}}], \quad \text{МПа}$$

а прочность резиновых втулок по следующему выражению

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T \cdot k}{d_1 \cdot l \cdot z \cdot D_1} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad \text{МПа}$$

где T - крутящий момент, передаваемый муфтой, Нмм;

k - коэффициент динамичности, принимается $k=(1,25-4,0)$;

d_1 - диаметр пальца муфты под резиновой втулкой или резиновыми кольцами, мм;

l - длина резиновой втулки, мм;

z - число пальцев;

D_1 - диаметр окружности расположения центров пальцев, муфты, мм;

$[\sigma_{\text{из}}]$ - допускаемое напряжение изгиба для материала пальцев, МПа,

$[\sigma_{\text{из}}]=(60-80)$, МПа.

$[\sigma_{\text{см}}]$ - допускаемое напряжение смятия материала втулок, МПа,

$[\sigma_{\text{см}}]=(1,8-2,0)$, МПа.

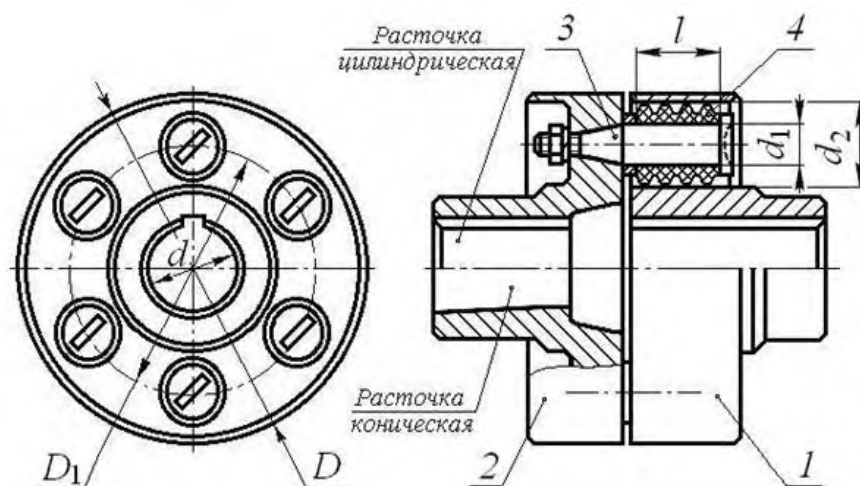


Рисунок 2 - Муфта упругая втулочно-пальцевая

3.2. Муфта с резиновой звездочкой

Муфта состоит из двух полумуфт 1 и 2 (см. рисунок 3) с торцевыми кулачками. Кулачки входят в соответствующие впадины промежуточного элемента – резиновой звездочки 3. Зубья звездочки работают на сжатие. При передаче момента в каждую сторону работает половина зубьев звездочки.

Радиальные смещения могут достигать до 0,2 мм, угловые – до $1^{\circ}30'$.

Материал полумуфты – сталь 35 и выше, допускается чугун СЧ 21-40, звездочки изготавливают из специальной маслостойкой резины.

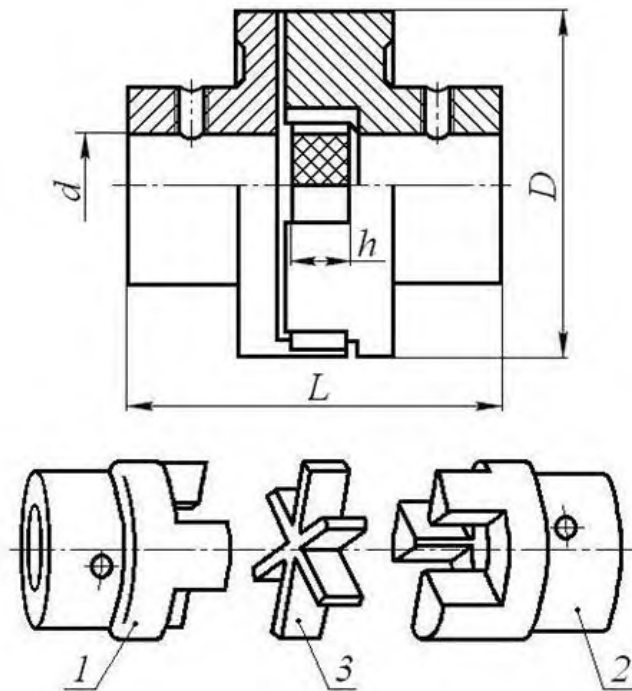


Рисунок 3 - Муфта с резиновой звездочкой

Поверхность звездочек рассчитывается на смятие по выражению

$$\sigma_{см} = \frac{24 \cdot D \cdot T \cdot k}{z \cdot h \cdot (D^3 - d^3)} \leq [\sigma_{см}],$$

где T - крутящий момент, передаваемый муфтой, Нмм;

k - коэффициент динамичности, принимается $k=(1,25-4,0)$;

D – наружный диаметр муфты, мм;

z - число зубьев звездочки;

h - высота зуба звездочки, муфты, мм;

d - диаметр вала муфты, мм;

$[\sigma_{см}]$ - допускаемое напряжение смятия материала звездочки, МПа,

$[\sigma_{см}]= (2,0-2,5)$, МПа.

3.3. Муфта кулачково-дисковая компенсирующая

Состоит из двух полумуфт 1 и 2 (см. рисунок 4), имеющих радиально расположенные пазы, и промежуточного плавающего диска 3 с радиальными взаимно-перпендикулярными выступами (кулачками) на торцах. Выступы диска входят в пазы полумуфт с гарантированным зазором, сопряжение типа ходовой посадки.

При радиальном смещении валов диск совершает сложное движение со скольжением в пазах. Момент передается за счет нажатия друг на друга

боковых поверхностей выступов и пазов. Для снижения потерь на трение рабочие поверхности пазов и выступов должны смазываться.

Допускаемое смещение валов:

- радиальное – $\Delta = 0,04d$, (d – диаметр вала, мм);
- осевое – $\lambda = (0,5-1,0)$, мм;
- угловое – $\delta = 0^\circ 30'$.

Выбранную муфту в случае необходимости проверяют по максимальному давлению на периферийных участках, принимая закон распределения по треугольнику или по трапеции (см. рисунок 4).

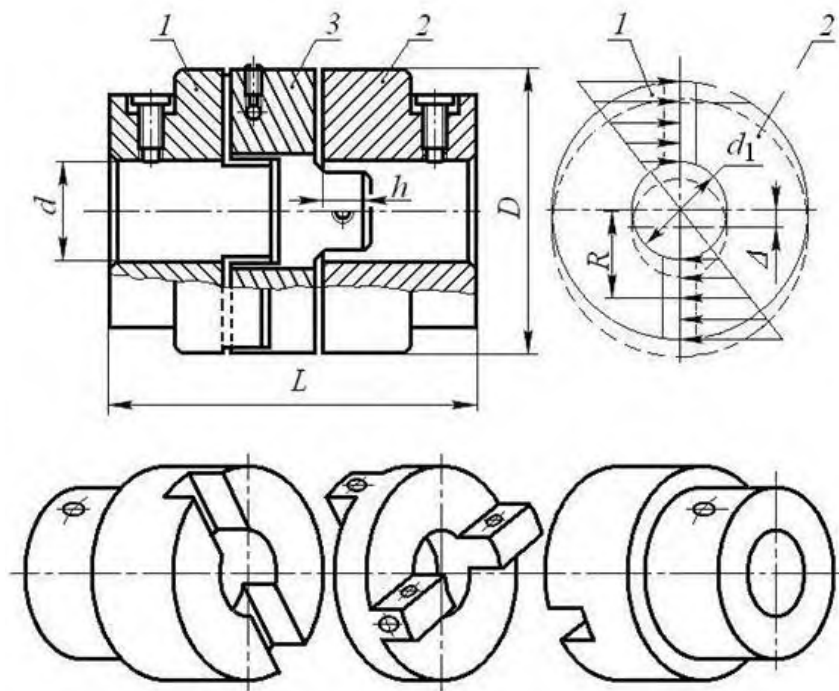


Рисунок 4 - Кулачково-дисковая компенсирующая муфта и эпюра давлений

$$\sigma_{сн} = \frac{6 \cdot D \cdot T \cdot k}{h \cdot (D^3 - d_1^3)} \leq [\sigma_{сн}], \text{ МПа}$$

где D - наружный диаметр муфты, мм;

d_1 - внутренний диаметр отверстия диска, мм;

h - рабочая высота выступов, мм.

Обычно детали кулачково-дисковой муфты изготавливают из сталей Ст.5 (поковка) или Сталь 25Л (литье), легированных типа Сталь 15Х, 20Х с цементацией рабочих поверхностей. При этом $[\sigma_{сн}] = (15 - 20)$, МПа.

3.4. Муфта кулачковая предохранительная

Кулачковая предохранительная муфта представлена на рисунке 5. Во всех предохранительных муфтах полумуфта 1 соединяется со своим валом неподвижно, а полумуфта 2 – с возможностью осевого перемещения.

Полумуфта 2 постоянно прижата к первой посредством пружины 3. Сила прижатия полумуфт регулируется гайкой 4. Сцепление полумуфт осуществляется торцевыми кулачками 5. При нормальной работе каждая из этих муфт вращается как одно целое с соединенными ими валами, при перегрузке происходит расцепление полумуфт. Предохранительные кулачковые муфты применяют только при небольших скоростях и моментах, так как при их перегрузках происходят удары кулачков.

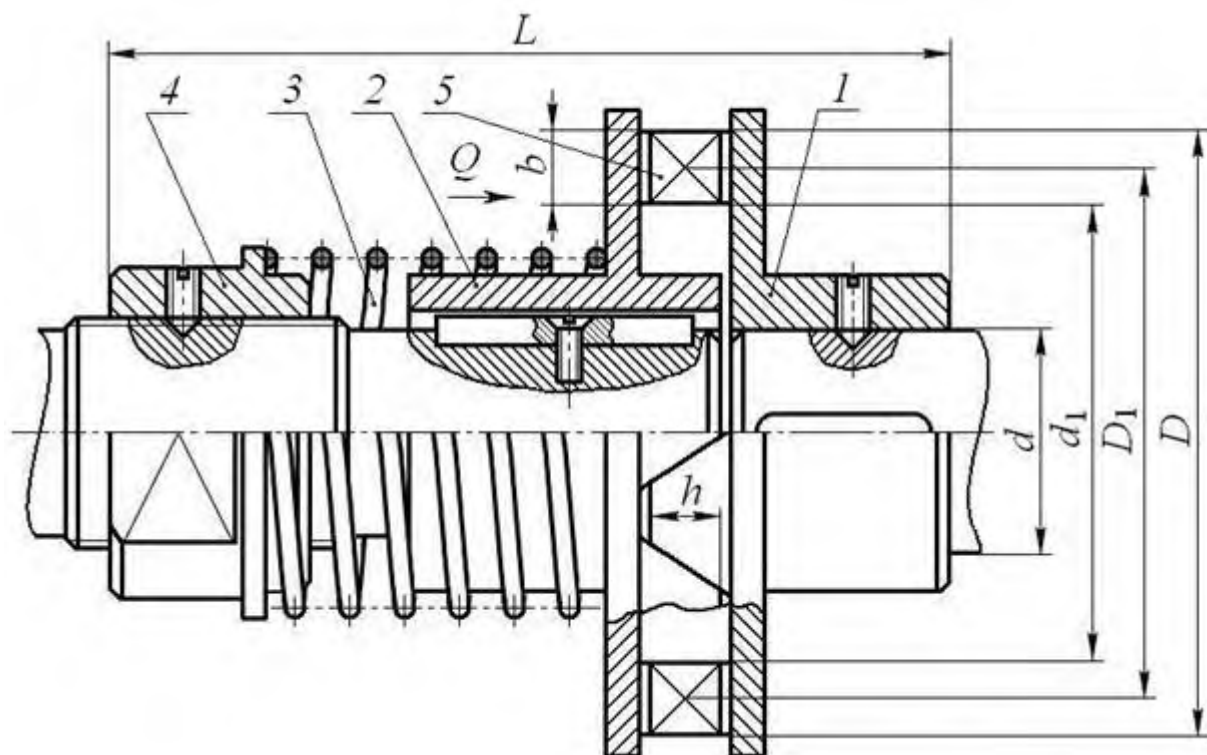


Рисунок 5 - Муфта кулачковая предохранительная

При увеличении момента до предельного, осевые составляющие усилий (см. рисунок 6), действующих на кулачки, сжимают пружину, муфта срабатывает, предохраняя привод от перегрузок.

Материал кулачков – сталь 20Х, 40Х.

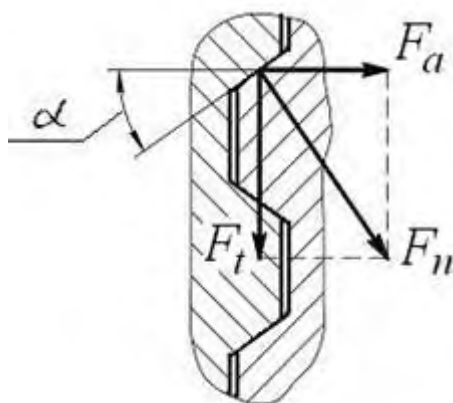


Рисунок 6 - Схема сил действующих в кулачках

Потребная сила сжатия пружины Q для передачи крутящего момента кулачковой муфтой определяется по следующей зависимости

$$Q = \left(\frac{2 \cdot T \cdot k}{D_1} \right) \cdot \left(\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \frac{D_1}{d_1} \cdot f \right),$$

где D_1 - средний диаметр расположения кулачков, мм;

$$D_1 = \frac{(D + d_1)}{2},$$

где d_1 - внутренний диаметр кулачков, мм;

D - наружный диаметр кулачков, мм;

α - угол наклона рабочих граней кулачка, у трапецеидальных кулачков $\alpha = (3 - 10)^\circ$;

ρ - угол трения в зацеплении кулачков, $\rho = (6 - 8)^\circ$;

f - коэффициент трения скольжения в шпоночном соединении, для стали $f = (0,12 - 0,16)$.

Рабочая поверхность кулачков проверяется по напряжению смятия. Считают, что нагрузка распределяется равномерно между кулачками

$$\sigma_{сж} = \frac{2 \cdot T \cdot k}{(z \cdot D_1 \cdot b \cdot h)} \leq [\sigma_{сж}], \text{ МПа},$$

где z - число кулачков;

$$b - \text{ширина кулачка, мм, } b = \frac{D - d_1}{2};$$

h - рабочая высота кулачка, мм.

$[\sigma_{сж}]$ - допускаемое напряжение смятия кулачков, МПа,

Рекомендуется $[\sigma_{сж}] = (35 - 120)$, МПа.

3.5. Фрикционные управляемые муфты

По форме рабочих поверхностей фрикционные управляемые муфты могут быть дисковые, цилиндрические, конусные (см. рисунок 7). Муфты не допускают несоосности. При включении фрикционных муфт крутящий момент возрастает постепенно по мере увеличения силы нажатия Q на поверхности трения. В процессе включения муфта пробуксовывает и разгон ведомого вала происходит плавно.

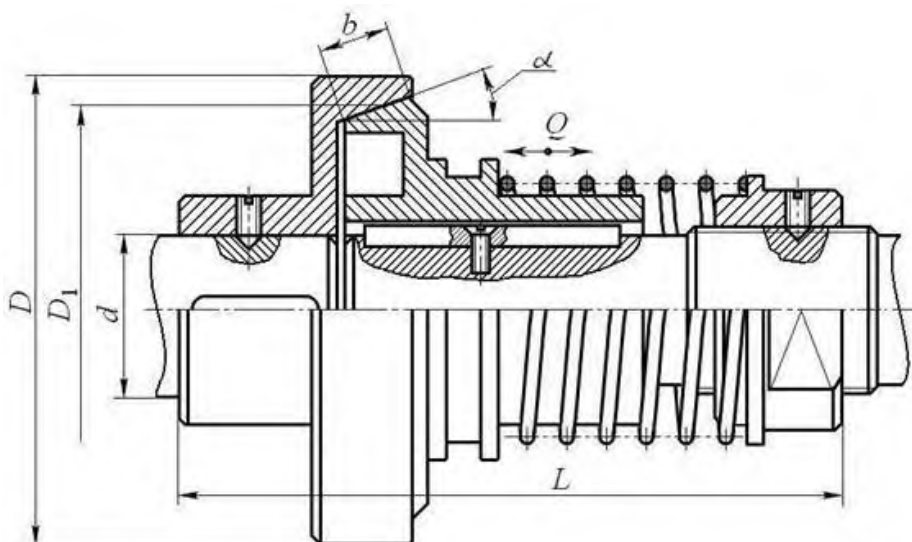


Рисунок 7 - Фрикционная конусная управляемая муфта

Потребная сила включения муфты

$$Q = \frac{2 \cdot T \cdot \beta \cdot \sin \alpha}{D_1 \cdot f}, \text{ Н,}$$

где β - коэффициент запаса сцепления, $\beta = (1,25 - 1,5)$

f - коэффициент трения, $f = (0,06 - 0,4)$ зависит от материалов;

α - угол наклона конуса, обычно $\alpha = (10 - 15)^\circ$;

D_1 - средний диаметр конуса, мм.

Муфту проверяют по удельному давлению

$$p = \frac{Q}{\pi \cdot b \cdot D_1 \cdot \sin \alpha} \leq [p]$$

где b - ширина контакта трения, мм;

$[p]$ - допустимое давление на поверхности трения, МПа, для чугуна по стали $[p] = (1 - 3)$ МПа.

4. Порядок выполнения работы

- 1) Ознакомиться с конструкциями муфт;
- 2) Рассчитать передаваемый муфтой крутящий момент;
- 3) Рассчитать МУВП:
 - проверка прочности пальцев на изгиб;
 - проверка прочность резиновых втулок на смятие.

Источники информации:

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П.. Детали машин. Курсовое проектирование. Учебник для техникумов. М.: Высшая школа, 1984.
2. Куклин Н.Г., Куклина Г.С.. Детали машин. Учебник для техникумов. М.: Высшая школа, 1987.
3. Шейнблит А.Е.. Курсовое проектирование деталей машин. Учебник для техникумов. М.: Высшая школа, 1991.

Пример расчета

(исходные данные принять из практических работ №2 и 5):

1. По заданному моменту на валу $T = 309,21 \text{ Н} \cdot \text{м}$

$$T_{расч} = K \cdot T_3, \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_{расч} = 1,2 \cdot 309,21 = 370 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

где $K = 1,15 \dots 1,3$ – коэффициент долговечности

Принимаем муфту упругую втулочно-пальцевую МУВП ГОСТ 21425-93 на $T = 500 \text{ НМ}$ со следующими данными:

$$\left. \begin{array}{l} d_0 = 36 \text{ мм} \\ l_{цил.} = 82 \text{ мм} \\ L = 169 \text{ мм} \\ D = 170 \text{ мм} \end{array} \right\} (3) \text{ табл. К21}$$

пальцы втулки:

$$\left. \begin{array}{l} d_n = 18 \text{ мм} \\ l_n = 82 \text{ мм} \\ d_{\epsilon} = 35 \text{ мм} \\ l_{\epsilon} = 36 \text{ мм} \\ Z = 6 \end{array} \right\} (3) \text{ табл. К21}$$

2. Диаметр расположения пальцев

$$D_0 = D - (1,5 \dots 1,6) d_0$$

$$D_0 = 170 - (1,5 \dots 1,6) \cdot 36 = 116 \dots 112 \text{ мм}$$

Принимаем $D_0 = 115 \text{ мм}$

3. Проверка упругости элемента на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{2T_p \cdot 10^3}{Z \cdot D_0 \cdot d_n \cdot l_{см}} \leq [\sigma]_{см}; \quad [\sigma_{см}] = 2 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 370 \cdot 10^3}{6 \cdot 115 \cdot 18 \cdot 36} = 1,66 \text{ МПа}$$

Значит, упругий элемент по проверке на смятие проходит.

4. Расчет пальцев на изгиб

$$C = 2 \dots 5 \text{ мм}$$

$$\sigma_{из} = \frac{2T_p(0,5 \cdot l_{см} + C)}{Z \cdot D_0 \cdot 0,1 \cdot d_n^3} ; \quad \sigma_{из} = \frac{2 \cdot 370 \cdot (0,5 \cdot 36 + 4) \cdot 10^3}{6 \cdot 115 \cdot 0,1 \cdot 18^3} = 40,5 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_u = (0,4 \dots 0,5) \cdot \sigma_T$$

$$\sigma_T = 280 \text{ МПа (1) с. 125}$$

Пальцы по расчету на изгиб проходят, т.к. эта муфта имеет небольшую компенсирующую способность и при соединении соосных валов оказывает достаточно большое силовое воздействие на валы и опоры, при этом резиновые втулки быстро выходят из строя. Поэтому в настоящее время наиболее выгодно применять муфты с торообразной оболочкой Т = 500 НМ ГОСТ 20884 – 93.

Раздел 4. Направленность контрольно-оценочных материалов для итоговой аттестации по учебной дисциплине

4.1. Направленность освоенных умений на формирование ПК и ОК

Коды проверяемых умений	Коды компетенций, на формирование которых направлены умения
У1	ОК 4; ОК 5; ПК 1.1; ПК1.2; ПК1.3; ПК1.5; ПК 2.2, ПК2.3; ПК3.4
У2	ОК 1; ОК 2; ОК 3; ОК 4; ОК 5; ОК 6; ОК 7 ПК1.1; ПК1.2; ПК1.3; ПК1.4; ПК1.5; ПК2.1; ПК 2.2; ПК2.3; ПК2.4; ПК3.2; ПК3.4
У3	ОК 1; ОК2; ОК 3; ОК 4; ОК 5; ОК 6; ОК 7 ПК1.1; ПК1.2; ПК1.3; ПК1.4; ПК1.5; ПК2.1; ПК 2.2; ПК2.3; ПК2.4; ПК3.1; ПК3.2; ПК3.4

4.2. Направленность усвоенных знаний на формирование ПК и ОК

Коды проверяемых знаний	Коды компетенций, на формирование которых направлены знания
31	ОК 3, ОК 4, ОК 5; ПК 1.1-ПК 1.4; ПК 2.1-ПК 2.3
32	ОК 2, ОК 3, ОК 4, ОК 5; ПК 1.1-ПК 1.4; ПК 2.1-ПК 2.4; ПК 3.4
33	ОК 2, ОК 3, ОК 4, ОК 5; ПК 1.1-ПК 1.4; ПК 2.1-ПК 2.4; ПК 3.4
34	ОК 2, ОК 3, ОК 4, ОК 5; ПК 1.1-ПК 1.4; ПК 2.1-ПК 2.3