

НЕФТЕЮГАНСКИЙ ИНДУСТРИАЛЬНЫЙ КОЛЛЕДЖ
(филиал) федерального государственного бюджетного образовательного учреждения
высшего образования «Югорский государственный университет»

ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА

Методические указания и контрольные задания
для обучающихся заочной формы обучения
Часть 2

Специальность 21.02.01 Разработка и эксплуатация нефтяных и газовых месторождений

Нефтеюганск
2018

ОДОБРЕНА
Предметной (цикловой)
комиссией
Протокол № 6 от 01.03.18
Председатель П(Ц)К
Сагдатдинова О.С.

Утверждена
заседанием методсовета
Протокол № 4 от 29.03.18
Председатель методсовета
Н. И. Савватеева

Методические указания и контрольные задания для обучающихся заочной формы обучения по дисциплине «Техническая механика» разработаны в соответствии с требованиями ФГОС СПО по специальности 21.02.01 Разработка и эксплуатация нефтяных и газовых месторождений.

Разработчик: Рева Н.Ю. – преподаватель НИК (филиала) федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Югорский государственный университет».

Содержание

1. Пояснительная записка	4
2. Тематический план и содержание учебной дисциплины «Техническая механика»	5
3. Требования к выполнению и оформлению контрольной работы	10
4. Контрольная работа	11
5. Методические указания по решению задач	14
6. Список используемой литературы	39

Приложение 1 - Механические характеристики сталей для изготовления зубчатых колес и других деталей

Приложение 2 - Модуль зубьев m (выборка)

Приложение 3 - Шариковые подшипники радиальные однорядные (ГОСТ 8338-75)

Приложение 4 - Значения x , y , e для радиальных и радиально-упорных шариковых подшипников

Приложение 5 - Призматические шпонки (ГОСТ 23360-78)

Приложение 6 - Передатки зубчатые конические (ГОСТ 12289-76)

Приложение 7 - Графики для определения предварительного значения числа зубьев z_1 конической шестерни

Приложение 8 - Механические характеристики материалов венцов червячных колес

Приложение 9 - Значения угла ϕ' трения в червячной передаче при различных скоростях v_s скольжения

Пояснительная записка

Методические указания и контрольные задания учебной дисциплины «Техническая механика» разработаны в соответствии с требованиями ФГОС СПО по специальности 21.02.01 Разработка и эксплуатация нефтяных и газовых месторождений.

В результате освоения дисциплины обучающийся должен **уметь**:

- определять напряжения в конструкционных элементах;
- определять передаточные отношения;
- проводить расчет и проектирование детали и сборочной единицы общего назначения;
- проводить сборочно-разборочные работы в соответствии с характером соединений деталей и сборочных единиц;
- производить расчеты на сжатие, срез и смятие;
- производить расчеты элементов конструкций на прочность, жесткость и устойчивость;
- собирать конструкции из деталей по чертежам и схемам;
- читать кинематические схемы.

В результате освоения дисциплины обучающийся должен **знать**:

- виды движений и преобразующие движение механизмы;
- виды износа и деформаций деталей и узлов;
- виды передач, их устройство, назначение, преимущества и недостатки, условные обозначения на схемах;
- кинематику механизмов, соединения деталей машин, механические передачи, виды и устройство передач;
- методику расчета конструкций на прочность, жесткость и устойчивость при различных видах деформации;
- методику расчета на сжатие, срез и смятие;
- назначение и классификацию подшипников;
- характер соединения основных сборочных единиц и деталей;
- основные типы смазочных устройств;
- типы, назначение, устройство редукторов;
- трение, его виды, роль трения в технике;
- устройство и назначение инструментов и контрольно-измерительных приборов, используемых при техническом обслуживании и ремонте оборудования.

На изучение учебной дисциплины отводится 216 часов, в том числе 184 часа на самостоятельную работу. При заочной форме обучения учебная дисциплина «Техническая механика» изучается на первом и втором курсе. На втором курсе предусмотрено 18 часов аудиторных занятий, из них 6 часов отведено на выполнение практических работ.

Формой контроля на 2 курсе является экзамен.

2. Тематический план и содержание учебной дисциплины «Техническая механика»

Наименование разделов и тем	Содержание учебного материала, лабораторные и практические работы, самостоятельная работа обучающихся	Объем часов	Уровень освоения
1	2	3	4
1 курс			
Раздел 1.	Сопротивление материалов	64/32	
Тема 1.1 Основные положения. Гипотезы и допущения	Основные требования к деталям и конструкциям и виды расчетов в сопротивлении материалов. Основные гипотезы и допущения. Классификация нагрузок и элементов конструкции. Нагрузки внешние и внутренние, метод сечений. Напряжения.	4	2
	Самостоятельная работа №1 Составление таблицы «Классификация нагрузок».	1	
Тема 1.2 Растяжение и сжатие.	Растяжение и сжатие. Построение эпюры продольных сил. Напряжения при растяжении и сжатии. Продольные и поперечные деформации. Закон Гука. Механические испытания. Механические характеристики. Виды диаграмм растяжения. Предельные и допустимые напряжения. Расчеты на прочность при растяжении и сжатии.	6	2
	Практическая работа № 1 Построение эпюр продольных сил и нормальных напряжений при растяжении (сжатии).	2	2
	Самостоятельная работа №2 Работа с конспектом лекции.	1	
	Самостоятельная работа №3 Подготовка ответов на контрольные вопросы.	1	
	Самостоятельная работа №4 Оформление практической работы №1.	2	
Тема 1.3 Практические расчеты на срез смятие.	Сдвиг (срез). Смятие. Основные предпосылки расчетов и расчетные формулы.	4	2
	Практическая работа №2 Расчет на срез и смятие заклепочных соединений.	2	2
	Самостоятельная работа №5 Подготовка ответов на контрольные вопросы.	1	
	Самостоятельная работа №6 Решение вариативных задач на тему «Практические расчеты на срез и смятие».	1	
	Самостоятельная работа №7 Оформление практической работы №2.	2	
Тема 1.4 Геометрические характеристики плоских сечений.	Статический момент площади сечения. Центробежный момент инерции. Осевые моменты инерции. Полярный момент инерции сечения. Моменты инерции простейших сечений. Моменты инерции относительно параллельных осей. Главные оси и главные моменты инерции.	4	2
	Самостоятельная работа №8 Работа с конспектом лекции.	1	
	Самостоятельная работа №9 Решение вариативных задач на тему «Определение главных центральных моментов инерции плоских сечений, составленных из стандартных профилей».	1	
Тема 1.5 Кручение.	Деформации при кручении. Гипотезы при кручении. Внутренние силовые факторы при кручении. Эпюры крутящих моментов. Напряжения при кручении. Напряжения в любой точке поперечного сечения. Максимальные напряжения при кручении. Виды расчетов на прочность. Расчет на жесткость. Расчеты на прочность и жесткость при кручении.	6	2
	Практическая работа № 3 Расчет на прочность и жесткость при кручении круглого бруса.	2	2
	Самостоятельная работа №10 Подготовка ответов на контрольные вопросы.	1	
	Самостоятельная работа №11 Решение вариативных задач на тему «Расчет на прочность и жесткость при кручении круглого бруса».	2	
	Самостоятельная работа №12 Оформление практической работы №3.	2	

Тема 1.6 Изгиб.	Основные определения. Внутренние силовые факторы при изгибе. Принятые в машиностроении знаки поперечных сил и изгибающих моментов. Дифференциальные зависимости при прямом поперечном изгибе. Построение эпюр поперечных сил и изгибающих моментов. Основные правила построения эпюр. Основные правила построения эпюр в случае приложения распределительной нагрузки. Контроль правильности решений. Деформации при чистом изгибе. Формула для расчета нормальных напряжений при изгибе. Рациональные сечения при изгибе. Расчет на прочность при изгибе. Поперечный изгиб. Внутренние силовые факторы. Напряжения. Понятия о линейных и угловых перемещениях при изгибе.	12	2
	Практическая работа №4 Построение эпюр поперечных сил и изгибающих моментов. Расчет на прочность при изгибе.	4	2
	Самостоятельная работа №13 Работа с конспектом лекций	2	
	Самостоятельная работа №14 Решение вариативных задач на тему «Расчет на прочность при изгибе».	2	
	Самостоятельная работа №15 Подготовка ответов на контрольные вопросы.	2	
	Самостоятельная работа №16 Оформление практической работы №4	2	
Тема 1.7 Сочетание основных деформаций.	Напряженное состояние в точке. Понятие о сложном деформированном состоянии. Расчет круглого бруса на изгиб с кручением. Формулы для расчета эквивалентных напряжений. Особенность расчета валов.	4	2
	Практическая работа №5 Расчет круглого бруса при совместном действии изгиба и кручения	2	2
	Самостоятельная работа №17 Решение вариативных задач на тему «Расчет круглого бруса при совместном действии изгиба и кручения».	1	
	Самостоятельная работа №18 Оформление практической работы №5.	2	
Тема 1.8 Устойчивость сжатых стержней.	Понятие об устойчивом и неустойчивом равновесии. Расчет на устойчивость. Способы определения критической силы. Расчет по формуле Эйлера. Критические напряжения. Пределы применимости формулы Эйлера. Расчет критического напряжения по формуле Ф.О.Ясинского для стальных стержней. Порядок выполнения расчета на устойчивость.	6	2
	Практическая работа №6 Расчет на устойчивость сжатых стержней.	2	2
	Самостоятельная работа №19 Подготовка ответов на контрольные вопросы.	1	
	Самостоятельная работа №20 Решение вариативных задач на тему «Расчет критического напряжения по формуле Ф.О.Ясинского для стальных стержней».	2	
	Самостоятельная работа №21 Оформление практической работы №6	1	
Тема 1.9 Сопротивление усталости.	Основные понятия. Факторы, влияющие на сопротивление усталости. Основы расчета на прочность при переменных напряжениях	4	2
	Самостоятельная работа №22 Работа с конспектом лекций	1	
2 курс			
Раздел 2	Теория механизмов и машин	80/40	
Тема 2.1 Общие сведения о некоторых механизмах.	Виды механизмов. Структура механизмов. Основные понятия и определения: машина, механизм, звено. кинематическая пара, кинематическая цепь. Классификация машин и механизмов.	2	2
	Самостоятельная работа №23 Работа с конспектом лекций.	1	
Тема 2.2 Виды движений и преобразующие движения	Простейшие движения твердого тела. Поступательное движение. Вращательное движение. Частные случаи вращательного движения. Скорости и ускорения точек вращающегося тела. Преобразующие движения механизмы. Сложное движение твердого тела. Плоскопараллельное движение твердого тела. Метод разложения сложного движения на поступательное и вращательное. Метод определения мгновенного центра скоростей. Кривошипный механизм	4	

механизмы	Самостоятельная работа №24 Работа с конспектом лекции	2	
Тема 2.3 Трение	Понятие о трении. Виды трения. Роль трения в технике.	2	2
	Самостоятельная работа №25 Работа с конспектом лекций	1	
Раздел 3.	Детали машин		
Тема 3.1 Основные положения.	Цели и задачи раздела. Механизм. Машина. Классификация машин. Детали и сборочная единица. Требования, предъявляемые к машинам, деталям и сборочным единицам. Критерии работоспособности и расчета деталей машин. Понятие о системе автоматизированного проектирования.	2	2
	Самостоятельная работа №26 Составление таблицы «Классификация машин»	1	
Тема 3.2 Общие сведения о передачах.	Назначение механических передач и их классификация. Передаточное отношение и передаточное число. Основные кинематические и силовые соотношения в передачах. Расчет многоступенчатого привода.	4	2
	Практическая работа №7 Кинематический и силовой расчет многоступенчатого привода	4	2
	Самостоятельная работа №27 Решение вариативных задач на тему «Кинематический и силовой расчет многоступенчатого привода».	2	
	Самостоятельная работа №28 Оформление практической работы №7	2	
Тема 3.3 Фрикционные передачи и вариаторы.	Принцип работы фрикционных передач с нерегулируемым передаточным числом. Достоинства и недостатки, область применения. Цилиндрическая фрикционная передача. Виды разрушений и критерии работоспособности. Передача с бесступенчатым регулированием передаточного числа – вариаторы. Кинематические схемы вариаторов. Область применения. Определение диапазона регулирования.	2	2
	Самостоятельная работа №29 Составление таблицы «Достоинства и недостатки фрикционных передач»	1	
Тема 3.4 Зубчатые передачи.	Общие сведения о зубчатых передачах. Характеристики, классификации и область применения зубчатых передач. Основы теории зубчатого зацепления. Зацепление двух эвольвентных колес, основные элементы и характеристики зацепления. Зацепление шестерни с рейкой. Прямозубые цилиндрические передачи. Геометрические соотношения. Силы, действующие в зацеплении. Расчет на контактную прочность и изгиб. Косозубые цилиндрические передачи. Шевронные зубчатые передачи. Особенности геометрии и расчета на прочность. Конические зубчатые передачи. Основные геометрические соотношения. Силы, действующие в зацеплении. Расчет конических передач. Передачи с зацеплением Новикова. Планетарные зубчатые передачи. Принцип работы и устройство.	6	3
	Практическая работа №8 Проектный расчет цилиндрической зубчатой передачи. Ее геометрический, кинематический и силовой расчеты.	4	2
	Самостоятельная работа №30 Работа с конспектом лекции.	1	
	Самостоятельная работа №31 Решение вариативных задач на тему «Расчет на контактную прочность и изгиб».	2	
	Самостоятельная работа №32 Оформление практической работы №8.	2	
Тема 3.5 Передача винт – гайка.	Винтовая передача. Принцип работы, устройство, сравнительная оценка и область применения. Передачи с трением скольжения и трением качения, их сравнительная оценка. КПД передачи. Виды разрушения и критерии работоспособности. Материалы винтовой пары. Проектный и проверочный расчеты передачи с трением скольжения.	4	2
	Самостоятельная работа №33 Подготовка к текущему контролю.	2	

Тема 3.6 Червячная передача.	Общие сведения о червячных передачах: принцип работы, устройство, сравнительная оценка и область применения. Классификация. Геометрические соотношения, передаточное число., КПД. Силы, действующие в зацеплении. Виды разрушений зубьев червячных колес и основные критерии работоспособности передачи. Материалы звеньев червячной пары. Допускаемые напряжения. Расчет зубьев колес на контактную прочность и изгиб. Тепловой расчет червячной передачи.	4	2
	Практическая работа №9 Проектный расчет червячной передачи. Ее геометрический, кинематический и силовой расчеты.	2	2
	Самостоятельная работа №34 Составление таблицы «Виды разрушений зубьев червячных колес»	1	
	Самостоятельная работа №35 Подготовка к текущему контролю.	1	
	Самостоятельная работа №36 Оформление практической работы №9	1	
Тема 3.7 Общие сведения о редукторах.	Общие сведения о редукторах. Назначение, устройство, классификация. Конструкции одно- и двухступенчатых редукторов. Мотор- редукторы. Основные параметры редукторов. Основные типы смазочных устройств.	2	2
	Самостоятельная работа №37 Составление таблицы «Классификация редукторов».	1	
Тема 3.8 Ременные передачи.	Общие сведения о ременных передачах: принцип действия, устройство, сравнительная оценка, область применения. Классификация. Детали ременных передач. Основные геометрические соотношения. Силы и напряжения в ветвях ремня. Скольжение ремня на шкивах. Передаточное число. Виды разрушений и критерии работоспособности передачи. Расчет передач по тяговой способности.	4	3
	Практическая работа №10 Проектный расчет ременной передачи. Ее геометрический, кинематический и силовой расчеты.	2	2
	Самостоятельная работа №38 Решение вариативных задач на тему «Кинематический, геометрический и силовой расчет ременных передач».	1	
	Самостоятельная работа №39 Оформление практической работы №10.	1	
Тема 3.9 Цепные передачи.	Общие сведения о цепных передачах: принцип действия, устройство, сравнительная оценка, область применения. Классификация. Детали цепных передач. Основные геометрические соотношения. Передаточное число. Силы, действующие в цепной передаче. Виды разрушений и критерии работоспособности передачи. Проверочный и проектный расчеты цепных передач.	4	2
	Самостоятельная работа №40 Решение вариативных задач на тему «Подбор и проверочный расчет приводных роликовых цепей».	1	
Тема 3.10 Валы и оси.	Валы и оси, их назначение и классификация. Элементы конструкций. Материалы валов и осей. Выбор расчетных схем. Проектировочный и проверочный расчеты валов	2	2
	Практическая работа №11 Проектный расчет и конструирование валов.	2	2
	Самостоятельная работа №41 Решение вариативных задач на тему «Уточненный расчет валов по коэффициенту запаса прочности».	1	
	Самостоятельная работа №42 Оформление практической работы №11	1	
Тема 3.11 Опоры валов и осей.	Подшипники скольжения: принцип действия, устройство, сравнительная оценка, область применения. Материалы и смазка. Виды разрушения и критерии работоспособности. Расчеты на износостойкость и теплостойкость. Подшипники качения: принцип действия, устройство, сравнительная оценка. Классификация. Условное обозначение подшипников качения. Особенности работы и причины выхода из строя. Подбор подшипников по динамической грузоподъемности. Расчет на долговечность. Смазка и уплотнение. Краткие сведения о конструировании опор валов.	2	2

	Лабораторная работа № 1 Изучение конструкции подшипников качения и скольжения.	2	2
	Практическая работа № 12 Подбор подшипников качения для валов и осей. Проверка подшипников на долговечность.	2	2
	Самостоятельная работа №43 Решение вариативных задач на тему «Расчет подшипников скольжения на износостойкость и теплостойкость».	1	
	Самостоятельная работа №44 Оформление лабораторной работы №1.	1	
	Самостоятельная работа №45 Оформление практической работы №12.	1	
Тема 3.12 Муфты.	Назначение и классификация муфт. Устройство и принцип действия основных типов муфт. Подбор стандартных и нормализованных муфт.	2	2
	Самостоятельная работа №46 Решение вариативных задач на тему «Подбор соединительных муфт по заданному моменту и диаметру вала».	1	
Тема 3.13 Неразъемные соединения деталей.	Общие требования к неразъемным соединениям. Клепанные, сварные, паяные и клеевые соединения. Допускаемые напряжения. Расчет соединений.	2	2
	Общие сведения о соединениях с натягом. Расчет соединений и выбор стандартной посадки.		
	Практическая работа №13 Расчет соединений с натягом. Выбор стандартной посадки.	2	2
	Самостоятельная работа №47 Решение вариативных задач на тему «Проверочный расчет сварных соединений».	1	
	Самостоятельная работа №48 Оформление практической работы №13.	1	
Тема 3.14 Разъемные соединения.	Резьбовые соединения. Классификация резьбы и основные геометрические параметры резьбы. Основные типы резьбы, их сравнительная характеристика и область применения Расчет на прочность.	2	2
	Шпоночные и шлицевые соединения. Классификация, сравнительная характеристика. Расчет соединений.		
	Практическая работа №14 Расчет на прочность одиночного болта при постоянной нагрузке.	2	2
	Самостоятельная работа №49 Решение вариативных задач «Подбор шпонок и шлицевых соединений и их проверочный расчет»	1	
Тема 3.15 Сборка зубчатых передач.	Сборка валов, осей и муфт. Сборка подшипников качения и скольжения. Применение уплотнительных устройств подшипников. Сборка редуктора цилиндрического с косозубыми колесами. Основные типы смазочных устройств.	2	2
	Лабораторная работа №2 Сборка и разборка зубчатых передач.	4	2
	Самостоятельная работа №51 Работа с конспектом лекций.	1	
	Самостоятельная работа №52 Оформление лабораторной работы №2.	1	
Тема 3.16 Инструмент и контрольно- измерительные приборы, применяемые при техническом обслуживании и ремонте оборудования	Устройство и назначение инструментов и контрольно-измерительных приборов, используемых при техническом обслуживании и ремонте оборудования.	2	2
	Самостоятельная работа №53 Подготовка к экзамену.	4	
ВСЕГО		216	

Требования к выполнению и оформлению контрольной работы

Методические указания и контрольные задания учебной дисциплины «Техническая механика» составлены на основании рабочей программы по дисциплине «Техническая механика» и предназначены для обучающихся специальности 21.02.01 Разработка и эксплуатация нефтяных и газовых месторождений.

При выполнении контрольной работы следует обратить внимание на следующие требования:

1. К выполнению контрольной работы приступать только тогда, когда тщательно изучен необходимый материал.
2. Контрольная работа должна быть выполнена в тетради в клетку.
3. На обложке тетради указывается дисциплина, шифр, вариант учащегося, Ф.И.О. обучающегося и преподавателя.
4. Номер варианта контрольной работы соответствует номеру списка в журнале.
5. Все рисунки и схемы должны быть выполнены карандашом под линейку.
6. Решаемая задача должна иметь логическое заключение. При необходимости сделать выводы по решаемой задаче.
7. В конце контрольной работы указывается список используемой литературы (фамилия автора, название книги и год издания).
8. При возврате контрольной работы обучающийся должен внимательно прочитать рецензию преподавателя, выполнить все его рекомендации и советы. Исправления необходимо выполнить в той же тетради и сдать контрольную работу повторно.
9. При решении задач рекомендуется использовать методику и примеры, представленные в данном методическом указании.
10. Контрольная работа должна быть предоставлена в учебную часть в срок, указанный в учебном графике.
11. Выполненная контрольная работа оценивается оценкой «зачтено» или «не зачтено». Контрольная работа, выполненная небрежно или не по своему варианту, возвращается обучающемуся без проверки.
12. Обучающиеся, не выполнившие контрольную работу по дисциплине, к экзамену не допускаются.
13. По всем вопросам, которые возникают в процессе изучения материала и выполнения контрольной работы, следует обратиться к преподавателю данной дисциплины за консультацией.

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА №2

Вторая контрольная работа включает пять взаимосвязанных задач, т.е. условие каждой последующей задачи вытекает из решения предыдущей.

Задача 1. Привод состоит из электродвигателя мощностью $P_{\text{дв}}$, кВт, с частотой вращения $n_{\text{дв}}$, мин⁻¹, редуктора и цепной (ременной) передачи. Требуется выполнить кинематический расчет привода, состоящего из электропривода двух передач:

- определить угловые скорости валов;
- определить передаточные числа;
- определить КПД и вращающие моменты для всех валов.

При расчете принимать следующие значения КПД механических передач:

КПД пары подшипников $\eta_{\text{подш}} = 0,99$;

КПД цепной передачи $\eta_{\text{ц.п}} = 0,95$;

КПД ременной передачи $\eta_{\text{р.п.}} = 0,96$;

КПД зубчатой передачи $\eta_{\text{зуб}} = 0,97$;

КПД червячной передачи $\eta_{\text{ч.п.}} = 0,77 \dots 0,85$.

Задача 2. В зависимости от варианта по данным первой задачи рассчитать основные параметры зубчатой или червячной неревверсивной передачи общего назначения с ресурсом работы $t = 36000$ ч для зубчатой передачи и $t = 22000$ ч для червячной передачи.

При выборе твердости заданного материала по таблице и для определения допускаемых напряжений рекомендуется:

- при расчете прямозубых передач твердость материала шестерни брать на 20...30 единиц HB больше, чем для колеса, т.е. принимать $HB_1 = HB_2 + (20 \dots 30)$, что обеспечивает лучшую приработку зубьев и примерно одинаковый износ шестерни и колеса;
- при расчете косозубых и шевронных передач $HB_1 = HB_2 + (50 \dots 80)$, что позволяет существенно повысить нагрузочную способность этих передач.

Задача 3. Исходя из результатов решения первой и второй задач определить основные размеры вала.

Задача 4. Подобрать подшипники качения для ведомого вала рассчитываемого редуктора. Долговечность работы подшипника должна соответствовать сроку службы передачи.

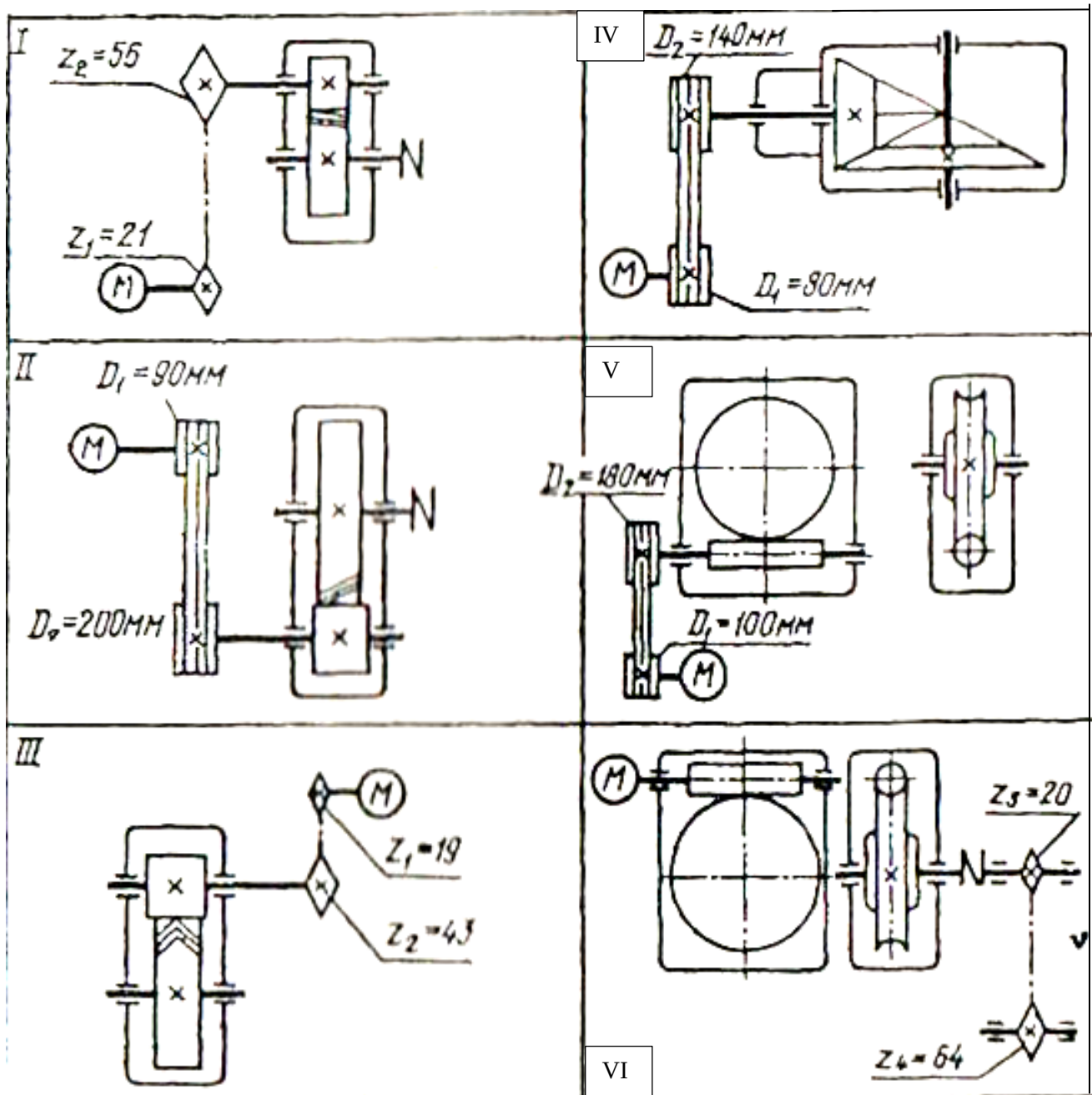
Задача 5. Подобрать шпонку для соединения ведомого колеса с валом и проверить прочность соединения.

Исходные данные и кинематическую схему выбрать из таблицы 1.

Таблица 1.

№ варианта	№ схемы	Мощность электродвигателя Р, кВт	Частота вращения вала электродвигателя n, об/мин	Передаточное число редуктора u_p
1.	2	2,5	710	4
2.	3	2,2	970	4
3.	4	4,6	980	2,5
4.	1	2,5	720	2,5
5.	5	1,2	1440	12,5
6.	1	3,0	955	2
7.	6	1,8	1440	16
8.	5	2,4	1500	20
9.	1	2,3	750	3,15
10.	1	3,4	970	4
11.	2	2,6	989	3,15
12.	6	1,7	1000	12
13.	5	1,6	1440	20
14.	3	3,2	970	2,5
15.	5	2,6	1000	25
16.	4	1,7	980	4
17.	3	2,4	970	1,6
18.	2	0,8	935	1,25
19.	1	1,6	980	1,25
20.	2	1,1	970	2
21.	3	1,9	1440	1,6
22.	4	1,4	955	3,15
23.	5	1,4	955	3,15
24.	1	5,5	720	4
25.	6	2,2	1000	20
26.	5	1,6	980	25
27.	2	1,2	720	2,5
28.	3	3,8	710	2
29.	4	1,6	710	1,6
30.	3	1,2	1000	3,15

РАСЧЕТНЫЕ СХЕМЫ



Методические указания по решению задач

Пример №1

Задание. Для привода рабочей машины, состоящей из механических передач. Требуется определить угловые скорости и вращающие моменты на валах с учетом коэффициента полезного действия. Передаточное число редуктора $u_p=2,8$. Мощность электродвигателя $P_{дв}=7,0$ кВт, с частотой вращения $n_{дв}=750$ мин⁻¹. Ресурс работы $t=25000$ ч.

При расчете принимать следующие значения КПД механических передач:

КПД пары подшипников $\eta_{подш} = 0,99$;

КПД ременной передачи $\eta_{р.п.} = 0,96$;

КПД зубчатой передачи $\eta_{зуб} = 0,97$;

Решение

1. Определяем передаточное число ременной передачи без учета трения скольжения:

$$u_1 = u_{р.п.} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{160}{80} = 2.$$

2. Угловая скорость (ведущего вала ременной передачи) электродвигателя:

$$\omega_{дв} = \frac{\pi n_{дв}}{30} = \frac{3,14 \cdot 750}{30} = 78,5 \text{ рад/с.}$$

3. Угловая скорость (ведомого вала ременной передачи) ведущего редуктора:

$$\omega_1 = \frac{\omega_{дв}}{u_1} = \frac{78,5}{2} = 39,2 \text{ рад/с.}$$

4. Угловая скорость ведомого вала редуктора

$$u_p = \omega_1 / \omega_2, \text{ откуда } \omega_2 = \omega_1 / u_p = 39,2 / 2,8 = 14 \text{ рад/с.}$$

5. Вращающий момент на валах

На валу электродвигателя

$$M_{дв} = \frac{P_{дв}}{\omega_{дв}} = \frac{7 \cdot 10^3}{78,5} = 89,1 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

На ведущем валу редуктора

$$u_1 = \frac{M_1}{M_{дв} \eta_{р.п.}}, \text{ откуда } M_1 = u_{р.п.} M_{дв} \eta_{р.п.},$$

где $\eta_{р.п.} = 0,96$ — КПД ременной передачи;

$$M_1 = 2 \cdot 0,96 \cdot 89,1 = 171,2 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

На ведомом валу редуктора $M_2 = M_1 \cdot u_p \cdot \eta_p$

где $\eta_p = \eta_{зуб} \cdot \eta_{подш}^2 = 0,97 \cdot 0,99^2 = 0,95$ — КПД редуктора, тогда

$$M_2 = 171,2 \cdot 2,8 \cdot 0,95 = 455,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

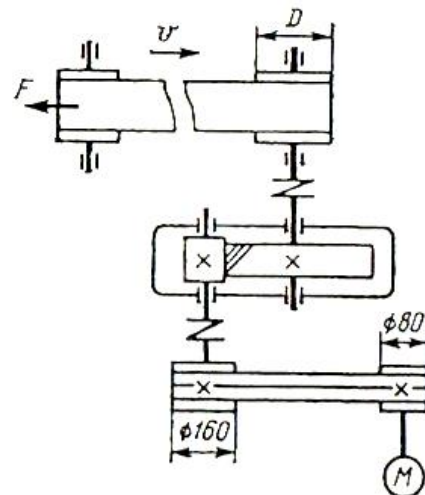


Рисунок 1. Привод машины

Пример №2

Задание. Расчет редукторной передачи. Рассчитать закрытую косозубую цилиндрическую нереверсивную передачу общего назначения с ресурсом работы $t = 25000$ ч.

При выборе твердости заданного материала по Приложению №1 и для определения допускаемых напряжений рекомендуется:

- при расчете прямозубых передач твердость материала шестерни брать на 20...30 единиц HB больше, чем для колеса, т.е. принимать $HV_1 = HV_2 + (20...30)$, что обеспечивает лучшую приработку зубьев и примерно одинаковый износ шестерни и колеса;
- при расчете косозубых и шевронных передач $HV_1 = HV_2 + (50...80)$, что позволяет существенно повысить нагрузочную способность этих передач.

Решение

Расчет производим по данным примера №1.

1. Момент на ведущем валу редуктора $M_1 = 171,2$ Нм; момент на ведомом валу редуктора $M_2 = 455,4$ Нм; передаточное число редуктора $u_p = 2,8$.
2. Материал для зубчатой передачи выбираем по Приложению №1: для шестерни принимаем сталь 40X (термообработка – улучшение), HB=290; для колеса – сталь 40X (поверхность зубьев подвергается азотированию), HB=240.
3. Предел контактной выносливости определяем по эмпирической формуле:
 $\sigma_{HO} = 2 \cdot HB + 70 \text{ МПа}$

$$\sigma_{HO1} = 2 \cdot 290 + 70 = 650 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{HO2} = 2 \cdot 240 + 70 = 550 \text{ МПа}$$

4. Допускаемые напряжения

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{HO}}{[n]} K_{HL},$$

где $[n] = 1,2$ – коэффициент безопасности при поверхностном упрочнении зубьев.

K_{HL} – коэффициент долговечности при длительной работе редуктора 25000 ч, $K_{HL} = 1$.

$$\text{Для шестерни } [\sigma]_{H1} = \frac{650 \cdot 1}{1,2} = 542 \text{ МПа}$$

$$\text{Для колеса } [\sigma]_{H2} = \frac{550 \cdot 1}{1,2} = 458 \text{ МПа}$$

5. Межосевое расстояние

$$a_w = K_a (u + 1)^3 \sqrt{\frac{K_H \cdot M_2}{\psi_{ba} u^2 [\sigma]_H^2}}$$

где K_a – коэффициент внешней динамической нагрузки, $(\text{Н/мм}^2)^{1/3}$

для прямозубых передач $K_a = 450$

для косозубых и шевронных передач $K_a = 410$.

$\psi_{ba} = 0,3 \dots 0,6$ – коэффициент ширины колеса.

Для непрямоугольных колес расчетное допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma] = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45(542 + 458) = 450 \text{ МПа.}$$

Для расчета прямозубой передачи принимаем меньшее из допускаемых напряжений.

Принимаем коэффициент неравномерности нагрузки $K_{H\beta} = 1$.

$$a_w = 410(2,8+1) \sqrt[3]{\frac{1 \cdot 455,4}{0,4 \cdot 2,8^2 \cdot 450^2}} = 137,1 \text{ мм}$$

Полученное значение a_w округляют до ближайшего числа, кратного пяти.

Принимаем $a_w = 140$ мм.

6. Нормальный модуль определяем по эмпирическому соотношению

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 140 = 1,4 \dots 2,8 \text{ мм}$$

По Приложению 2 принимаем $m_n = 2$ мм.

7. Ширина венца

зубчатого колеса

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,4 \cdot 140 = 56 \text{ мм}$$

шестерни

$$b_1 = b_2 + (3 \dots 5) = 56 + 4 = 60 \text{ мм.}$$

8. Число зубьев определяем, предварительно задавшись углом их наклона $\beta = 10^\circ$

Примечание: прямозубую передачу можно рассматривать как частный случай косозубой, у которой $\beta = 0$.

Шестерни

$$z_1 = \frac{2a_w \cos \beta}{(u_p + 1)m_n}$$

$$z_1 = \frac{2 \cdot 140 \cdot 0,98}{(2,8 + 1) \cdot 2} = 36,1 \text{ мм; принимаем } z_1 = 37,$$

$$\text{Колеса } z_2 = u_p \cdot z_1 = 2,8 \cdot 37 = 103,6; \quad \text{принимаем } z_2 = 104$$

9. Фактическое передаточное число редуктора $u_p = z_2/z_1 = 104/37 = 2,8$

10. Диаметры колес. Делительные диаметры:

Шестерни

$$d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 37}{0,98} = 78,5 \text{ мм}$$

Колеса

$$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 104}{0,98} = 212,2 \text{ мм}$$

Диаметр вершин зубьев: $d_a = d + 2m_n$

шестерни $d_{a1} = 78,5 + 2 \cdot 2 = 79,5$ мм.

колеса $d_{a2} = 212,2 + 2 \cdot 2 = 214,2$ мм.

Диаметр впадин зубьев: $d_f = d - 2,5m_n$

шестерни $d_{f1} = 78,5 - 2,5 \cdot 2 = 73,5$ мм.

колеса $d_{f2} = 212,2 - 2,5 \cdot 2 = 217,2$ мм.

11. Силы, действующие в зацеплении:

$$\text{окружная } F_{t1} = F_{t2} = \frac{2M_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 455,4 \cdot 10^3}{212,2} = 4292,2 \text{ Н,}$$

$$\text{радиальная } F_{r1} = F_{r2} \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{4292,2 \cdot 0,364}{0,98} = 1594,2 \text{ Н}$$

где $\alpha=20^\circ$ -угол зацепления,

Примечание: прямозубую передачу можно рассматривать как частный случай косозубой, у которой $\beta=0$.

$$\text{осевая } F_{a1}=F_{a2}=F_t \cdot \operatorname{tg} \beta=4292,2 \cdot 0,18=756,8 \text{ Н}$$

Пример №3

Задание. Определить основные размеры валов. По данным примера №1 момент на ведущем валу редуктора $M_1=171,2$ Нм; ведомом валу редуктора $M_2=455,4$ Нм

Решение

1. Определяем диаметр выходного конца ведущего вала

$$d_{B1} = \sqrt[3]{\frac{M_1}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{171,2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 32,4 \text{ мм}$$

где для сталей марок Ст5, Ст6, 45 принимают $[\tau] = 20 \dots 28$ МПа

Принимаем стандартное значение из ряда R40 нормальных линейных размеров, мм: 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 240, 250, 260, 280 и др.

Большие (меньшие) значения рахмеров получают умножением (делением) приведенных размеров ряда на 10 или 100.

Принимаем $d_{B1}=34$ мм

Диаметр ведущего вала под подшипниками $d_{П1}=40$ мм

2. Определяем диаметр выходного конца ведомого вала

$$d_{B2} = \sqrt[3]{\frac{M_2}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{455,4 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 44,9 \text{ мм}$$

где для сталей марок Ст5, Ст6, 45 принимают $[\tau] = 20 \dots 28$ МПа

Принимаем стандартное значение из ряда R40 нормальных линейных размеров, мм: 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 240, 250, 260, 280 и др.

Большие (меньшие) значения рахмеров получают умножением (делением) приведенных размеров ряда на 10 или 100.

Диаметр вала подшипника принимаем $d_{B2}=45$ мм,

Диаметр ведомого вала под подшипниками $d_{П2}=50$ мм,

Диаметр вала под зубчатое колесо $d_{K2}=d_{П2}+2m_n=55$ мм.

Диаметр ступицы колеса $d_{ст}=(1,5 \dots 1,7) \cdot d_{K2}=(1,5 \dots 1,7) \cdot 55=82,5 \dots 93,5$ мм.

Принимаем $d_{ст}=90$ мм.

Длина ступицы колеса $l_{ст}=(1,2 \dots 1,8) \cdot d_{K2}=(1,2 \dots 1,8) \cdot 55=66 \dots 99$ мм.

Принимаем $l_{ст}=70$ мм.

Стандартный ряд длин l , мм: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180 ... до 500.

Предварительно назначаем радиальные шариковые подшипники особо легкой серии 110 с параметрами: $d=50$ мм, $D=80$ мм, $B=16$ мм при динамической грузоподъемности $C_r=21,6$ кН, $C_0=13,2$ кН (Приложение 3).

Расстояние между серединами подшипников качения $L = l_{ст} + 2l_{min}=70+2 \cdot 8=86$ мм. Принимаем $L=86$ мм.

Где l_{min} – зазор между торцом шестерни и внутренней стенкой корпуса, который определяется как: $l_{min}=0,03 \cdot a_w + 1 \text{ мм} = 0,03 \cdot 140 + 1 = 5,2$ мм, принимаем $l_{min}=8$ мм.

Если получается $l_{min} \geq 8$ мм, то надо принимать фактическое значение $l_{min}=8 \dots 12$ мм.

По данным примера №2 ширина венца зубчатого колеса $b_2=56$ мм, диаметр колеса $d_2=212,2$ мм.

Пример №4

Задание. Подобрать подшипники качения для ведомого вала редуктора. Силы в зубчатом зацеплении: окружная $F_t=4292,2$ Н, радиальная $F_r=1594,2$ Н, осевая $F_a=756,8$ Н, частота вращения вала (см. пример №1) $\omega_2=14$ рад/с. Делительный диаметр колеса $d_2=212,2$ мм. Диаметр вала в месте посадки подшипника $d_{в2}=45$ мм. Расстояние между серединами подшипников $L=86$ мм.

Решение

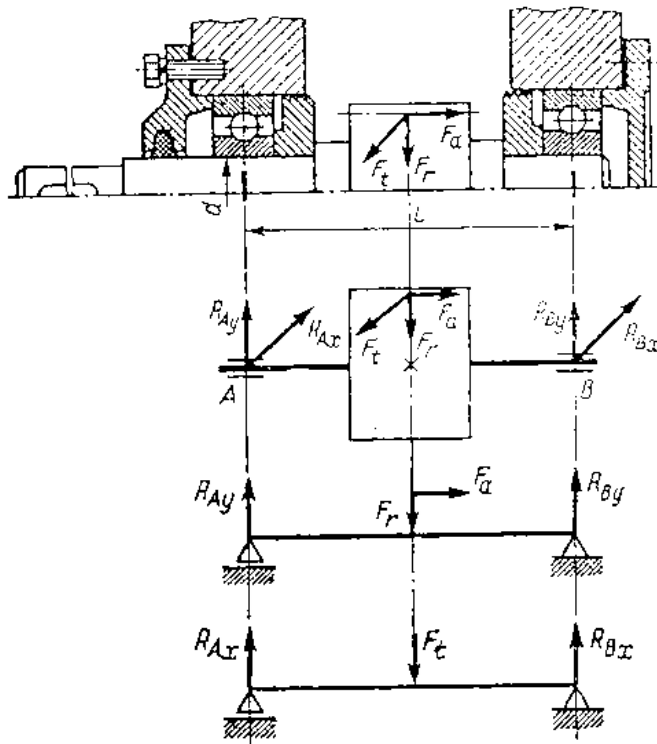
1. Определяем реакции опор от сил, действующих в вертикальной плоскости:

$$\Sigma M_A=0; \quad F_r \cdot L/2 + F_a \cdot L/2 - R_{By} \cdot L = 0$$

$$R_{By} = \frac{1594,2 \cdot 86/2 + 756,8 \cdot 86/2}{86} = 1175,5 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_B=0; \quad R_{Ay} \cdot L + F_a \cdot L/2 - F_r \cdot L/2 = 0$$

$$R_{Ay} = \frac{1594,2 \cdot 86/2 - 756,8 \cdot 86/2}{86} = 418,7 \text{ Н}$$



2. Реакция опор от силы F_t , действующей в горизонтальной плоскости

$$R_{Ax}=R_{Bx}=F_t/2=4292,2/2=2146,1 \text{ Н}$$

Суммарные реакции подшипников

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Ax}^2} = \sqrt{418,7^2 + 2146,1^2} = 2,19 \text{ кН}$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bx}^2} = \sqrt{1175,5^2 + 2146,1^2} = 2,45 \text{ кН}$$

3. Наиболее нагруженной является опора В, поэтому по ней ведем дальнейший расчет. Вычисляем отношение осевой нагрузки $F_a=0,756$ кН к статической грузоподъемности $C_0=13,2$ кН для подшипника особо легкой серии 110:

$$F_a/C_0=0,756/13,2=0,057$$

4. По Приложению 4 для $F_a/C_0=0,057$ после интерполяции коэффициент осевого нагружения $e=0,28$.

Определяем отношение осевой нагрузки к радиальной $F_a/R_B=0,756/2,45=0,3 \geq e$, принимаем $X=0,56$, $Y=1,55$, $K_B=1,30$, $K_T=1$.

5. Вычисляем эквивалентную динамическую нагрузку подшипника В:

$$P_3=(R_B \cdot X + F_a \cdot Y) K_T K_B = (2,45 \cdot 0,56 + 0,756 \cdot 1,55) \cdot 1 \cdot 1,3 = 3,3 \text{ кН}$$

6. Долговечность подшипника

$$L_h = \frac{10^6}{572,4 \cdot \omega_2} \left(\frac{C_r}{P_3} \right)^p = \frac{10^6}{572,4 \cdot 14} \cdot \left(\frac{21,6}{3,3} \right)^3 = 34 \cdot 10^3 \text{ ч}$$

где p – показатель степени кривой усталости, $p=3$ для шариковых подшипников радиальных однорядных.

Вывод: Долговечность данного подшипника удовлетворяет ресурсу работы $t=25000$ ч.

Пример №5

Задание. Подобрать шпонку для соединения ведомого колеса с валом и проверить прочность соединения. Исходные данные взять из результатов решения предыдущих задач.

Решение

1. Выбираем стандартную призматическую шпонку для соединения ведомого вала с диаметром под ведомое колесо $d_{B2}=45$ мм из Приложения 5.

Примеры сечения шпонки:

Ширина: $b=14$ мм, $h=9$ мм, глубина паза $t_1=5,5$ мм.

2. Длина ступицы колеса $l_{ст}=(1,2...1,8) \cdot d_{к2}=(1,2...1,8) \cdot 55=66...99$ мм.

$d_{к2}=55$ мм.

Принимаем $l_{ст}=70$ мм.

Стандартный ряд длин l , мм: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180 ... до 500.

3. Длину шпонки принимаем из стандартного ряда на $7...10$ мм меньше длины ступицы колеса

$l=l_{ст} - (5...10) = 70 - 7 = 63$ мм.

Рабочая длина для шпонок с плоскими торцами $l_p=l=63$ мм.

Для стальной ступицы принимаем $[\sigma_{см}]=120$ МПа.

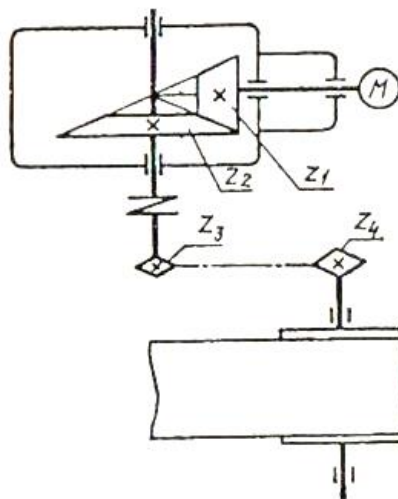
4. Проверяем шпоночное соединение на смятие по формуле:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot M_2}{d_{B2}(0,94h - t_1)l_p} = \frac{2 \cdot 455,4 \cdot 10^3}{50(0,94 \cdot 9 - 5,5)63} = 97,7 \text{ МПа}$$

Что удовлетворяет условию прочности $\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}]$

$97,7 \text{ МПа} \leq 120 \text{ МПа}$

Пример №6



Задание. Расчет закрытых зубчатых передач. Для привода рабочей машины, состоящей из механических передач требуется определить угловые скорости и вращающие моменты на валах с учетом коэффициента полезного действия. Передаточное число редуктора $u_p=2,5$. Мощность электродвигателя $P_{дв}=3,0$ кВт, с частотой вращения $n_1=950$ мин⁻¹.

Решение

1. Частоту вращения ведущего вала определяем по формуле

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 950}{30} = 100 \text{ рад/с}$$

2. Передаточное число цепной передачи $u_{ц.п}=z_4/z_3=60/20=3$.
3. Частоту вращения ведомого вала редуктора определяем из уравнения $u_p=\omega_1/\omega_2$, откуда $\omega_2=\omega_1/u_p=100/2,5=40$ рад/с.
4. Частота вращения ведомого вала цепной передачи $\omega_3=\omega_2/u_{ц.п}=40/3=13,3$ рад/с.
5. Вращающий момент на ведущем валу редуктора $M_1=P_1/\omega_1=3 \cdot 10^3/100=30$ Нм
6. Коэффициент полезного действия редуктора $\eta_p=\eta_{зуб} \eta_{подш}=0,97 \cdot 0,99^2=0,95$.
7. Вращающий момент на ведомом валу редуктора $M_2=M_1 \cdot u_p \cdot \eta_p=2,5 \cdot 30 \cdot 0,95=71,5$ Нм
Что следует из $u_p=M_2/M_1$
8. Вращающий момент на валу транспортера $M_3=M_1 \cdot u_0 \cdot \eta_0=30 \cdot 7,5 \cdot 0,91=205$ Нм
Где η_0 - общий КПД привода, $\eta_0=\eta_{зуб} \eta_{подш}^2 \eta_{ц.п}=0,97 \cdot 0,99^2 \cdot 0,95=0,91$;
 u_0 - общее передаточное число, $u_0=u_p u_{ц.п}=2,5 \cdot 3=7,5$

Пример №7

Задание. Определить основные размеры конической прямозубной передачи редуктора. Передача неревверсивная, общего назначения. Исходные данные для расчета - момент M_2 , u_p , ω_1 , ω_2 – принять исходя из результатов решения пример 6.

Решение

1. По Приложению 1 определяем материал стали и его механические характеристики:

Выбираем сталь 45, ТО - улучшение

для шестерни HB 235-262;

для колеса HB 235-262.

2. Определяем допускаемое контактное напряжение для материала колеса как менее прочного элемента передачи:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{HO}}{[n]} K_{HL}.$$

Предел контактной выносливости поверхности зубьев

$$[\sigma]_{HO2} = 2HB + 70 = 2 \cdot 235 + 70 = 540 \text{ МПа.}$$

Коэффициент запаса прочности $[n] = (1,2 \dots 1,3)$ принимаем $[n] = 1,2$.

Коэффициент долговечности можно принять $K_H = 1$, тогда

$$[\sigma]_{H2} = \frac{540}{1,2} \cdot 1 = 450 \text{ МПа.}$$

3. Внешний длительный диаметр колеса

$$d_{e2} = 1800 \sqrt[3]{\frac{M_2 u_p K_H}{[\sigma]_H^2}} \sqrt[3]{\frac{71,5 \cdot 2,5 \cdot 1}{450^2}} = 180 \text{ мм.}$$

где K_H – коэффициент нагрузки, принимаем $K_H = 1$;

M_2 – вращающий момент, $H \cdot м$;

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение МПа;

u_p – передаточное число редуктора.

По ГОСТ 12289 – 76 (Приложение 6) принимаем $d_{e2} = 180$ мм и ширину венца $b = 28$ мм.

4. Число зубьев назначаем шестеренки из рекомендуемого интервала $z_1 = 18 \dots 28$ принимаем $z_1 = 20$ и определяем число зубьев колеса $z_2 = 2,5 \cdot 20 = 50$. (Приложение 7).

5. Внешний окружной модуль

$$m_e = d_{e2}/z_2 = 180/50 = 3,6 \text{ мм.}$$

6. Основные геометрические параметры:

- углы делительных конусов:

шестерни $tg \delta_1 = 1/u = 1/2,5 = 0,4$; $\delta_1 = 21^\circ 50'$;

колеса $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 21^\circ 50' = 68^\circ 10'$;

- внешнее конусное расстояние для прямозубых передач

$$R_e = \frac{m_e}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \frac{3,6}{2} \sqrt{20^2 + 50^2} = 97 \text{ мм;}$$

- внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e1} = m_e z_1 = 3,6 \cdot 20 = 72 \text{ мм;}$$

- внешние диаметры вершин зубьев шестерни и колеса;

$$d_{ae} = d_e + 2m_e \cos \delta;$$

$$d_{ae1} = 72 + 2 \cdot 3,6 \cdot 0,933 = 78,7 \text{ мм;}$$

$$d_{ae2} = 180 + 2 \cdot 3,6 \cdot 0,374 = 182,7 \text{ мм.}$$

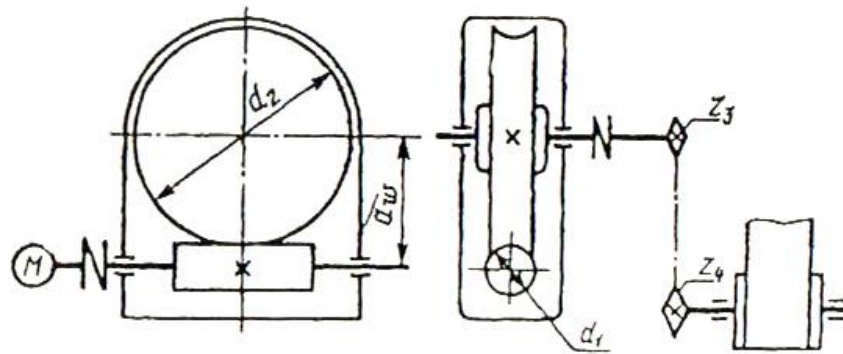
7. Окружная сила на среднем диаметре

$$F_t = \frac{2M_2}{0,857d_{e2}} = \frac{2 \cdot 71,5 \cdot 10^3}{0,857 \cdot 180} = 927 \text{ Н.}$$

Осевая сила $F_{a1} = F_t tga \cdot \sin \delta_1 = 825 \cdot 0,364 \cdot 0,374 = 110 \text{ Н}$

Радиальная сила на шестерне $F_{r1} = F_t tga \cdot \cos \delta_1 = 927 \cdot 0,364 \cdot 0,936 = 315,8 \text{ Н.}$

Пример №8



Задание. Для привода рабочей машины рассчитать угловые скорости и вращающие моменты на валах с учетом КПД по следующим данным:

Мощность электродвигателя $P_1=1,8\text{ кВт}$, частота вращения $n_1=1430\text{ мин}^{-1}$. Число зубьев ведущей звездочки $z_3=18$, ведомой $z_4=45$. Передаточное число редуктора $u_p=15,5$.

Решение

1. Определяем угловую скорость электродвигателя

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 1430}{30} = 149 \text{ рад/с}$$

2. Угловая скорость ведомого вала редуктора $u_p = \omega_1 / \omega_2$

откуда $\omega_2 = 149 / 15,5 = 9,6 \text{ рад/с}$

3. Передаточное число цепной передачи

$$u_{ц.п.} = z_4 / z_3 = 45 / 18 = 2,5.$$

4. Угловая скорость ведомого вала цепной передачи $u_{ц.п.} = \omega_2 / \omega_3$,

откуда $\omega_3 = 9,6 / 2,5 = 3,86 \text{ рад/с}$

5. Вращающий момент на валу червяка

$$M_1 = P_1 / \omega_1 = 1,8 \cdot 10^3 / 149 = 12,1 \text{ Нм}$$

6. Принимаем КПД червячного редуктора при $\eta_p = 0,75 \dots 0,85$.

7. Вращающий момент на валу червячного колеса определяем из уравнения

$$u_p = M_2 / (M_1 \eta_p), \text{ откуда } M_2 = u_p \cdot M_1 \cdot \eta_p = 15,5 \cdot 12,1 \cdot 0,85 = 159 \text{ Нм}$$

8. КПД цепной передачи $\eta_{ц.п.} = \eta_{подш} \eta_{ц} = 0,99 \cdot 0,96 = 0,95$

9. Момент на ведомом валу цепной передачи $M_3 = u_{ц.п.} \cdot M_2 \cdot \eta_{ц.п.} = 0,95 \cdot 159 \cdot 2,5 = 377 \text{ Нм}$

Пример №9

Задание. Рассчитать червячную передачу общего назначения с ресурсом работы $t > 20000$ ч. Исходные данные и кинематическую схему взять из примера № 8: $u_p = 15,5$, $M_1 = 12,1$ Нм, $\omega_1 = 149$ рад/с.

Решение

1. Принимаем число витков червяка в зависимости от передаточного числа $z_1 = 2$. Рекомендуется принимать $z_1 = 2$ и $z_1 = 4$, нежелательно принимать $z_1 = 1$, так как при этом значение $\eta = 0,5$ и $z_3 = 3$ не стандартизировано.

Следует принимать $z_1 = 2$ при $u = 16 \dots 25$ и $z_1 = 4$ при $u = 8 \dots 12,5$.

2. Число зубьев червячного колеса $z_2 = z_1 \cdot u = 2 \cdot 15,5 = 31$.

3. Коэффициент диаметра червяка q задаем из параметрического ряда: 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0. Принимаем $q = 0,25 \cdot z_2 = 0,25 \cdot 31 = 8$.

4. Скорость скольжения

$$\vartheta_{\text{ск}} = 5 \cdot 10^{-3} \omega_1 \sqrt[3]{M_2} = 5 \cdot 10^{-3} 149 \sqrt[3]{159} = 4 \text{ м/с}$$

5. Материал червячного колеса выбираем в зависимости от скорости скольжения по Приложению 8 и определяем допускаемые контактные напряжения для червячных колес из условия стойкости против заедания.

При скоростях скольжения 2-5 м/с принимаем бронзу БрА9Ж3Л с механическими характеристиками материалов: $\sigma_T = 195$ МПа, $\sigma_B = 490$ МПа.

6. Для без оловянных бронз и латуней определяем допускаемое напряжение $[\sigma]_H$ из условия сопротивления заеданию в зависимости от скорости скольжения (ресурс передачи при этом значения не имеет)

$$[\sigma]_H = (250 \dots 300) - 25 \vartheta_{\text{ск}} = 250 - 25 \cdot 4 = 150 \text{ МПа.}$$

7. Из условия сопротивления контактной усталости рабочих поверхностей зубьев червячного колеса определяем межосевые расстояния (мм) передачи:

$$a_w = 307 \left(1 + \frac{z_2}{q}\right)^3 \sqrt{\frac{M_2 \cdot K}{[\sigma]_H^2 \cdot \left(\frac{z_2}{q}\right)^2}}$$

Где M_2 - момент на валу червячного колеса, Нм

z_2 - число зубьев колеса,

q - коэффициент диаметра червяка,

K - коэффициент нагрузки, $K = 1,1 \dots 1,35$

$$a_w = 307 \left(1 + \frac{31}{8}\right)^3 \sqrt{\frac{159 \cdot 1,2}{150^2 \cdot \left(\frac{31}{8}\right)^2}} = 122,3 \text{ мм}$$

Полученное значение выбираем из стандартного ряда чисел a_w : 40, 50, 63, 80, 100, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500 мм.

Принимаем $a_w = 125$ мм.

8. Осевой модуль

$$m = \frac{2a_w}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 125}{31 + 8} = 6,4 \text{ мм}$$

Выбираем по ГОСТ 244 - 76 из стандартного ряда чисел m : 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25 мм.

Принимаем $m = 6,3$ мм.

9. Уточняем межосевые расстояние: $a_w = 0,5m(z_2 + q) = 0,5 \cdot 6,3 \cdot (31 + 8) = 122,85$ мм.

10. Определяем основные геометрические параметры червяка и колеса:

$$d_1 = q \cdot m = 8 \cdot 6,3 = 50,4 \text{ мм};$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 50,4 + 12,6 = 63 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 50,4 - 2,4 \cdot 6,3 = 207,9 \text{ мм};$$

$$d_2 = m z_2 = 6,3 \cdot 31 = 195,3 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 195,3 + 2 \cdot 6,3 = 207,9 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = 195,3 - 2,4 \cdot 6,3 = 180,18 \text{ мм};$$

$$d_{a \max} = d_{a2} + \frac{6m}{z_2 + 2} = 217,35 \text{ мм}$$

$$b_1 = (11 + 0,067z_2) m = (11 + 0,067 \cdot 31) 6,3 = 82,4 \text{ мм}$$

Принимаем стандартное значение из ряда R40 нормальных линейных размеров, мм: 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 240, 250, 260, 280 и др.

Принимаем $b_1 = 85$ мм.

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} \leq 0,75 \cdot 63 = 47 \text{ мм}$$

Принимаем $b_2 = 48$ мм

11. Окружная скорость червяки

$$\vartheta_1 = \frac{\omega_1 d_1}{2 \cdot 10^3} = \frac{149 \cdot 50,4}{2000} = 3,75 \text{ м/с}$$

12. Определяем угол трения $\varphi = 2^\circ$ в зависимости от скорости скольжения по Приложению 9.

13. Определяем угол подъема винтовой линии $\gamma = \arctg(z_1/q) = 14^\circ$

14. КПД червячной передачи

$$\eta = 0,95 \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} = 0,95 \frac{\operatorname{tg} 14^\circ}{\operatorname{tg}(14^\circ + 2^\circ)} = 0,83$$

15. Определить окружную силу на червячном колесе F_{t2} .

$$F_{t2} = F_{a1} = 2M_2/d_2 = \frac{2 \cdot 159 \cdot 10^3}{195,3} = 1628,26 \text{ Н}$$

где M_2 - вращающий момент на тихоходном валу редуктора, Н·м,

d_2 - делительный диаметр червяка, мм.

16. Определить окружную силу на червяке F_{t1} .

$$F_{t1} = F_{a2} = 2M_1/d_1 = \frac{2M_2}{u \cdot \eta \cdot d_1} = \frac{2 \cdot 159 \cdot 10^3}{15,5 \cdot 0,85 \cdot 50,4} = 239,4 \text{ Н}$$

где M_2 - вращающий момент на тихоходном валу редуктора, Н·м.

u – передаточное число,

η – КПД червячной передачи,

d_1 - делительный диаметр червяка, мм.

17. Определить радиальную силу на червяке F_{r1}

$$F_{r1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1628,26 \cdot 0,36 = 586,17 \text{ Н},$$

где $\alpha = 20^\circ$ угол зацепления.

Список используемой литературы

Основные источники

1. Куклин, Н.Г. Детали машин [Электронный ресурс]: учебник / Н.Г. Куклин, Г.С. Куклина, В.К. Житков. - 9-е изд., перераб. и доп. - М.: КУРС: ИНФРА-М, 2015. - 512 с. - Режим доступа: <http://znanium.com/catalog.php?bookinfo=496882> (ЭБС Znanium).
2. Олофинская, В.П. Детали машин. Краткий курс, практические занятия и тестовые задания [Текст]: учебное пособие/ В.П. Олофинская.- Москва: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2013.- 240 с.

Дополнительные источники

1. Смелягин, А.И. Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование [Электронный ресурс]: учебное пособие / А.И. Смелягин. - М.: ИНФРА-М, 2014. - 263 с. – Режим доступа: <http://znanium.com/catalog.php?bookinfo=389906> (ЭБС Znanium).
2. Тимофеев, Г.А. Теория механизмов и машин. [Текст]: учебник и практикум для СПО / Г.А. Тимовеев. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва: Юрайт, 2016. – 429с.
3. Хруничева, Т.В. Детали машин: типовые расчеты на прочность [Электронный ресурс]: учебное пособие / Т.В. Хруничева. - М.: ИД ФОРУМ: ИНФРА-М, 2014. - 224 с. – Режим доступа: <http://znanium.com/catalog.php?bookinfo=417970> (ЭБС Znanium).
4. Чернавский, С.А. Курсовое проектирование деталей машин [Электронный ресурс]: учебное пособие / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин. - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: ИНФРА-М, 2014. - 414 с. – Режим доступа: <http://znanium.com/catalog.php?bookinfo=429967> (ЭБС Znanium).

Интернет-ресурсы (И-Р)

- И-Р 1 <http://znanium.com>
И-Р 2 <http://e.lanbook.com>

МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТАЛЕЙ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ДРУГИХ ДЕТАЛЕЙ

Марка стали	Термообработка	Предельные размеры заготовки, мм		Твердость зубьев		Механические характеристики, Н/мм ²		
		D	S	сердцевины	поверхности	σ_B	σ_T	σ_{-1}
40Л	Нормализация	Любые		I63...207HB	163...207 HB	550	320	220
45	Улучшение	125	80	235...262 HB	235...262 HB	780	540	335
	Улучшение	80	50	269...302 HB	269...302 HB	890	650	380
40Х	Улучшение	200	125	235...262 HB	235...262 HB	790	640	375
	Улучшение	125	80	269...302 HB	269...302 HB	900	750	410
	Улучшение и закалка ТВЧ	125	80	269...302 HB	45...50 HRC	900	750	410
40ХН 35ХМ	Улучшение	315	200	235...262 HB	235...262 HB	800	630	380
	Улучшение	200	125	269...302 HB	269...302 HB	920	750	420
	Улучшение и закалка ТВЧ	200	125	269...302 HB	48...53HRC	920	750	420
40ХНМА	Улучшение и азотирование	125	80	269...302 HB	50...56 HRC	980	780	440
20Х 20ХНМ 80ХГТ	Улучшение, цементация и закалка	200	125	300...400 HB	56...63HRC	1000	800	450

I - марки сталей одинаковы для колеса и шестерни: 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ. ТО колеса — улучшение, твердость 235...262 HB, ТО шестерни — улучшение, твердость 269...302 HB;

II - марки сталей одинаковы для колеса и шестерни: 40Х, 40ХН, 35ХМ. ТО колеса — улучшение, твердость 235...262 HB, ТО шестерни — улучшение и последующая закалка ТВЧ, твердость 45...50 HRC, 48...53 HRC и др. (зависит от марки стали);

III - марки сталей одинаковы для колеса и шестерни: 40Х, 40ХН, 35ХМ. ТО колеса и шестерни одинакова — улучшение и последующая закалка ТВЧ, твердость 45...50 HRC, 48...53 HRC и др. (зависит от марки стали);

IV - марки сталей различны для шестерни и колеса. Для колеса: 40Х, 40ХН, 35ХМ; ТО — улучшение и последующая закалка ТВЧ, твердость 45...50 HRC, 48...53 HRC и др. (зависит от марки стали).

Марки сталей для шестерни: 20Х, 20ХНМ, 18ХГТ. ТО шестерни — улучшение, затем цементация и закалка; твердость 56...63 HRC.

V — марки сталей одинаковы для колеса и шестерни: 20Х, 20ХНМ, 18ХГТ. ТО колеса и шестерни одинакова — улучшение, затем цементация и закалка; твердость 56...63 HRC.

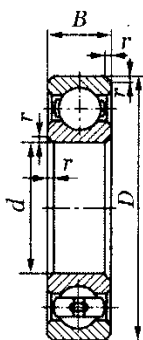
МОДУЛЬ ЗУБЬЕВ m (ВЫБОРКА)

Ряды	Значения модуля m, мм										
1	1,0	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10
2	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11

Примечания: 1. Приведенные значения модулей распространяются на цилиндрические и конические зубчатые колеса.

2. При выборе модулей первый ряд следует предпочитать второму.

ШАРИКОВЫЕ ПОДШИПНИКИ РАДИАЛЬНЫЕ ОДНОРЯДНЫЕ (ГОСТ 8338-75)



Условное обозначение подшипника	Серия	Размеры, мм				C_r , Н	C_{0r} , Н	Предельная частота вращения, мин ⁻¹ , при смазочном материале	
		d	D	B	r			Пластичном	Жидком
104	Особо легкая нормальная	20	42	12	1	9360	4500	17 000	20 000
105		25	47	12	1,5	11 200	5600	15 000	18 000
106		30	55	13	1,5	13 300	6800	12 000	15 000
107		35	62	14	1,5	15 900	8500	10 000	13 000
108		40	68	15	1,5	16 800	9300	9500	12 000
109		45	75	16	1,5	21 200	12 200	9000	11 000
110		50	80	16	2	21 600	13 200	8500	10 000
111		55	90	18	2	28 100	17 000	7500	9000
112		60	95	18	2	29 600	18 300	6700	8000
113		65	100	18	2	30 700	19 600	6300	7500
114		70	110	20	2	37 700	24 500	6000	7000
115		75	115	20	2	39 700	26 000	5600	6700
202	Легкая узкая	15	35	11	1	7800	3550	19 000	24 000
203		17	40	12	1	9560	4500	17 000	20 000
204		20	47	14	1,5	12 700	6200	15 000	18 000
205		25	52	15	1,5	14 000	6950	12 000	15 000
206		30	62	16	1,5	19 500	10 000	10 000	13 000
207		35	72	17	2	25 500	13 700	9000	11 000
208		40	80	18	2	32 000	17 800	8500	10 000
209		45	85	19	2	33 200	18 600	7500	9000
210		50	90	20	2	35 100	19 800	7000	8500
211		55	100	21	2,5	43 600	25 000	6300	7500
212		60	110	22	2,5	52 000	31 000	6000	7000
213		65	120	23	2,5	56 000	34 000	5300	6300
214		70	125	24	2,5	61 800	37 500	5000	6000
215		75	130	25	2,5	66 300	41 000	4800	5600

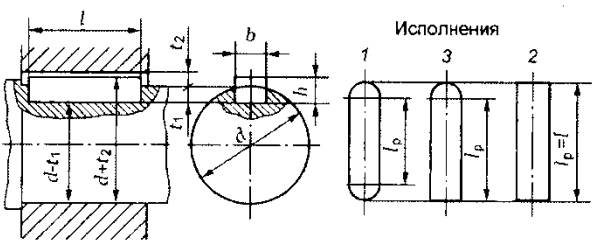
Условное обозначение подшипника	Серия	Размеры, мм				C_r , Н	C_{0r} , Н	Предельная частота вращения, мин ⁻¹ , при смазочном материале	
		d	D	B	r			Пластичном	Жидком
302	Средняя узкая	15	42	13	1,5	11 400	5400	17 000	20 000
303		17	47	14	1,5	13 500	6650	16 000	19 000
304		20	52	15	2	15 900	7800	13 000	16 000
305		25	62	17	2	22 500	11 400	11 000	14 000
306		30	72	19	2	28 100	14 600	9000	11 000
307		35	80	21	2,5	33 200	18 000	8500	10 000
308		40	90	23	2,5	41 000	22 400	7500	9000
309		45	100	25	2,5	52 700	30 000	6700	8000
310		50	110	27	3	61 800	36 000	6300	7500
311		55	120	29	3	71 500	41 500	5600	6700
312		60	130	31	3,5	81 900	48 000	5000	6000
313		65	140	33	3,5	92 300	56 000	4800	5600
314		70	150	35	3,5	104 000	63 000	4500	5300
315		75	160	37	3,5	112 000	72 500	4300	5000
316		80	170	39	3,5	124 000	80 000	3800	4500

ЗНАЧЕНИЯ X , Y , e ДЛЯ РАДИАЛЬНЫХ И РАДИАЛЬНО-УПОРНЫХ ШАРИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ

α°	iF_a/C_{0r}	Подшипники однорядные		Подшипники двухрядные				e
		$F_a/(VF_r) > e$		$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$		
		X	Y	X	Y	X	Y	
0	0,014	0,56	2,30	1,0	0	0,56	2,30	0,19
	0,028		1,99				1,99	0,22
	0,056		1,71				1,71	0,26
	0,084		1,55				1,55	0,28
	0,110		1,45				1,45	0,30
	0,170		1,31				1,31	0,34
	0,280		1,15				1,15	0,38
	0,420		1,04				1,04	0,42
	0,56		1,00				1,00	0,44
12	0,014	0,45	1,81	1,0	2,08	0,74	2,94	0,30
	0,028		1,62		1,84		2,63	0,34
	0,056		1,46		1,69		2,37	0,37
	0,084		1,34		1,52		2,18	0,41
	0,11		1,22		1,39		1,98	0,45
	0,17		1,13		1,30		1,84	0,48
	0,28		1,04		1,20		1,69	0,52
	0,42		1,01		1,16		1,64	0,54
	0,56		1,00		1,16		1,62	0,54
26	—	0,41	0,87	1	0,92	0,67	1,41	0,68
36	—	0,37	0,66	1	0,66	0,60	1,07	0,95

Примечание. Коэффициенты Y и e для промежуточных отношений iF_a/C_{0r} определяются интерполяцией.

ПРИЗМАТИЧЕСКИЕ ШПОНКИ (ГОСТ 23360-78)



The technical drawing illustrates the dimensions and fit types for prismatic keys. It includes a side view showing the key's length l , width b , and height h on a shaft of diameter d . The shaft has a keyway with depths t_1 and t_2 . The key's width is b and its height is h . The shaft diameter is d , and the keyway depths are $d-t_1$ and $d-t_2$. The drawing also shows three types of fits: 1. Standard fit, 2. Tight fit, and 3. Loose fit. The key's length is l , and the shaft's length is l_p .

Диаметр вала d , мм	Сечение шпонки, мм		Глубина паза, мм	
	b	h	Вала t_1	Отверстия t_2
Св. 12 до 17	5	5	3	2,3
Св. 17 до 22	6	6	3,5	2,8
Св. 22 до 30	8	7	4	3,3
Св. 30 до 38	10	8	5	3,3
Св. 38 до 44	12	8	5	3,3
Св. 44 до 50	14	9	5,5	3,8
Св. 50 до 58	16	10	6	4,3
Св. 58 до 65	18	11	7	4,4
Св. 65 до 75	20	12	7,5	4,9
Св. 75 до 85	22	14	9	5,4
Св. 85 до 95	25	14	9	5,4
Св. 95 до 110	28	16	10	6,4
Св. 110 до 130	32	18	11	7,4

Примечания: 1. Стандартный ряд длин l , мм: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; ... до 500.

2. Пример условного обозначения шпонки $b = 14$ мм; $h = 9$ мм; $l = 100$ мм исполнения 1: Шпонка 14×9×100 ГОСТ 23360—78. Пример условного обозначения шпонки исполнения 2: Шпонка 2-14×9×100 ГОСТ 23360—78.

Продолжение

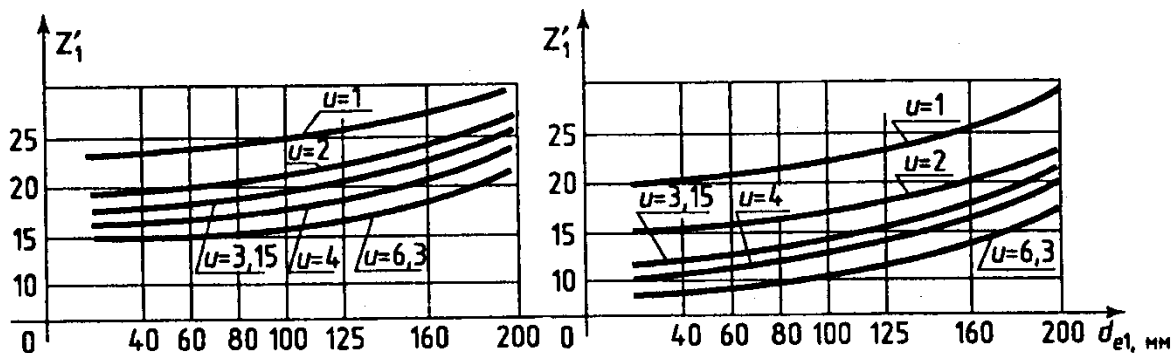
Номинальные значения внешнего диаметра колеса $d_{вн}$, мм	Ширины зубчатых венцов b , мм, для номинальных передаточных чисел i																
	1,00	1,12	1,25	1,40	1,60	1,80	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55	4,00	4,50	5,00	5,60	6,30
560	—	—	—	—	—	90	90	90	85	85	85	85	80	80	80	80	80
630	—	—	—	—	—	100	100	100	95	95	95	95	90	90	90	90	90
710	—	—	—	—	—	120	110	110	110	110	105	105	105	105	105	105	100
800	—	—	—	—	—	130	130	125	125	120	120	120	120	120	120	120	120
900	—	—	—	—	—	—	—	140	140	140	130	130	130	130	130	130	130
1000	—	—	—	—	—	—	—	160	150	150	150	150	150	150	150	140	140
1120	—	—	—	—	—	—	—	170	170	170	170	170	160	160	160	160	160
1250	—	—	—	—	—	—	—	190	190	190	190	190	180	180	180	180	180
1400	—	—	—	—	—	—	—	220	210	210	210	210	210	210	200	200	200
1600	—	—	—	—	—	—	—	250	250	240	240	240	240	240	240	240	240

Примечание. Допускается применять ширины зубчатых венцов, определяемые расчетным путем по ГОСТ 19326—73 и ГОСТ 19624—74.

ГРАФИКИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ЗНАЧЕНИЯ ЧИСЛА ЗУБЬЕВ z_1 КОНИЧЕСКОЙ ШЕСТЕРНИ

Предварительное значение числа зубьев шестерни z_1' в зависимости от ее диаметра d_{e1} передаточного числа u и вида передачи, а затем уточняют z_1 с учетом твердостей зубьев шестерни и колеса.

Твердость	$H_1 \leq 350 \text{ HB}$ $H_2 \leq 350 \text{ HB}$	$H_1 \geq 45 \text{ HRC}$ $H_2 \leq 350 \text{ HB}$	$H_1 \geq 45 \text{ HRC}$ $H_2 \geq 45 \text{ HRC}$
Число зубьев z_1	$1,6z_1'$	$1,3z_1'$	z_1'



а) прямозубая

б) с круговыми зубьями

МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МАТЕРИАЛОВ ВЕНЦОВ ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС

Группа материалов	Марка бронзы, чугуна	Способ отливки	σ_t	σ_v	$\sigma_{из}$	Скорость скольжения v_s , м/с
			Н/мм ²			
I	БрО10Н1Ф1	Центробежный	165	285	—	> 5
	БрО10Ф1	В кокиль	200	275	—	> 5
	БрО10Ф1	В песок	140	230	—	> 5
II	БрА9ЖЗЛ	Центробежный	200	500	—	2...5
	БрА9ЖЗЛ	В кокиль	195	490	—	2...5
	БрА9ЖЗЛ	В песок	195	395	—	2...5
III	СЧ15	В песок	—	—	355	≤ 2

Примечание. σ_t — предел текучести; σ_v — временное сопротивление при растяжении; $\sigma_{из}$ — предел прочности при изгибе.

**ЗНАЧЕНИЯ УГЛА φ' ТРЕНИЯ В ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧЕ
ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СКОРОСТЯХ v_s СКОЛЬЖЕНИЯ**

v_s , м/с	φ'	v_s , м/с	φ'	v_s , м/с	φ'
1,0	2°30'...3°10'	2,5	1°40'...2°20'	7	1°00'...1°30'
1,5	2°20'...2°50'	3	1°30'...2°00'	10	0°55'...1°20'
2	2°00'...2°30'	4	1°20'...1°40'	15	0°50'...1°10'