

СЕВЕРО-ЗАПАДНЫЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЗАОЧНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС

Санкт-Петербург
2010

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования

«СЕВЕРО-ЗАПАДНЫЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЗАОЧНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра теоретической и прикладной механики

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС

Энергетический институт

Специальности:

140101.65-тепловые электрические станции

140104.65-промышленная теплоэнергетика

140211.65-электроснабжение

140601.65-электромеханика

140602.65-электрические и электронные аппараты

Институт приборостроения и систем обеспечения безопасности

Специальности:

200101.65-приборостроение

280202.65-инженерная защита окружающей среды

Институт системного анализа, автоматики и управления

Специальность

220301.65-автоматизация технологических процессов и производств (по отраслям)

Институт автомобильного транспорта

Специальности:

190701.65-организация перевозок и управление на транспорте (по видам)

190702.65-организация и безопасность движения (автомобильный транспорт)

Машиностроительно-технологический институт

Специальности:

150104.65- литейное производство черных и цветных металлов

240301.65-химическая технология неорганических веществ

240401.65 – химическая технология органических веществ

Направления подготовки бакалавра:

140100.62,140200.62,140600.62,150100.62,200100.62,240100.62,280200.62

Санкт-Петербург
Издательство СЗТУ

2010

Утверждено редакционно-издательским советом университета

УДК 621.01 (07)

Прикладная механика: учебно-методический комплекс / сост. А.И. Иванов, К.У. Кутыев. – СПб.: Изд-во СЗТУ, 2010. – 201 с.

Учебно-методический комплекс (УМК) разработан в соответствии с государственными образовательными стандартами высшего профессионального образования.

В УМК рассмотрены вопросы профессиональной подготовки в области проектирования и разработки механизмов, машин и приборов в энергетических, технологических, радиотехнических и медико-биологических устройствах.

УМК «Прикладная механика» предназначается для студентов специальностей 140601.65, 140602.65, 220301.65 изучающих дисциплину «Прикладная механика», студентов специальностей 140101.65, 140104.65, 190701.65, 190702.65, 240301.65, 240401.65, 280202.65 изучающих дисциплину «Механика (Прикладная механика)» и для студентов 140211.65 изучающих дисциплину «Техническая механика (Прикладная механика)», для студентов специальности 200101.65 – изучающих дисциплину «Соппротивление материалов. Теория механизмов приборов (Прикладная механика)», 150104.65, изучающих дисциплину «Соппротивление материалов».

Рассмотрено на заседании кафедры теоретической и прикладной механики 19 января 2009 г., одобрено методическим советом факультета общепрофессиональной подготовки 2 февраля 2009 г.

Рецензенты: В.А. Алексеев, канд. техн. наук, проф. зав. кафедрой организации перевозок СЗТУ.

Составители: А. И. Иванов, канд. техн. наук, доц., К.У. Кутыев, канд. тех. наук, доц.

© Северо-Западный государственный заочный технический университет, 2010

© Иванов А.И., Кутыев К.У., 2010

1. Информация о дисциплине

1.1. Предисловие

Программа дисциплины «Прикладная механика» (цикл ОПД.Ф.) предполагает изучение основных сведений о разделах механики, гипотезах и моделях механики и границах их применения, приобретения навыков практического проектирования и конструирования. Она включает в себя структуру машинного агрегата, кинематику и динамику основных типов механизмов, расчет элементов конструкций на прочность и жесткость, основные материалы, применяемые в технике и расчет деталей общего назначения (оси, валы, соединения (разъемные и неразъемные)), зубчатые колеса, передачи), т.е. разделы курсов «Теория машин и механизмов», «Детали машин», «Детали приборов и основы конструирования» – курс является общетехническим, а его назначение состоит в том, чтобы расширить фундамент общей инженерной подготовки, обеспечить взаимопонимание и взаимодействие инженеров различных специальностей.

УМК «Прикладная механика» предназначается для студентов специальностей 140601.65, 140602.65, 220301.65, изучающих дисциплину «Прикладная механика», студентов специальностей 140101.65, 140104.65, 190701.65, 190702.65, 240301.65, 240401.65, 280202.65, изучающих дисциплину «Механика (Прикладная механика)» и для студентов 140211.65, изучающих дисциплину «Техническая механика (Прикладная механика)», для студентов специальности 150104.65, изучающих дисциплину «Соппротивление материалов» для специальности 200101.65, изучающих «Соппротивление материалов. Теория механизмов приборов (Прикладная механика)».

Место и назначение курса предопределяет приоритет задач анализа, имеющих большую познавательную ценность. Являясь научной основой для специальных курсов, «Прикладная механика» ставит следующие цели:

- цель изучения дисциплины – заложить основу общетехнической подготовки студента, необходимую для последующего изучения специальных дисциплин, а

также дать знания и навыки в области механики, необходимые при разработке и эксплуатации машин, приборов, аппаратов;

- задачей изучения курса является получение сведений о разделах, основных гипотезах и моделях механики и границах их применения, приобретение навыков практического проектирования и конструирования;

- студент, изучающий курс «Прикладная механика» должен знать:

- связь различных разделов с общенаучными инженерными дисциплинами;
- модели механики (математические, геометрические) и границы их применения (модели материала, формы, сил (нагрузок), физических тел и т.д.);
- методы проектно – конструкторской работы; решение проектной задачи на структурном и конструкторском уровнях, общие требования к системам проектирования;
- основные методы исследования напряженно – деформированного состояния, методы проектных и проверочных расчетов элементов конструкций.

Уметь - пользоваться терминологией, характерной для различных разделов механики;

- проектировать и конструировать типовые элементы машин (передат, валопроводов, соединений и т.д.), получать оценки их прочности и жесткости.

Иметь навыки - использовать справочную литературу и стандарты;

- выбирать аналоги и прототипы конструкций при проектировании;
- проводить инженерные расчеты;
- оформлять проектную и конструкторскую документацию в соответствии с требованиями ЕСКД.

Владеть методами:

- расчета элементов конструкций на прочность и жесткость;
- составления кинематических схем механизмов и определения степени подвижности механизмов;
- определения мощности машин и машинных агрегатов.

Курс «Прикладной механики» базируется на таких дисциплинах, как «Математика», «Теоретическая механика», «Информатика», «Физика»,

«Инженерная графика», «Материаловедение», «Технология конструкционных материалов».

Место дисциплины в учебном процессе.

Дисциплина «Прикладная механика» является основой при изучении специальных дисциплин и используются в курсовом и дипломном проектировании.

1.2. Содержание дисциплины и виды учебной работы

1.2.1. Содержание дисциплины по ГОС

Прикладная механика: машины и механизмы, структурный, кинематический, динамический и силовой анализ; синтез механизмов: особенности проектирования изделий: виды изделий, требования к ним, стадии разработки; принципы инженерных расчетов: расчетные модели геометрической формы, материала и предельного состояния, типовые элементы изделий; механические свойства конструкционных материалов; расчеты на прочность при растяжении; механика материалов; теория напряженно-деформированного состояния; расчет изгибаемых элементов конструкций; перемещения при изгибе; кручение; сложные виды деформаций стержней; устойчивость элементов конструкций; расчеты на прочность при динамических нагрузках; механические колебания; этапы проектирования сопряжения деталей; технические измерения, допуски и посадки, размерные цепи; механические передачи трением и зацеплением, валы и оси, соединения вал-втулка: опоры скольжения и качения; уплотнительные устройства; упругие элементы; муфты; соединения деталей: резьбовые, заклепочные, сварные, паяные, клеевые; корпусные детали.

1.2.2. Объем дисциплины и виды учебной работы

Спец. 140601.65, 140602.65

Вид учебной работы	Всего часов		
	Форма обучения		
	очная	очно-заочная	заочная
Общая трудоемкость дисциплины (отд)	180		
Работа под руководством преподавателя (включая ДОТ)	108	108	108
В т.ч. аудиторные занятия:			
- лекции	64	18	8
- практические занятия (ПЗ)	10	16	6
- лабораторные работы (ЛР)	16	12	8
Самостоятельная работа студента	72	72	72
Промежуточный контроль, количество	18	19	19
В т.ч.: курсовой проект	1	1	1
контрольная работа	-	1	1
Вид итогового контроля (зачет, экзамен)	Зачет, экзамен		

1.2.3. Перечень видов практических занятий и контроля

- тесты (по темам);
- контрольная работа (для очно-заочной и заочной форм обучения);
- практические занятия;
- лабораторные работы;
- курсовой проект;
- зачет, экзамен.

2. Рабочие и учебные материалы

2.1. Рабочая программа (объем 180 часов)

Введение (8 часов) [1], с. 5...11; [7], с. 4...7; [9], с. 4...8

Прикладная механика – комплексная дисциплина, представляющая собой основу общетехнической подготовки студентов немашиностроительных специальностей, которая базируется на таких дисциплинах, как математика, физика, теоретическая механика, инженерная графика, детали машин и приборов, материаловедение, сопротивление материалов.

Раздел 1. Основы машиноведения (42 часа) [1], с. 7...35; [4], с. 7...17; с.320-343; [9], с. 10...49; [10], с. 18...136; с.139...180; 201...243

1.1. Основные понятия и определения

Определение понятий машины, механизма, машина-автомат, автоматическая линия, завод-автомат. Построение расчетной модели: звено, кинематическая пара, кинематическая цепь, деталь, сборочная единица. Требования, предъявляемые к объектам техники. Основы структуры механизмов. Классификация кинематических пар. Определение степени подвижности механизма, кинематические схемы основных типов механизмов: рычажных, кулачковых, фрикционных, зубчатых, мальтийских и храповых. Метод инверсии. Избыточные связи.

1.2. Основы кинематики механизмов

Задачи кинематики. Методы кинематического анализа. Функция положения и законы движения звеньев. Метод планов скоростей и ускорений. Аналитические методы исследования механизмов. Кинематический синтез плоских рычажных механизмов. Точность передаточных механизмов и их погрешность.

1.3. Основы динамики механизмов

Основные задачи динамики. Силы, действующие на звенья механизмов. Уравнения движения механизма в интегральной и дифференциальной формах. Режимы движения. Механический коэффициент полезности действия.

Понятие о регулировании хода машин. Силы инерции и их уравнивание.

Раздел 2. Основные типы механизмов (30 часов)

[1], с. 40...70; [7], с. 202...231; [8], с. 49...63; [9], с. 59...139

2.1. Рычажные механизмы

Кулачковые механизмы и их разновидности. Структура кулачковых механизмов. Угол давления. Жесткий и мягкий удары. Синтез кулачковых механизмов. Мальтийские механизмы. Храповые механизмы. Счетно-решающие и измерительные механизмы.

2.2. Теория зубчатых передач

Назначение трехзвенных передач и их классификация. Основная теорема зацепления. Кинематика и геометрия зубчатых трехзвенных передач. Силы, действующие в зацеплении. Планетарные передачи.

2.3. Манипуляторы и промышленные роботы

Назначение и область применения машин-автоматов, манипуляторов и промышленных роботов. Структурный анализ. Степень подвижности и маневренность манипуляторов.

Раздел 3. Обеспечение прочностной надежности (52 часа)

[7], с. 90...102; [8], с.5 ...181

3.1. Построение расчетной модели. Общие принципы расчета элементов конструкций

Идеализация размеров, формы и материала элементов конструкции. Основные допущения и гипотезы. Нагрузки, деформации и перемещения. Механические свойства конструкционных материалов. Метод сечений. Понятие о напряженном состоянии в точке. Нормальные и касательные напряжения. Геометрические характеристики сечений. Коэффициент запаса прочности. Допускаемые напряжения и условия прочности. Общая методика определения допускаемых напряжений.

3.2. Растяжение (сжатие) бруса

Напряжение при растяжении (сжатии). Закон Гука. Деформации. Модуль упругости. Коэффициент Пуассона. Статически неопределимые системы. Удельная потенциальная энергия деформации.

3.3. Сдвиг и кручение бруса

Напряжения и деформация при чистом сдвиге. Практические расчеты прочности деталей на сдвиг (срез). Связи между константами E , G , ν .

Кручение цилиндрического бруса. Напряжения и деформации при кручении. Расчеты валов на прочность и жесткость. Рациональные формы поперечных сечений.

3.4. Изгиб бруса

Чистый и поперечный изгиб бруса. Определение поперечных сил и изгибающих моментов, построение эпюр. Напряжения в балке при изгибе. Дифференциальное уравнение оси изогнутого бруса. Расчет на жесткость и прочность бруса при изгибе. Статически неопределимые системы при изгибе. Перемещения при изгибе. Рациональные формы поперечных сечений.

Устойчивость деформированного состояния бруса. Формула Эйлера. Критическая сила. Пределы применимости Формулы Эйлера.

3.5. Расчет элементов конструкций при сложном нагружении

Критерии эквивалентности напряженных состояний. Гипотезы прочности. Сложное нагружение. Расчет на прочность элементов конструкций на изгиб с кручением, на кручение с растяжением.

3.6. Местные и контактные напряжения

Концентраторы напряжений. Контактные напряжения. Динамические нагрузки. Собственные и вынужденные колебания. Явления резонанса. Усталость материала. Повышение предела выносливости элементов конструкций.

Раздел 4. Конструирование и расчет деталей машин (48 часов)

[7], с. 4...7, 17...24, 110...122; [9], с. 4...22; 47...91; [10], с. 232...319

4.1. Общие вопросы конструирования

Стадии разработки машин и механизмов. Общие принципы конструирования. Конструкционные материалы и их классификация. Основы взаимозаменяемости и стандартизации. Критерии работоспособности. Понятие о системах автоматизированного проектирования (САПР).

4.2. Расчет зубчатых передач

Расчет зубьев на контактную и изгибную прочность. Особенности расчета конических и червячных передач. Коэффициент полезного действия передач

4.3. Валы, подшипники, муфты

Конструкции и материалы валов. Расчетные схемы. Расчет вала на прочность и жесткость. Подшипники качения. Классификация подшипников качения. Подшипники скольжения. Муфты и их назначение. Классификация муфт и их конструкции.

4.4. Корпусные детали

Корпусные детали редукторов, их основные элементы. Конструкции корпусных деталей и материалы для их изготовления. Смазочные и уплотнительные устройства.

4.5. Соединения деталей

Разъемные и неразъемные соединения и их особенности. Конструкции резьбовых, шпоночных и шлицевых соединений. Сварные, заклепочные, пресовые, клеевые соединения и их расчет на прочность.

Заключение

Общие требования к механизмам и их деталям в совокупности противоречивы. Комплексный учет всех требований представляют трудную задачу. Для оптимизации конструкции следует определить цель и соответствующий ей критерий оптимальности, а затем перевести задачу на математический язык и построить математическую модель.

2.2.1. Тематический план дисциплины (для студентов очной формы обучения).

Специальности 140601.65, 140602.65

№ п/п	Наименование раздела (отдельной темы)	Кол-во часов по очной форме обучения	Вид занятий												
			Лекции		ПЗ (С)		ЛР		Сам. раб.	Тесты	Контрольная работа	ПЗ (С)	ЛР	Курсовые проекты	
			аудиторные	ДОТ	аудиторные	ДОТ	аудиторные	ДОТ							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
ВСЕГО		180	64	8	10	4	16	6	72		-			1	
	Введение	8	4						4						
1.	Раздел 1. Основы машиноведения	42	20		4		4		14						
	1.1.Основные понятия и определения	10	4						6	№1					
	1.2.Основы кинематики механизмов	16	8		2		2		4	№2		ПЗ №1	№ 1		
	1.3.Основы динамики механизмов	16	8		2		2		4	№3		ПЗ №2	№ 5		
2.	Раздел 2. Основные типы механизмов	30	6	2	2	2	4	-	14						
	2.1.Рычажные механизмы	12	2		-	-	2		8	№4			№ 2		
	2.2.Теория зубчатых передач	14	2		2	2	2		6	№5		ПЗ №5	№ 3		
	2.3.Манипуляторы и промышленные роботы	4	2	2					-	№6					
3.	Раздел 3. Обеспе-чение прочностной надежности	52	18	-	4	2	4	4	20						
	3.1.Построение расчетной модели. Общие принципы расчета элементов конструкций.	6	2						4	№7					
	3.2.Растяжение (сжатие) бруса	12	4		2	-	2	2	2	№ 8		ПЗ № 6,7	№ 6		
	3.3.Сдвиг и кручение бруса	8	4			-	-		4	№9					
	3.4.Изгиб бруса	12	4		2	2	2	2	-	№10		ПЗ №9	№ 8		
	3.5.Расчет элементов конструкций при сложном нагружении	6	2						4						
	3.6.Местные и контактные напряжения	8	2					-	6	№12					
4.	Раздел 4. Конструирование и расчет деталей машин	48	16	6	-	-	4	2	20						
	4.1.Общие вопросы конструирования	8	4						4	№13					

	4.2.Расчет зубчатых передач	12	4	2	-		2	2	2	№14			№10	
	4.3.Валы, подшипники, муфты	12	4	4					4	№15				
	4.4.Корпусные детали	4	2						2	№16				
	4.5.Соединения деталей Заключение	12	2				2		8	№17			№9	
	ИТОГО:	180	64	8	10	4	16	6	72					

Разделы 1, 2, 3, 4 (п.п. 4.2, 4.3) – для спец. 190701.65, 190702.65, 200101.65

Разделы 3, 4 – для спец. 240301.65, 240401.65

Раздел 3 – для спец. 150104.65.

2.2.2. Тематический план дисциплины (для студентов очно-заочной формы обучения). Специальности 140601.65, 140602.65

№ п/п	Наименование раздела (отдельной темы)	Кол-во часов по очной форме обучения	Вид занятий											
			Лекции		ПЗ (С)		ЛР		Сам. раб.	Тесты	Контрольная работа	ПЗ (С)	ЛР	Курсовые проекты
			аудиторные	ДОТ	аудиторные	ДОТ	аудиторные	ДОТ						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
ВСЕГО		180	18	44	16	12	12	6	72		1			1
	Введение	8	1	3	-	-	-		4					
1.	Раздел 1. Основы машиноведения	42	3	10	4	4		-	21					
	1.1.Основные понятия и определения	10	1	3		-	-		6	№1				
	1.2.Основы кинематики механизмов	16	1	4	2	2	-		7	№2	№1	ПЗ №1		
	1.3.Основы динамики механизмов	16	1	3	2	2	-		8	№3	№1	ПЗ №2		
2.	Раздел 2. Основные типы механизмов	30	3	9	4	2	4	4	4					
	2.1.Рычажные механизмы	12	1	3	2	2	2	2	-	№4		ПЗ №5	№2	
	2.2.Теория зубчатых передач	14	1	5	-	-	2	2	4	№5			№3	
	2.3.Манипуляторы и промышленные роботы	4	1	1	2		-	-	-	№6	№1	ПЗ №3		
3.	Раздел 3. Обеспечение прочностной надежности	52	6	15	6	6	4	2	13					

	3.1. Построение расчетной модели. Общие принципы расчета элементов конструкций.	6	1	5	-	-	-	-	-	№ 7				
	3.2. Растяжение (сжатие) бруса	12	1	3	2	2	2	2	-	№8		ПЗ № 6	№ 6, 7	
	3.3. Сдвиг и кручение бруса	8	1	-	-	-	-	-	7	№9				
	3.1. Изгиб бруса	12	1	2	2	2	2	-	3	№ 10		ПЗ №9	№ 8	
	3.4. Расчет элементов конструкций при сложном нагружении	6	1	1	2	2	-	-	-	№ 11		ПЗ № 10		
	3.5. Местные и контактные напряжения	8	1	4	-	-	-	-	3	№ 12				
4.	Раздел 4. Конструирование и расчет деталей машин	48	5	7	2	-	4	-	30					
	4.1. Общие вопросы конструирования	8	1	2	-	-	-	-	5	№ 13				
	4.2. Расчет зубчатых передач	12	1	-	2	-	2	-	7	№ 14	№1	ПЗ № 13	№ 10	
	4.3. Валы, подшипники, муфты	12	1	4	-	-	-	-	7	№ 15				
	4.4. Корпусные детали	4	1	-	-	-	-	-	3	№ 16				
	4.5. Соединения деталей Заключение	12	1	1	-	-	2	-	8	№ 17			№ 9	
	ИТОГО:	180	18	44	16	12	12	6	72					

Разделы 1, 2, 3, 4 (п.п. 4.2, 4.3) – для спец. 190701.65, 190702.65, 200101.65

Разделы 3, 4 – для спец. 240301.65, 240401.65

Раздел 3 – для спец. 150104.65

2.2.3. Тематический план дисциплины (для студентов заочной формы обучения). Специальности 140601.65, 140602.65

№ п/п	Наименование раздела (отдельной темы)	Кол-во часов по очной форме обучения	Вид занятий											
			Лекции		ПЗ (С)		ЛР		Сам. раб.	Тесты	Контрольная работа	ПЗ (С)	ЛР	Курсовые проекты
			аудиторные	ДОТ	аудиторные	ДОТ	аудиторные	ДОТ						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
ВСЕГО		180	8	74	6	6	8	6	72		1			1
	Введение	8	-	4	-	-	-	-	4					
1.	Раздел 1. Основы машиноведения	42	2	10	2	2	-	-	26					
	1.1.Основные понятия и определения	10	1	2	-	-	-	-	7	№ 1				
	1.2.Основы кинематики механизмов	16	0,5	2	2	2	-	-	9,5	№2	№1	ПЗ 1		
	1.3.Основы динамики механизмов	16	0,5	6	-	-	-	-	9,5	№3				
2.	Раздел 2. Основные типы механизмов	30	1	18	-	-	4	2	5					
	2.1.Рычажные механизмы	12	0,5	6	-	-	2	-	3,5	№4			№ 2	
	2.2.Теория зубчатых передач	14	0,5	8	-	-	2	2	1,5	№5			№ 3	
	2.3.Манипулято- ры и промышлен- ные роботы	4	-	4	-	-	-	-	№6	№6	№1			
3.	Раздел 3. Обеспечение прочностной надежности	52	3	29,5	2	2	2	2	11,5					
	3.1.Построение расчетной модели. Общие принципы расчета элементов конструкций.	6	0,5	2	-	-	-	-	3,5	№ 7				
	3.2.Растяжение (сжатие) бруса	12	0,5	7,5	-	-	2	2	-	№8	№1		№ 6, 7	
	3.3.Сдвиг и кручение бруса	8	0,5	6	-	-	-	-	1,5	№9				
	Изгиб бруса	12	1	4	2	2	-	-	3	№ 10		ПЗ 9		
	3.4.Расчет	6	-	6	-	-	-	-	-	№				

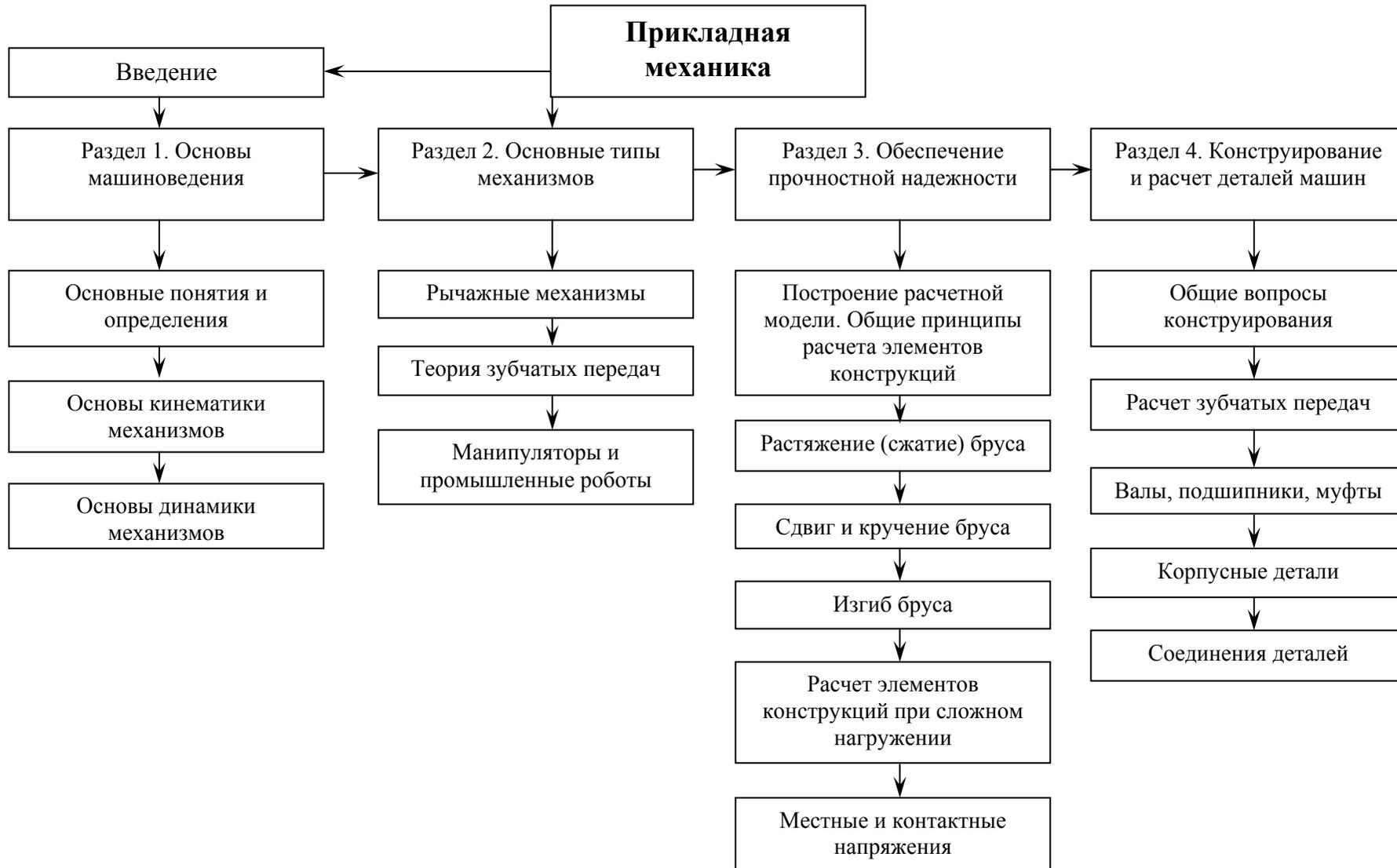
	элементов конструкций при сложном нагружении									11				
	3.5.Местные и контактные напряжения	8	0,5	4	-	-	-	-	3,5	№ 12				
4.	Раздел 4. Конструирование и расчет деталей машин	48	2	12,5	2	2	2	2	25,5					
	4.1.Общие вопросы конструирования	8	1	4	-	-	-	-	3	№ 13				
	4.2.Расчет зубчатых передач	12	1	-	2	2	-	-	7	№ 14	№1	ПЗ 13		
	4.3.Валы, подшипники, муфты	12	-	6	-	-	-	-	6	№ 15				
	4.4.Корпусные детали	4	-	2	-	-	-	-	2	№ 16				
	4.5.Соединения деталей	12	-	0,5	-	-	2	2	7,5	№ 17			№ 9	
	Заключение													
	ИТОГО:	180	8	74	6	6	8	6	72					

Разделы 1, 2, 3, 4 (п.п. 4.2, 4.3) – для спец. 190701.65, 190702.65, 200101.65

Разделы 3, 4 – для спец. 240301.65, 240401.65

Раздел 3 – для спец. 150104.65.

2.3. Структурно-логическая схема дисциплины



2.1. Временной график изучения дисциплины

<i>№ n/n</i>	<i>Наименование раздела/темы</i>	<i>Продолжительность изучения раздела (из расчета 4 часа в день)</i>
1	Введение	2 дня
2	Раздел 1. Основы машиноведения	10,5 дней
3	Раздел 2. Основные типы механизмов	7,5 дней
4	Раздел 3. Обеспечение прочностной надежности	13 дней
5	Раздел 4. Конструирование и расчет деталей, машин и приборов	12 дней
	ИТОГО	45 дней

2.2. Практический блок

2.2.1. Практические занятия

2.2.1.1. Практические занятия для студентов очной формы обучения.

Специальности 140601.65; 140602.65 (10 часов)

<i>Номер и наименование раздела (темы)</i>	<i>Наименование тем практических занятий</i>	<i>Количество часов</i>	
		<i>Ауд.</i>	<i>ДОТ</i>
Раздел 1. Основы машиноведения	ПЗ № 1. Исследование структуры механизма и определение степени его подвижности	2	
	ПЗ № 2. Динамика исполнительного механизма	2	
Раздел 2. Основные типы механизмов	ПЗ № 5. Исследовать структуру машинного агрегата	2	2
Раздел 3. Обеспечение прочности надежности	ПЗ № 6. Расчет стержня при растяжении (сжатии)	2	
	ПЗ № 7. Применение метода сечений		
	ПЗ № 9. Определение прочности балки при изгибе	2	2

2.2.1.2. Практические занятия для студентов очной формы обучения.
 Специальности 190701.65; 190702.65; 200101.65 (12 часов)

<i>Номер и наименование раздела (темы)</i>	<i>Наименование тем практических занятий</i>	<i>Количество часов</i>	
		<i>Ауд.</i>	<i>ДОТ</i>
Раздел 1. Основы машиноведения	ПЗ № 1. Исследование структуры механизма и определение степени его подвижности ПЗ № 2. Динамика исполнительного механизма	2	2
Раздел 3. Обеспечение прочности надежности	ПЗ № 6. Расчет стержня при растяжении (сжатии)	2	2
	ПЗ № 9. Определение прочности балки при изгибе	2	2
Раздел 4. Конструирование и расчет деталей машин	ПЗ № 11. Исследовать структуру и произвести расчет тихоходной ступени коробки передач	2	4
	ПЗ № 12. Произвести расчет быстроходной ступени коробки передач	2	2
	ПЗ № 13. Расчет многозвенных зубчатых передач	2	2

2.2.1.3. Практические занятия для студентов очной формы обучения.
 Специальности 140211.65; 220301.65 (6/8 часов)

<i>Номер и наименование раздела (темы)</i>	<i>Наименование тем практических занятий</i>	<i>Количество часов</i>	
		<i>Ауд.</i>	<i>ДОТ</i>
Раздел 1. Основы машиноведения	ПЗ № 1. Исследование структуры механизма и определение степени его подвижности	2	4
Раздел 2. Основные типы механизмов	ПЗ № 3. Структурный анализ манипулятора	2	2
	ПЗ № 4. Исследование схемы измерительного прибора	2*	4*
Раздел 3. Обеспечение прочности	ПЗ № 9. Определение прочности балки при изгибе	2	4

надежности			
------------	--	--	--

* кроме специальности 140211.65

2.2.1.4. Практические занятия для студентов очно-заочной формы обучения.

Специальности 140601.65; 140602.65, 150104.65 (16/14 часов)

<i>Номер и наименование раздела (темы)</i>	<i>Наименование тем практических занятий</i>	<i>Количество часов</i>	
		<i>Ауд.</i>	<i>ДОТ</i>
Раздел 1. Основы машиноведения	ПЗ № 1. Исследование структуры механизма и определение степени его подвижности	2	2
	ПЗ № 2. Динамика исполнительного механизма	2	2
Раздел 2. Основные типы механизмов	ПЗ № 3. Структурный анализ манипулятора	2	
	ПЗ № 5. Исследовать структуру машинного агрегата	2	2
Раздел 3. Обеспечение прочности надежности	ПЗ № 6. Расчет стержня при растяжении (сжатии)	2,4*	2,4*
	ПЗ № 7. Применение метода сечений	4*	2*
	ПЗ № 8. Определение прочности бруса при кручении	2*	2*
	ПЗ № 9. Определение прочности балки при изгибе	2,4*	2, 2*
Раздел 4. Конструирование и расчет деталей машин	ПЗ № 10. Расчет стержневых систем на устойчивость	2	2
	ПЗ № 13. Расчет многозвенных зубчатых передач	2	

* для специальности 150104.65

2.2.1.5. Практические занятия для студентов очно-заочной формы обучения.

Специальности 240301.65; 240401.65 (10 часов)

<i>Номер и наименование раздела (темы)</i>	<i>Наименование тем практических занятий</i>	<i>Количество часов</i>	
		<i>Ауд.</i>	<i>ДОТ</i>
Раздел 3. Обеспечение прочности надежности	ПЗ № 6. Расчет стержня при растяжении (сжатии)	2	2
	ПЗ № 7. Применение метода сечений	2	2
	ПЗ № 9. Определение прочности балки при изгибе	2	2
Раздел 4. Конструирование и расчет деталей машин	ПЗ № 10. Расчет стержневых систем на устойчивость	2	2
	ПЗ № 13. Расчет многозвенных зубчатых передач	2	2

2.2.1.6. Практические занятия для студентов очно-заочной формы обучения.

Специальности 140101.65, 140104.65 (8 часов)

<i>Номер и наименование раздела (темы)</i>	<i>Наименование тем практических занятий</i>	<i>Количество часов</i>	
		<i>Ауд.</i>	<i>ДОТ</i>
Раздел 1. Основы машиноведения	ПЗ № 1. Исследование структуры механизма и определение степени его подвижности	2	2
Раздел 2. Основные типы механизмов	ПЗ № 5. Исследовать структуру машинного агрегата	2	2
Раздел 3. Обеспечение прочности надежности	ПЗ № 6. Расчет стержня при растяжении (сжатии)	2	2
	ПЗ № 9. Определение прочности балки при изгибе	2	2

2.2.1.7. Практические занятия для студентов очно-заочной формы обучения.
 Специальности 190701.65, 190702.65, 200101.65; 220301.65, 280202.65,
 (6 часов)

<i>Номер и наименование раздела (темы)</i>	<i>Наименование тем практических занятий</i>	<i>Количество часов</i>	
		<i>Ауд.</i>	<i>ДОТ</i>
Раздел 1. Основы машиноведения	ПЗ № 1. Исследование структуры механизма и определение степени его подвижности	2 ^{***}	2
Раздел 2. Основные типы механизмов	ПЗ № 3. Структурный анализ манипулятора	2 ^{**}	2 ^{**}
	ПЗ № 4. Исследование схемы измерительного прибора	2 ^{**} , 2 ^{***}	2 ^{**}
Раздел 3. Обеспечение прочности надежности	ПЗ № 9. Определение прочности балки при изгибе	2 [*] , 2 ^{**} , 2 ^{***}	2 [*] , 2 ^{**}
Раздел 4. Конструирование и расчет деталей машин	ПЗ № 11. Исследовать структуру и произвести расчет тихоходной ступени коробки передач	2 [*]	2 [*]
	ПЗ № 12. Произвести расчет быстроходной ступени коробки передач	2 [*]	2 [*]

* - для специальностей 190701.65, 190702.65

** - для специальностей 200101.65, 220301.65

*** - для специальности 280202.65

2.5.1.8. Практические занятия для студентов очно-заочной формы обучения.
 Специальность 140211.65 (2 часа)

<i>Номер и наименование раздела (темы)</i>	<i>Наименование тем практических занятий</i>	<i>Количество часов</i>	
		<i>Ауд.</i>	<i>ДОТ</i>
Раздел 3. Обеспечение прочности надежности	ПЗ № 7. Применение метода сечений	2	2

2.5.1.9. Практические занятия для студентов заочной формы обучения.

Специальности 140601.65; 140602.65, 150104.65 (6 часов)

<i>Номер и наименование раздела (темы)</i>	<i>Наименование тем практических занятий</i>	<i>Количество часов</i>	
		<i>Ауд.</i>	<i>ДОТ</i>
Раздел 1. Основы машиноведения	ПЗ № 1. Исследование структуры механизма и определение степени его подвижности	2	2
Раздел 3. Обеспечение прочности надежности	ПЗ № 9. Определение прочности балки при изгибе	2	2
Раздел 4. Конструирование и расчет деталей машин	ПЗ № 13. Расчет многозвенных зубчатых передач	2	2

2.5.1.10. Практические занятия для студентов заочной формы обучения.

Специальности 140101.65; 140104.65, 280202.65 (4 часа)

<i>Номер и наименование раздела (темы)</i>	<i>Наименование тем практических занятий</i>	<i>Количество часов</i>	
		<i>Ауд.</i>	<i>ДОТ</i>
Раздел 1. Основы машиноведения	ПЗ № 1. Исследование структуры механизма и определение степени его подвижности	2	2
Раздел 3. Обеспечение прочности надежности	ПЗ № 9. Определение прочности балки при изгибе	2	2

2.5.1.11. Практические занятия для студентов заочной формы обучения.

(2 часа) Специальности 140211.65

<i>Номер и наименование раздела (темы)</i>	<i>Наименование тем практических занятий</i>	<i>Количество часов</i>	
		<i>Ауд.</i>	<i>ДОТ</i>
Раздел 3. Обеспечение прочности надежности	ПЗ № 9. Определение прочности балки при изгибе	2	2

У студентов специальностей 190701.65. 190702.65. 200101.65, 220301.65, 240301.65, 240401.65 заочной формы обучения практические занятия не предусмотрены.

2.2.2. Лабораторный практикум

2.5.2.1. Лабораторный практикум для студентов очной формы обучения.

Специальности 140211.65, 140601.65; 140602.65 (16 часов)

Номер и наименование раздела (темы)	Наименование лабораторной работы	Количество часов	
		Ауд.	ДОТ
Раздел 1. Основы машиноведения	Работа № 1. Составление кинематических схем и структурный анализ плоских рычажных механизмов	2	
	Работа № 5. Динамическая балансировка жесткого ротора	2	
Раздел 2. Основные типы механизмов	Работа № 2. Кинематический анализ кулачковых механизмов	2	
	Работа №3. Структурный и кинематический анализ зубчатых передач	2	
Раздел 3. Обеспечение прочностной надежности	Работа №6. Определение основных механических характеристик материалов	2	2
	Работа № 8. Определение напряжений и перемещений при плоском поперечном изгибе	2	2
Раздел 4. Конструирование и расчет деталей	Работа № 9. Исследование затянутого болтового соединения	2	
	Работа № 10. Анализ конструкции зубчатого цилиндрического редуктора	2	2

2.5.2.2. Лабораторный практикум для студентов очной формы обучения.

Специальности 140101.65, 140104.65; 190701.65, 190702.65, 200101.65 (12 часов)

Номер и наименование раздела (темы)	Наименование лабораторной работы	Количество часов	
		Ауд.	ДОТ
Раздел 1. Основы машиноведения	Работа № 1. Составление кинематических схем и структурный анализ плоских рычажных механизмов	2	2
	Работа № 5. Динамическая балансировка жесткого ротора	2	2
Раздел 2. Основные типы механизмов	Работа № 2. Кинематический анализ кулачковых механизмов	2	2
Раздел 3. Обеспечение прочностной надежности	Работа №6. Определение основных механических характеристик материалов	2	2
	Работа № 7. Определение модуля упругости и коэффициента Пуассона стали при растяжении		
	Работа № 8. Определение напряжений и перемещений при плоском поперечном изгибе	2	2
Раздел 4. Конструирование и расчет деталей	Работа № 10. Анализ конструкции зубчатого цилиндрического редуктора	2	2

2.5.2.3. Лабораторный практикум для студентов очной формы обучения.

Специальности 220301.65 (8 часов)

Номер и наименование раздела (темы)	Наименование лабораторной работы	Количество часов	
		Ауд.	ДОТ
Раздел 2. Основные типы механизмов	Работа № 2. Кинематический анализ кулачковых механизмов	2	2
	Работа №3. Структурный и кинематический анализ зубчатых передач	2	2
Раздел 3. Обеспечение прочностной	Работа №6. Определение основных	1	1

надежности	механических характеристик материалов		
	Работа № 7. Определение модуля упругости и коэффициента Пуассона стали при растяжении	1	1
	Работа № 8. Определение напряжений и перемещений при плоском поперечном изгибе	2	2

2.5.2.4. Лабораторный практикум для студентов очно-заочной формы обучения.
Специальности 140101.65, 140104.65, 140601.65; 140602.65 (12 часов)

<i>Номер и наименование раздела (темы)</i>	<i>Наименование лабораторной работы</i>	<i>Количество часов</i>	
		<i>Ауд.</i>	<i>ДОТ</i>
Раздел 2. Основные типы механизмов	Работа № 2. Кинематический анализ кулачковых механизмов	2	2
	Работа №3. Структурный и кинематический анализ зубчатых передач	2	2
Раздел 3. Обеспечение прочностной надежности	Работа №6. Определение основных механических характеристик материалов	1	1
	Работа № 7. Определение модуля упругости и коэффициента Пуассона стали при растяжении	1	1
	Работа № 8. Определение напряжений и перемещений при плоском поперечном изгибе	2	
Раздел 4. Конструирование и расчет деталей	Работа № 9. Исследование затянутого болтового соединения	2	
	Работа № 10. Анализ конструкции зубчатого цилиндрического редуктора	2	

2.5.2.5. Лабораторный практикум для студентов очно-заочной формы обучения.

Специальности 140211.65, 240301.65, 240401.65 (8 часов)

Номер и наименование раздела (темы)	Наименование лабораторной работы	Количество часов	
		Ауд.	ДОТ
Раздел 1. Основы машиноведения	Работа № 1. Составление кинематических схем и структурный анализ плоских рычажных механизмов	2	
Раздел 2. Основные типы механизмов	Работа № 2. Кинематический анализ кулачковых механизмов	2	2
Раздел 3. Обеспечение прочностной надежности	Работа №6. Определение основных механических характеристик материалов	1,2*	1, 2*
	Работа № 7. Определение модуля упругости и коэффициента Пуассона стали при растяжении	1, 2*	1, 2*
	Работа № 8. Определение напряжений и перемещений при плоском поперечном изгибе	2, 4*	2, 2*

* для специальностей 240301.65, 240401.65

2.5.2.6. Лабораторный практикум для студентов очно-заочной формы обучения

Специальности 190701.65, 190702.65, 200101.65, 150104.65, 220301.65, 280202.65

(6/4 часов)

Номер и наименование раздела (темы)	Наименование лабораторной работы	Количество часов	
		Ауд.	ДОТ
Раздел 2. Основные типы механизмов	Работа № 2. Кинематический анализ кулачковых механизмов	2	2
	Работа №3. Структурный и кинематический анализ зубчатых передач	2	2
Раздел 3. Обеспечение прочностной надежности	Работа №6. Определение основных механических характеристик материалов	1,1*	1,1*

	Работа № 7. Определение модуля упругости и коэффициента Пуассона стали при растяжении	1,1*	1,1*
Раздел 4. Конструирование и расчет деталей.	Работа № 10. Анализ конструкции зубчатого цилиндрического редуктора	2*	2*

* для специальностей 150104.65, 220301.65, 280202.65

2.5.2.7. Лабораторный практикум для студентов заочной формы обучения.

Специальности 140601.65; 140602.65; 240301.65; 240401.65 (8 часов)

Номер и наименование раздела (темы)	Наименование лабораторной работы	Количество часов	
		Ауд.	ДОТ
Раздел 2. Основные типы механизмов	Работа № 2. Кинематический анализ кулачковых механизмов	2	
	Работа №3. Структурный и кинематический анализ зубчатых передач	2	2
Раздел 3. Обеспечение прочностной надежности	Работа №6. Определение основных механических характеристик материалов	1, 2*	1, 2*
	Работа № 7. Определение модуля упругости и коэффициента Пуассона стали при растяжении	1, 2*	1, 2*
Раздел 4. Конструирование и расчет деталей	Работа № 9. Исследование затянутого болтового соединения	2, 4*	2

* для специальностей 240301.65, 240401.65

2.5.2.8 Лабораторный практикум для студентов заочной формы обучения.

Специальности 140101.65, 140104.65, 190701.65; 190702.65, 200101.65; 220301.65

(6 часов)

Номер и наименование раздела (темы)	Наименование лабораторной работы	Количество часов	
		Ауд.	ДОТ
Раздел 1. Основы машиноведения	Работа № 1. Составление кинематических схем и структурный анализ плоских рычажных механизмов	2	2
Раздел 3. Обеспечение прочностной надежности	Работа №6. Определение основных механических характеристик материалов	2	2
	Работа № 7. Определение модуля упругости и коэффициента Пуассона стали при растяжении		
	Работа № 8. Определение напряжений и перемещений при плоском поперечном изгибе	2	2

2.5.2.9. Лабораторный практикум для студентов заочной формы обучения.

Специальность 280201.65, 140211.65, 150104.65 (4/2 часа)

Номер и наименование раздела (темы)	Наименование лабораторной работы	Количество часов	
		Ауд.	ДОТ
Раздел 2. Основные типы механизмов	Работа №3. Структурный и кинематический анализ зубчатых передач	2	2
Раздел 3. Обеспечение прочностной надежности	Работа №6. Определение основных механических характеристик материалов	2, 2*	2,2*
	Работа № 7. Определение модуля упругости и коэффициента Пуассона стали при растяжении		

* для специальностей 140211.65, 150104.65

2.3. Балльно-рейтинговая система

Базисный рейтинг равен – 100 баллов.

Для специальностей **140101.65, 140104.65, 140601.65, 140602.65,** выполняющих контрольную работу и курсовой проект:

- 40 баллов – контрольное тестирование
- 10 баллов – посещение занятий (для очной формы обучения)
- 10 баллов – за выполнение практических заданий
- 30 баллов – курсовой проект (курсовая работа)
- 10 баллов – контрольная работа
- 10 баллов – лабораторные работы (зачтенные).

Студенты всех форм обучения, у которых не предусмотрены практические занятия, могут выполнить самостоятельно задания по практическим занятиям для набора дополнительных баллов.

Для студентов специальностей **200101.65, 240301.65, 240401.65,** выполняющих курсовой проект, и специальности **220301.65,** выполняющих курсовую работу): В том числе для очной и очно-заочной форм обучения:

- 40 баллов – контрольное тестирование
- 10 баллов – посещение занятий (для очной формы обучения)
- 40 баллов – курсовой проект (курсовая работа)
- 10 баллов – лабораторные работы (зачтенные).
- 10 баллов – за выполнение практических заданий.

В том числе для заочной формы обучения:

- 40 баллов – контрольное тестирование
- 40 баллов – курсовой проект (курсовая работа)
- 20 баллов – лабораторные работы (зачтенные).

Для специальностей **150104.65, 190701.65, 190702.65, 280202.65,** выполняющих две контрольные работы:

- 40 баллов – контрольное тестирование
- 30 баллов – две контрольные работы
- 20 баллов – лабораторные работы (зачтенные)
- 10 баллов – за выполнение практических заданий.

Студенты всех форм обучения, у которых не предусмотрены практические занятия, могут выполнить самостоятельно задания по практическим занятиям для набора дополнительных баллов.

После изучения теоретического материала студент проходит тренировочное тестирование (текущий контроль). Правильные ответы на эти тесты приводятся в конце соответствующего раздела.

Завершив работу с тренировочными тестами, необходимо ответить на вопросы контрольных тестов. Задание на контрольное тестирование можно получить либо у преподавателя, либо на учебном сайте университета.

В результате при успешной работе студентом может быть набрано максимум 100 баллов.

Студент, набравший 80...100 баллов, получает оценку отлично, набравший 70...80 баллов, получает оценку хорошо, набравший больше 60 баллов – оценку удовлетворительно за экзамен. А студент, набравший, от 50 до 60 баллов получает допуск к экзамену.

3. Информационные ресурсы дисциплины

3.1. Библиографический список

Основной:

1. Прикладная механика: учебник для вузов/ В.В. Джамай [и др.]; под.ред. В.В. Джамая.- М.: Дрофа, 2004.
2. Иванов, М.Н. Детали машин:учебник / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – М.: Высш. шк., 2008.
3. Недоступ, А.П. Теория механизмов и машин: структура и кинематика механизмов: учеб. пособие / А.П. Недоступ, В.П. Уваров. – СПб.: Изд-во СЗТУ, 2002.

4. Уваров, В.П. Теория механизмов и машин. Динамика машин: учеб. пособие / В.П. Уваров. – СПб.: Изд-во СЗТУ, 2008.
5. Прикладная механика: учеб.-метод. комплекс (блок контроля освоения дисциплины, задания на курсовые проекты (курс. работы) и метод. указания к их выполнению) / сост.: А.И. Иванов, К.У. Кутыев. – СПб.: Изд-во СЗТУ, 2009. – 118 с.
6. Прикладная механика: учеб.-метод. комплекс, информ. ресурсы дисциплины, метод. указания к выполнению лаб. работ / сост.: А.И. Иванов, К.У. Кутыев, О.А. Румянцев. - СПб.: Изд-во СЗТУ, 2008. - 67 с.

Дополнительный:

7. Иосилевич, Г.Б. Прикладная механика: учебник для вузов / Г.Б. Иосилевич [и др.]. – М.: Высш. шк., 1989.
8. Иванов, А.И. Прикладная механика: учеб. пособие для вузов. Ч. 2, 3/ А.И. Иванов, В.М. Рогачев. – СПб.: Изд-во СЗПИ, 1993.
9. Вopilкин, Е.А. Расчет и конструирование приборов и систем: учеб. пособие для вузов / Е.А.Вopilкин. – М.: Высш. шк., 1980.
10. Теория механизмов и машин / К.В. Фролов [и др.]; под ред.К.В. Фролова – М.: Высш. шк., 1998.

3.2. Опорный конспект по дисциплине

Введение

Вы приступаете к изучению прикладной механики – науке о машинах и механизмах. Чтобы достичь максимального эффекта в минимальные сроки необходимо перебороть в себе опасения в нереальности получения положительных результатов, если школьные годы уже в далеком прошлом, на эти вопросы Вы найдете ответы в настоящем пособии.

Прикладная механика – комплексная дисциплина, представляющая собой основу общетехнической подготовки студентов немашиностроительных специальностей, которая базируется на таких математических, естественнонаучных, общепрофессиональных дисциплинах, как математика, физика, теоретическая механика, инженерная графика, детали машин и приборов, материаловедение, сопротивление материалов.

Опорный конспект лекций по «Прикладной механике» предназначен для специальностей 140101.65, 140104.65, 140211.65, 140601.65, 140602.65, читаемый в двух семестрах и для специальностей: 150104.65, 190702.65, 190701.65, 200101.65, 200402.65, 210201.65, 220301.65, 240301.65, 240401.65, 280202.65, читаемый в одном семестре.

Раздел 1. Основы машиноведения

В этом разделе даются основные понятия: машина, механизм. Строится модель исследования механизма с твердыми телами, подверженных связям. Связи являются идеальными, без зазоров и упругого контакта.

Такая модель механизма позволяет исследовать структуру (строение механизмов) кинематику (передачу и преобразование движения в заданное) и динамику (определение законов движения звеньев по заданным силам) механизмов. [1, 2, 5, 6]. Эта модель на первом этапе позволяет изучать общие методы исследования свойств механизмов и проектирования их схем независимо от конкретного назначения машины, механизма, привода.

Изложены методы структурного и кинематического анализа механизмов. При кинематическом анализе движения изучается без учета сил, действующих на

звенья механизма. На основе заданных законов движения входных звеньев выявляется влияние на законы других, определяющих структуру и геометрические соотношения между размерами звеньев. Движение механизма, машины в динамике изучается в связи с действующими силами. Составляются уравнения движения механизма при учете сил и определяются законы движения звеньев.

Движение звеньев с ускорением приводит к дополнительным динамическим нагрузкам, которые могут в несколько раз превышать статические, поэтому необходимо предусмотреть меры снижения динамических нагрузок. Эти расчеты позволяют получить исходные данные для следующего этапа расчетов абсолютно упругой модели и расчета элементов конструкций на прочность и жесткость [1, 3,6,7].

Основной задачей проектирования и конструирования машин является разработка технической документации, необходимой для изготовления, монтажа, испытания и эксплуатации машин. Все эти вопросы изложены в пособии [1, 2, 3, 4, 6, 9].

1.1. Основные понятия и определения

В этой теме даются основные понятия машины, механизма, звена и кинетической пары. Составляется расчетная схема механизма. Студент знакомится с основными терминами и определениями теории механизмов и машин.

Машиной называется устройство, выполняющее механическое движение, предназначенное для преобразования энергии, обработки материалов, перемещение грузов и других объектов труда, а также переработки и накопления информации с целью замены или облегчения физического и умственного труда человека.

В зависимости от преобразования энергии различают энергетические (электродвигатели, двигатели внутреннего сгорания, генераторы и т.д.); транспортные (все виды транспорта); технологические (ткацкие,

металлообрабатывающие, деревообрабатывающие станки); информационные (вычислительные, кибернетические и др.) машины.

Механизмом называется устройство, в котором одни тела передают движение другим телам для преобразования движения как качественно так и количественно.

Контрольно-управляющие машины предназначены для контроля корректировки технологических процессов.

Прибор – устройство для регистрации параметров физических процессов, технических изменений (часы, весы, манометры, тахометры и т.п.). Основное отличие приборов от машин состоит в отсутствии полезной работы.

Механические приспособления служат для передачи и преобразования параметров механической энергии (сил и линейных скоростей, крутящих моментов и угловых скоростей (домкраты, передачи, рычаги, клин и т.п.)).

Машина-автомат – машина, в которой все преобразования энергии, материалов и информации выполняются без непосредственного участия человека.

Совокупность таких машин-автоматов, обеспечивающих заданный технологический процесс, называют автоматической линией.

Объединение нескольких автоматических линий под единым централизованным управлением образуют **завод-автомат**.

Роботы – это универсальные автоматические системы многоцелевого назначения, которые в процессе труда способны обучаться.

1.1.1. Построение расчетной модели

Проектирование любой машины, механизма начинается с составления структурной схемы. Наука об общих методах исследования свойств механизмов и машин и проектирования их схем, называется **теорией механизмов и машин (ТММ)**. Проектирование любого механизма можно разбить на несколько этапов:

- выбор и проектирование схем механизмов;
- выбор размеров и материалов деталей;
- выбор методов и средств изготовления конструкции.

Структурная схема (скелет) механизма является механической моделью механизма. Основными элементами структурной схемы являются звенья и кинематические пары.

Твердые тела, входящие в состав механизма и совершающие относительные движения, называются звеньями. Подвижные соединения звеньев образуют кинематические пары.

При переходе от реального механизма к его структурной схеме делают следующие предположения: все твердые тела (звенья) являются абсолютно твердыми телами; подвижные соединения звеньев идеальны (нет зазоров и упругого контакта).

Структура, т.е. количество звеньев и характер кинематических пар, полностью определяют движение звеньев механизма – кинематику.

Звенья являются твердыми телами, состоящими из отдельных частей, жестко связанных между собой. Изделие, изготовленное из одного материала без сборочных операций, называется деталью. Совокупность деталей определенного функционального назначения называют сборочной единицей (узлом).

Среди большого количества деталей и узлов выделяют такие, которые встречаются во всех машинах (болты, гайки, зубчатые колеса, валы и т.п.). Эти детали и узлы называются деталями и узлами общего назначения и изучаются в разделе «Детали машин», «Детали приборов».

«Детали машин» и «Детали приборов» - разделы прикладной механики, изучающие условия работы, принципы расчета и конструирования деталей и сборочных единиц общего назначения.

1.1.2. Основные требования к объектам техники

При проектировании механических устройств предъявляются требования:

- работоспособность – способность выполнять заданные функции в течение заданного срока без поломок и внеплановых ремонтов;
- надежность – вероятность безотказной работы в течение заданного срока службы;

- экономичность – минимальная стоимость материалов, затрат на производство и эксплуатацию;
- соответствие государственным стандартам и взаимозаменяемость.

Работоспособность деталей определяется следующими критериями: прочностью, надежностью, жесткостью, виброустойчивостью. Эти вопросы изучаются в разделе «Прикладной механики», которая называется «Сопротивлением материалов». «Сопротивление материалов» - наука об инженерных методах расчетов элементов конструкций на прочность, жесткость, виброустойчивость при минимальном расходе материала.

Из вышеизложенного следует, что создание объектов техники представляет сложную комплексную задачу отвечающую ряду противоречивых требований технологического и эксплуатационного характера.

1.1.3. Основы структуры механизмов

Твердые тела, образующие механизм, называются звеньями. Множество точек соприкосновения одного звена с другим называется геометрическим элементом. Форма геометрических элементов определяет характер относительного движения соединяемых звеньев. Подвижное соединение двух звеньев образует кинематическую пару (рис. 1.1 а, b, m, n). Звенья, соединяемые кинематическими парами, образуют кинематическую цепь (рис. 1.1 с, d). Кинематическая цепь называется открытой, если она содержит хотя бы одно звено, входящее в одну кинематическую пару (рис. 1.1 d), в противном случае кинематическая цепь называется замкнутой (рис. 1.1 с, e).

По своей сути, модель механизма – это кинематическая цепь, в которой одно из звеньев является неподвижным (системой отсчета). Такое звено называется стойкой. Все другие звенья являются подвижными (рис. 1.1 е, 1.2, 1.3, 1.4, 1.5).

Кинематические цепи подразделяют на плоские и пространственные. Плоская кинематическая цепь – это цепь, в которой точки звеньев совершают движения в одной или параллельных плоскостях. В последнем случае,

кинематическая цепь будет пространственная. На кинематической схеме звенья обозначаются арабскими цифрами, а кинематические пары прописными буквами. Стойка (неподвижное звено) на кинематической схеме обозначается штриховкой. Среди звеньев механизма имеется по крайней мере одно звено, закон движения которого считается известным. Такое звено называется входным. Среди подвижных звеньев механизма выделяют также выходное (выходные) звено (звенья). Выходным называется звено, совершающее движение, для выполнения некоторого технологического процесса, для которого и предназначен механизм.

1.1.4. Классификация кинематических пар

Кинематические пары различают по характеру соприкосновения звеньев, т.е. замыкание кинематической пары, которое образовано некоторой его геометрической поверхностью (сферической, цилиндрической, конической плоскостью и др.), такая кинематическая пара называется низшей, к примеру, цилиндрический шарнир (рис. 1.1 а, б) плоскость (рис. 1.1 м, п). Кинематическая пара, в которой относительное движение двух звеньев может быть получено соприкосновением по линии или в точке, называются высшей (в зубчатых, кулачковых механизмах) (рис 1.8, 1.6).

Для того чтобы элементы пары находились в постоянном контакте, пары должны быть замкнуты геометрически (за счет конструктивной формы) или силовым (за счет силы тяжести, пружины и т.д.).

Основным назначением кинематической пары является наложением связей на относительные движения одного звена относительно другого. Количество независимых параметров, задание которых однозначно определяет положение одного звена относительно другого, называют числом степеней свободы или степенью подвижности. Поэтому кинематические пары классифицируют по числу независимых движений звеньев, образующих пары (табл.1).

1.1.5. Определение степени подвижности механизма

Твердое тело в пространстве обладает шестью степенями свободы. Поэтому классифицируя кинематическую пару, оставляющую S – степеней свободы в относительном движении, называют S – подвижной. Кинематические пары бывают одно-, двух-, трех-, четырех- и пяти подвижными (табл.1). Пусть механизм имеет « n » свободных звеньев, тогда в случае их пространственного движения он имеет $6n$ степеней свободы. При соединении этих звеньев в кинематические пары их относительные движения будут ограничены C -условиями связи, а общее число условий связей равно:

$$C=1p_1+2p_2+3p_3+4p_4+5p_5=\sum_{i=1}^5 p_i,$$

где p_i – число i –подвижных кинематических пар, а степень подвижности такого механизма будет определена

$$W=6(n-1)-C=6(n-1)-\sum_{i=1}^5 p_i, \quad (1.1)$$

где W – степень подвижности механизма, имеющего « n » звеньев, включая стойку.

Свободное звено на плоскости имеет три степени свободы, а « n » свободных звеньев на плоскости определяется « $3n$ » независимыми параметрами (координатами). Степень подвижности плоского механизма определяют формулой:

$$W=3(n-1)-1p_4-2p_5, \quad (1.2)$$

где n – число всех звеньев, включая стойку;

p_4, p_5 – число пар четвертого и пятого классов.

Эта формула получена и названа в честь русского ученого П.Л.Чебышева.

1.1.6. Кинематические схемы основных типов механизмов

Механизм на рис. 1.1, состоит из четырех звеньев: 1 – кривошип, 2 – шатун, 3 – коромысло, 4 – стойка. Механизм называется четырехзвенным шарнирным и

включает в себя: 1-0 (O); 1-2 (A); 2-3 (B); 3-0 (C) – вращательные низшие кинематические пары 5 класса, степень подвижности этого механизма равна 1.

На рис. 1.2 изображена кинематическая схема кривошипно-ползунного механизма, состоящего из четырех звеньев: 1 – кривошип, 2 – шатун, 3 – ползун, 0 – стойка: образующих 1-0 (O); 1-2 (A); 2-3 (B) – вращательные пары и 3-0 (C) – поступательную пару, низшие. Степень подвижности механизма определяется по формуле (1.2).

$$W=3(4-1)-1 \times 0 - 2 \times 4 = 1.$$

Механизм на рис. 1.3 состоит из звеньев: 1 – кривошип, 2 – кулисный камень, 3 – кулиса, 0 – стойка и 4 кинематических пар: 1-0 (O₁); 1-2 (O₂); 3-0 (O₃) – вращательных и 2-3 (A) – поступательной пары, низших 5 класса, а степень подвижности механизма равна единице. Этот механизм называется кулисным.

На рис. 1.4 изображена кинематическая схема пространственного механизма, состоящего из пяти звеньев. Звенья 1-0 и 2-3 образуют кинематические пары 3 класса, звенья 1-2 и 3-4 вращательные пары 5 класса. Степень подвижности механизма определяется по формуле (1.1):

$$W=6(n-1)-3p_3-3p_5=6(5-1)- 3 \times 2 - 5 \times 2 = 8,$$

т.е. механизм имеет восемь степеней свободы.

У механизма на рис. 1.5 четыре подвижных звена, n=5. Звенья 1-0, 1-2, 3-4 образуют вращательные кинематические пары, звенья 2-3 образуют поступательную пару – p₅=4. Степень подвижности механизма определяется по формуле (1.1)

$$W=6(n-1)-5p_5=6(5-1)- 5 \times 4 = 4.$$

На рис. 1.6-1.9 изображены трехзвенные механизмы. Рис. 1.6 кулачковый механизм: 1-кулачок; 2- толкатель, 3-стойка; 1-0 (O₁) – вращательная, 2-0 (B) – поступательная пары пятого класса; 1-2 (A) – кулачковая, высшая пара 4 класса; рис. 1.7 – фрикционный механизм: 1,2 – фрикционные диски, 0 - стойка, 1-0 (O₁), 2-0 (O₂) – вращательные, низшие кинематические пары 5 класса и 1-2 (A) – фрикционная, высшая пара 4 класса; рис. 1.8 зубчатый механизм с параллельными

осями, звенья 1-0 (O_1), 2-0 (O_2) – образуют вращательные пары 5 класса, 1-2 (A) – пара зацепления, высшая 4 класса; на рис. 1.9 мальтийский механизм, состоящий из кривошипа с цевкой 1, мальтийского креста 2 и стойки 0, звенья 1-0 (O_1), 2-0 (O_2) – образуют вращательные низшие пары 5 класса, 1-2 (A) – высшая пара 4 класса. Все эти механизмы имеют степень подвижности, равную единице.

1.1.7. Избыточные связи

При определении степени подвижности механизма в общее число наложенных связей может войти некоторое число избыточных (повторных) связей, которые дублируют другие связи, не уменьшая степени подвижности, а только обращая его в статически неопределимую систему. В таком случае формулы степени подвижности для пространственных и плоских механизмов с учетом избыточных связей определяется по формулам:

$$W=6(n-1)-\sum_{i=1}^5 p_i+q, \quad W=3(n-1)-1p_4-2p_5+q, \quad (1.3)$$

где q – число избыточных связей.

При $q=0$ – механизм статически определимая система при $q>0$ - статически неопределимая система.

Механизм с избыточными связями нельзя собрать без деформирования звеньев, что требует повышенной точности изготовления.

Следует различать избыточные связи в кинематических парах и кинематических цепях механизма.

а) Избыточные связи в кинематических парах

Высшая кинематическая пара цилиндр и плоскость (рис. 1.10) реализуется по всей поверхности прикосновения, хотя достаточно соприкосновения в двух точках (рис. 1.10, б). Контакт в остальных точках создает неограниченное число избыточных связей и определение реакции становится статически неопределимым. Такие избыточные связи желательны, так как снижают контактные напряжения. Часто приходится между двумя звеньями (вал-стойка) выполнять несколько соединений (опор), что также приводит к избыточным связям.

б) Избыточные связи в кинематических цепях. Рассматривая четырехшарнирный механизм с двумя параллельными кривошипами и одним шатуном (рис. 1.11 а), введение еще одного шатуна (рис. 1.11 б) делает механизм статически неопределимым, степень подвижности которого равна 0. Однако при изготовлении звеньев так, чтобы длины кривошипов и шатунов были равны между собой, не вносит новых связей и степень подвижности такого механизма равна 1. Эти звенья вносят избыточные связи. Такие звенья не оказывают влияния на закон движения механизма и при подсчете степени подвижности механизма не учитываются.

Недостатком используемых формул при определении степени подвижности механизма является то, что они определяют только число избыточных связей, но не определяют их места и расположения.

Структурная классификация, разработанная Л.В. Ассуром, облегчает исследование механизмов без избыточных связей. Для структурных групп Ассура принято равенство

$$W=3n-2p_5, \quad (1.4)$$

где W – степень подвижности структурной единицы, относительно тех звеньев, к которым она присоединяется. Таким образом, « n » и p_5 могут быть только целыми числами: $n=2,4,6,\dots$; $p_5=3,6,9$. Класс структурной группы определяется числом кинематических пар, образующих наиболее сложный замкнутый контур групп.

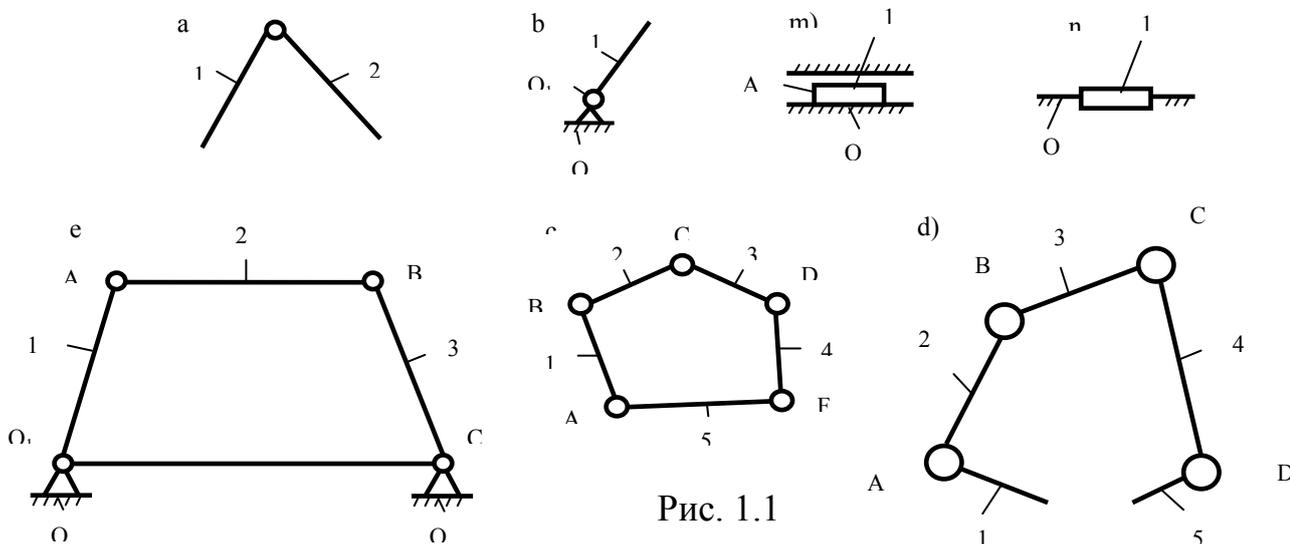


Рис. 1.1

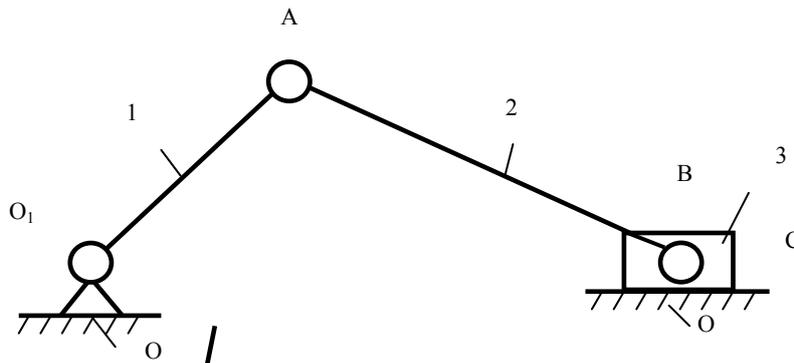


Рис. 1.2

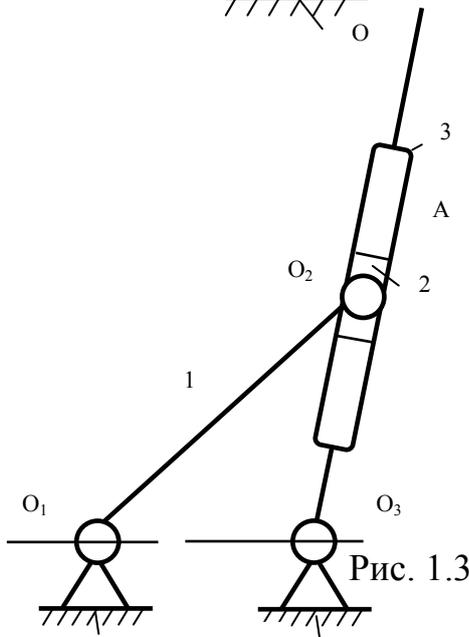


Рис. 1.3

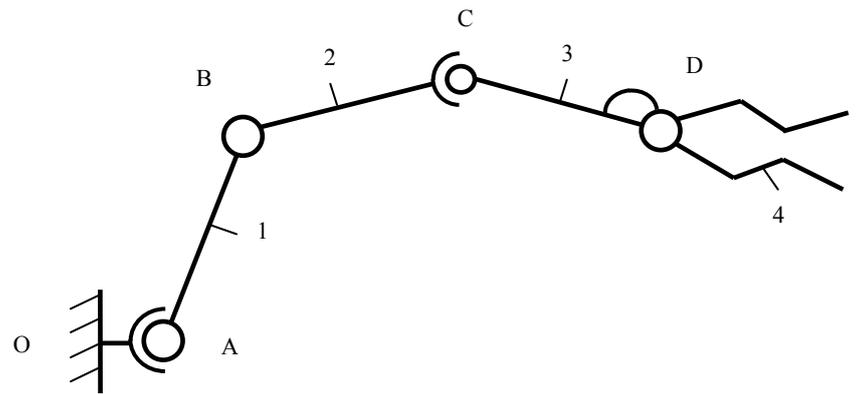


Рис. 1.4

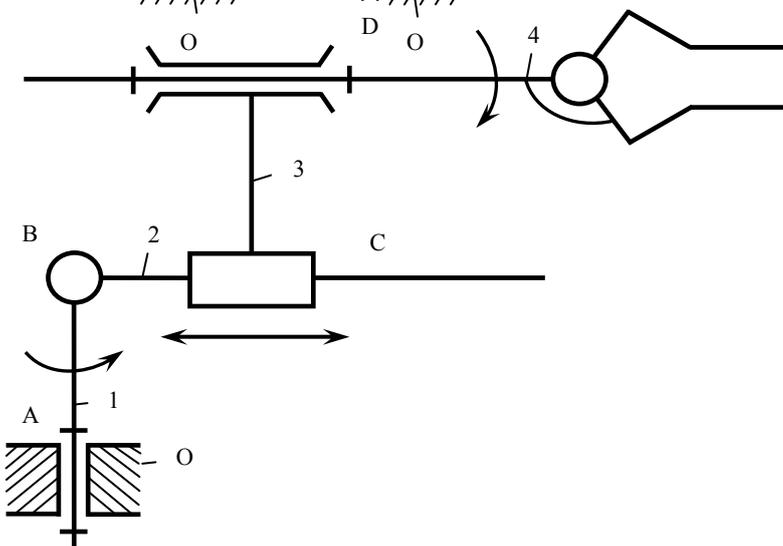


Рис. 1.5

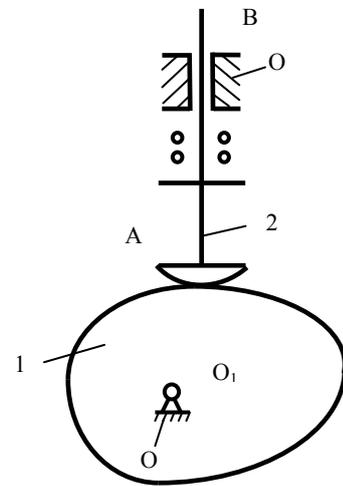


Рис. 1.6

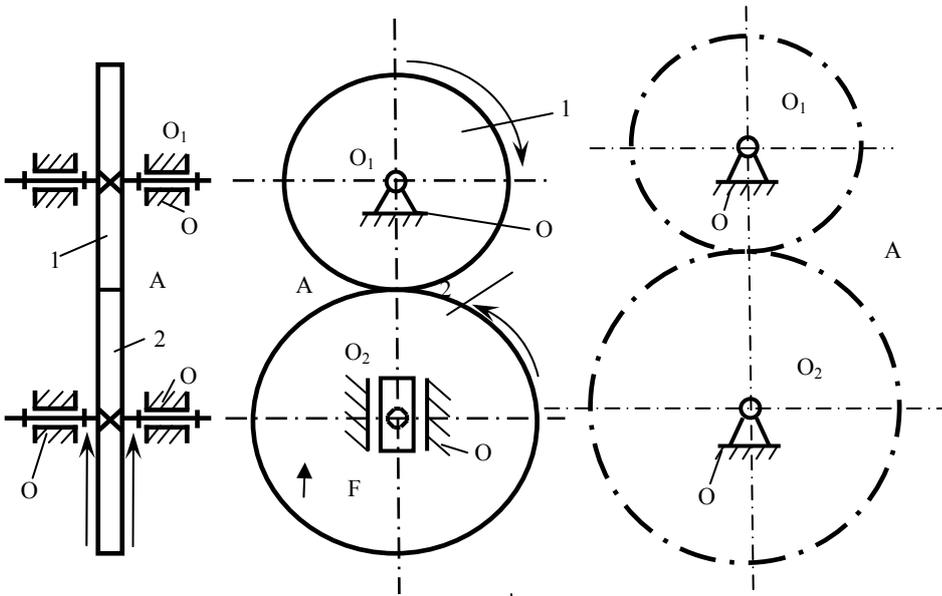


Рис. 1.7

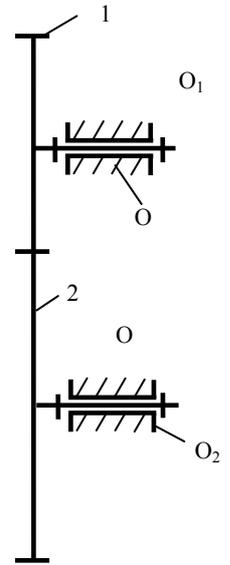


Рис. 1.8

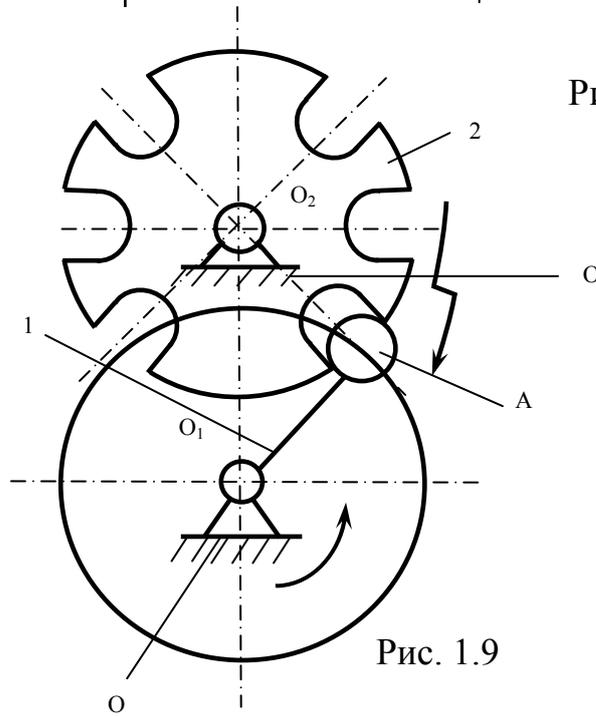
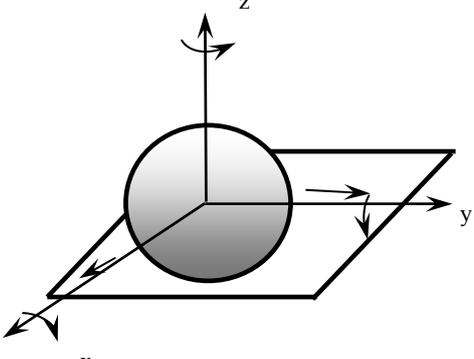
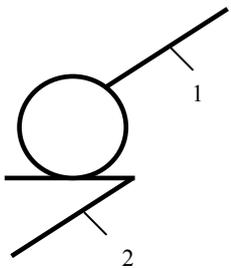
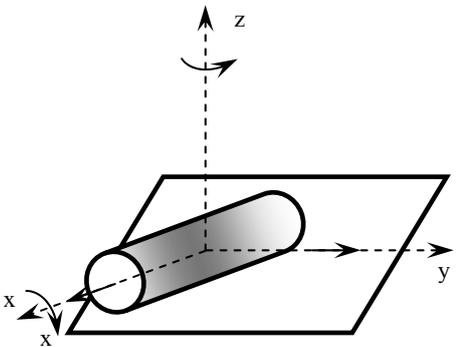
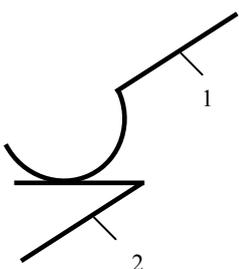
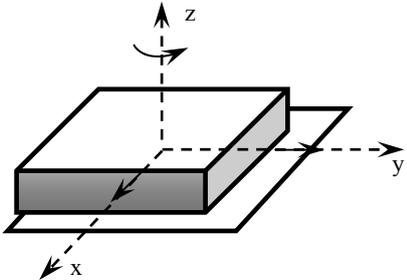
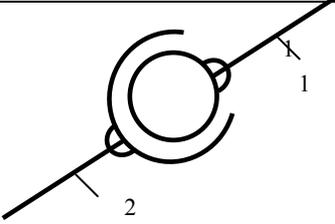
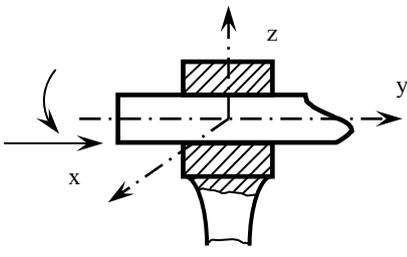
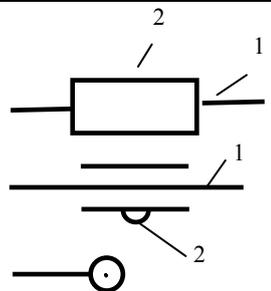
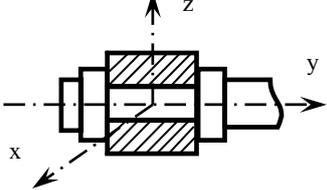
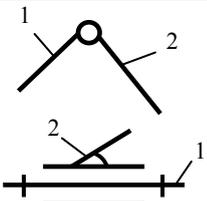
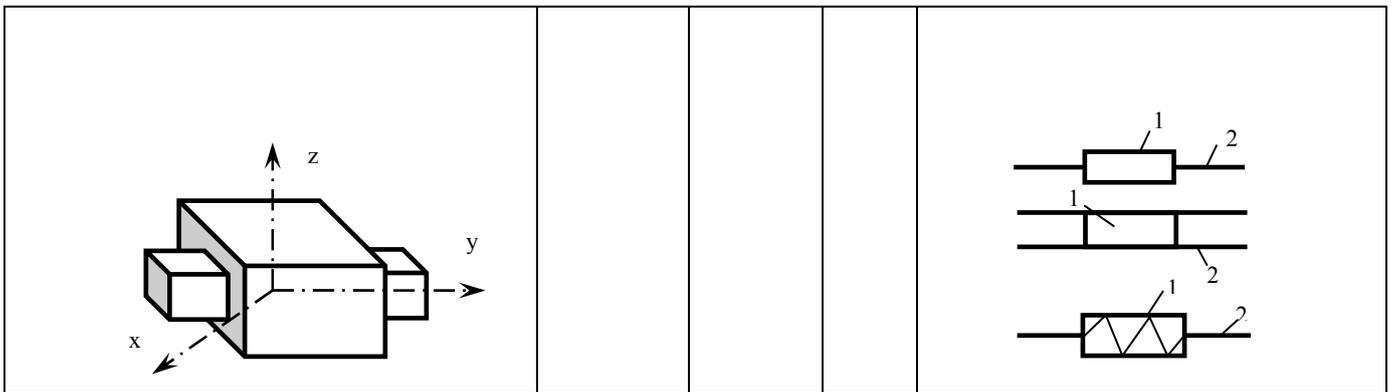


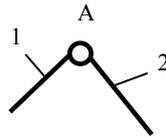
Рис. 1.9

Таблица 1

Кинематическая пара	Число условий связи	Степень подвижности	Класс пары	ГОСТ 2.770-76 Условное обозначение кинематической пары
	1	5	P ₁	
	2	4	P ₂	
	3	3	P ₃	
	4	2	P ₄	
	5	1	P ₅	



Вращательная низшая пара 5 класса



Возвратно-поступательная низшая пара 5 класса

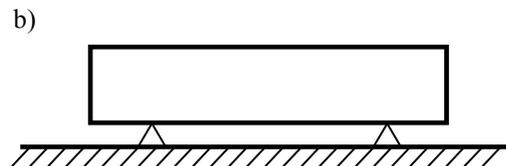
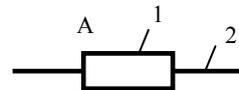


Рис. 1.10

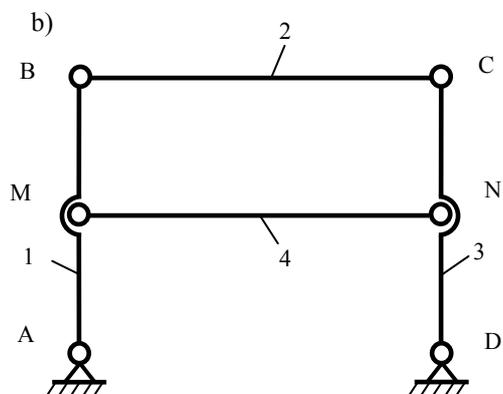
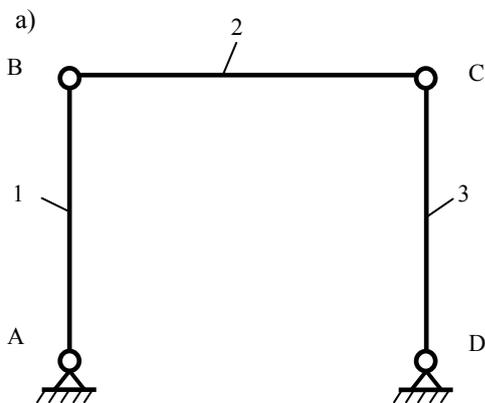


Рис. 1.11

1.2. Основы кинематики механизмов

1.2.1. Задачи кинематики и методы кинематического анализа

Основным назначением механизма является выполнение заданных движений, поэтому задача кинематического анализа состоит в определении параметров движения звеньев (перемещений, углов поворотов, скоростей и ускорений) по заданному закону входного (входных) звена (звеньев). Эти

движения определяются только структурой (строением) механизма, размерами его звеньев и в общем случае зависят от обобщенных координат.

Следовательно, для создания механизма, отвечающего заданным требованиям необходимо знать методы определения кинематических характеристик, а именно:

$$S=S(\varphi); V=\dot{S}(\varphi)=V(\varphi); \ddot{S}(\varphi)=\dot{V}(\varphi)=W(\varphi), \quad (1.5)$$

для механизма с одной степенью подвижности.

При определении параметров движения используют графические, графо-аналитические и аналитические методы.

Применение графо-аналитических методов покажем на механизме с одной степенью подвижности.

При изучении кинематики механизмов необходимо определить условия, при которых существует кривошип.

Условия существования кривошипа в четырехзвенном шарнирном механизме.

Метод замены стойки называется методом инверсии.

На рис. 1.12, а представлен четырехзвенный шарнирный механизм. Пусть размеры звеньев $AB=a$; $BC=b$; $CD=c$; $AD=d$, причем $a < b < c < d$. Введем понятие предельного положения: три шарнира, лежащих на одной прямой называют предельным положением (рис. 1.12, б, в, г). Выбирая из этих предельных положений внешнее (рис. 1.12, г), из соотношений сторон треугольника BDC следует, что

$$a+d \leq b+c, \quad (1.6)$$

т.е., если в четырехзвенном шарнирном механизме сумма наименьшего и наибольшего звена меньше или равна сумме двух других звеньев, то в таком четырехзвенном механизме существует кривошип и кривошипом является наименьшее из звеньев, то есть звено «а».

Применяя метод инверсии к данному механизму, можно получить еще три механизма: однокривошипный, двухкоромысловый и двухкривошипный в зависимости от того, какое звено выбрано в качестве стойки.

Для кривошипно-ползунного механизма условие существования кривошипа примет вид

$$l \gg r, \quad (1.7)$$

где l – длина шатуна; r – длина кривошипа.

1.2.2. Аналитический метод

Среди аналитических методов наиболее распространен векторный метод, который рассмотрим на примере кривошипно-ползунного механизма (рис. 1.13).

Будем считать кривошип 1 – входным звеном, которому приписывается обобщенная координата φ . Для точки С функцией положения будет называться зависимость $X_c = X_c(\varphi)$. Кинематической передаточной функцией скорости точки С называется зависимость $X'_c = \frac{\partial X_c}{\partial \varphi}$, а кинематической передаточной функцией ускорения точки С зависимость $X''_c = \frac{\partial^2 X_c}{\partial \varphi^2}$. Эти функции иногда называют аналогами скорости и ускорения соответственно.

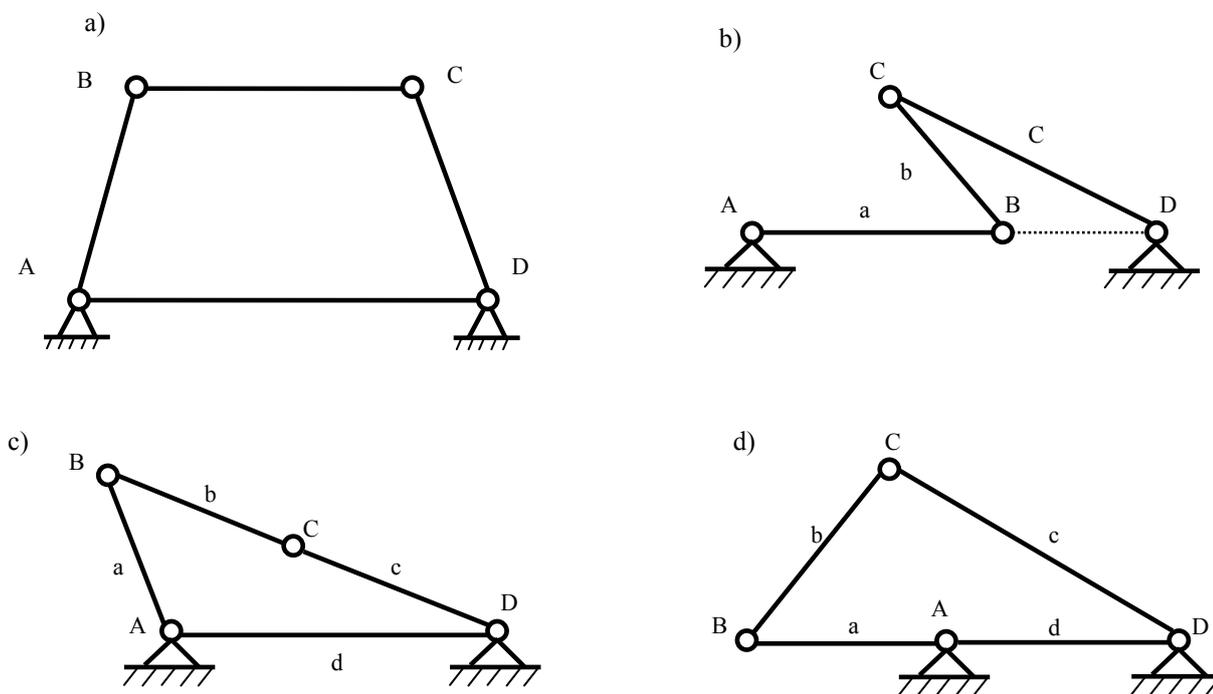


Рис. 1.12

При заданной функции положения можно определить скорости и ускорения и установить связь между аналогами скорости и ускорения. Пусть задана

обобщающая координата φ функцией времени t , $\varphi = \varphi(t)$. Скорость $\dot{X}_c = V_c(t)$ будет сложной функцией $X_c = [\varphi(t)]$ и равна

$$V_c = \frac{dX_c}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt}, \quad (1.8)$$

а ускорение ползуна определяется формулой

$$W_c = \frac{d^2X_c}{d\varphi^2} \cdot \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 + \frac{dX_c}{d\varphi} \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2}, \quad (1.9)$$

Поскольку $\frac{d\varphi}{dt} = \omega(t)$ - угловая скорость входного звена (кривошипа), а $\frac{d^2\varphi}{dt^2} = \varepsilon(t)$ - угловое ускорение, то выражения (1.8) и (1.9) перепишем в виде:

$$V_c(t) = X'_c \cdot \omega, \quad (1.10)$$

$$W_c(t) = X''_c \cdot \omega^2 + X'_c \cdot \varepsilon. \quad (1.11)$$

Следует отметить, что функция положения и кинематические передаточные функции зависят только от структуры и размеров звеньев механизма.

1.2.3. Графические методы кинематического анализа

В основе графических методов положены выражения скорости и ускорения при плоском движении твердого тела [1, 2, 7].

Планом скоростей механизма называют чертеж, на котором изображены в виде отрезков векторы, равные по модулю и направлению скоростям различных точек звеньев механизма в данный момент времени.

Рассмотрим построение плана скоростей на примере кривошипно-ползунного механизма (рис. 1.13, а). Пусть начальным звеном является кривошип, вращающийся с угловой скоростью ω . Положение механизма определяется обобщенной координатой φ . Скорость точки В известна $V_B = \omega \cdot r$ и известно ее направление (перпендикулярно кривошипу и направлена в сторону его вращения). Приняв Р за полюс скоростей, изобразим эту скорость отрезком $P_v b$. Величина этого отрезка $P_v b$ определит значение масштабного коэффициента μ_v для плана скоростей:

$$\mu_v = \frac{V_b}{|P_v b|} = \frac{\omega r}{|P_v b|} \cdot \left[\frac{\text{м}}{\text{с} \cdot \text{мм}} \right].$$

Скорость точки С определяется

$$\vec{V}_c = \vec{V}_b + \vec{V}_{cb} . \quad (1.12)$$

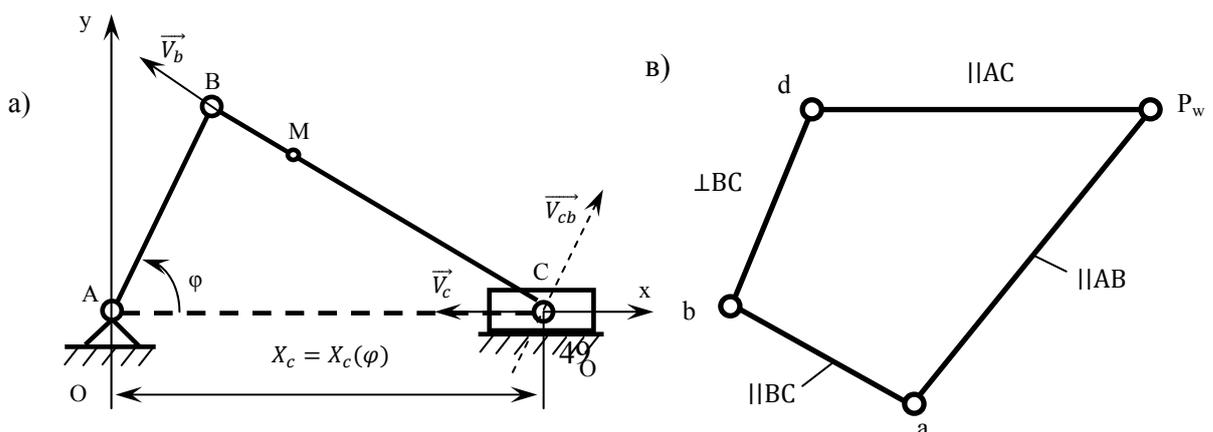
Вектор \vec{V}_c строим графически, принимая за полюс точку В. Точка С, принадлежащая шатуну совершает вращательное движение вокруг точки В и перпендикулярна ВС, а скорость точки С, принадлежащая ползуну, совершает движение по прямой АС. На пересечении этих линий находится отрезок $P_v C$, который отображает скорость точки С - $V_c = |P_v C| \cdot \mu_v$ (рис. 1.13, б).

При определении скоростей каких-либо точек шатуна, к примеру точки М, следует использовать свойства подобия фигур и отрезков на плане механизма и плане скоростей.

Аналогично строится и план ускорений, при построении которого используется векторное уравнение

$$\vec{W}_c = \vec{W}_b + \vec{W}_{cb} = \vec{W}_b^n + \vec{W}_b^t + \vec{W}_{cb}^n + \vec{W}_{cb}^t , \quad (1.13)$$

где $W_b^n = \omega \cdot r^2$ - нормальное ускорение точки В, которое направлено по кривошипу; $W_b^t = 0$ при равномерном вращении кривошипа, т.е. при $\omega = \text{const}$; $W_{cb}^n = \omega_1 \cdot l^2$ - нормальное ускорение точки С, принадлежащей шатуну и направленное по шатуну; $W_{cb}^t = \varepsilon \cdot l$ - касательное ускорение точки С, принадлежащей шатуну, направленное перпендикулярно шатуну; W_c абсолютное ускорение точки С ползуна, направленное на траектории движения ползуна. Это векторное уравнение строится графически (рис. 1.13, в) и определяется ускорение точки С, которое равно $W_c = |P_w d| \cdot \mu_w$, где $P_w d = \frac{W_b^n}{\mu_w}$.



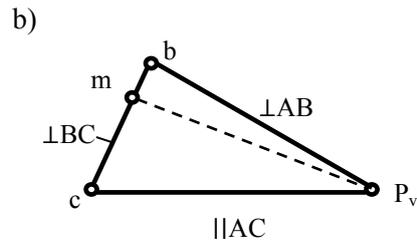


Рис. 1.13

1.3. Основы динамики механизмов

1.3.1. Основные задачи динамики

При известных силах, приложенных к звеньям, можно определить закон движения звена и механизма [1,2,7]. Однако, практическое решение задачи оказывается сложным. Поэтому сложный многозвенный механизм заменяют его динамической моделью [10]. При построении модели механизма все силы и моменты сил, действующие на его звенья приводят к одному звену, называемому приведенным [10]. В итоге заданный многозвенный механизм, нагруженный сложной системой сил и моментов сил, заменяют простой моделью, состоящей из одного звена приведения, к которому приложены приведенные силы, моменты сил и приведенные массы и моменты инерции[10].

При приведении сил соблюдается равенство элементарных работ, а при приведении масс и моментов инерции равенство кинетических энергий.

Основная задача – определение законов движения звеньев с учетом основных силовых факторов.

1.3.2. Силы, действующие на звенья механизмов

Все силы и пары сил, приложенные к звеньям механизма можно разделить:

1. Движущие силы и моменты сил, совершающие положительную работу за время своего действия или за один цикл – эти силы приложены к входным звеньям, работа которых

$$A_{сд} > 0. \quad (1.14)$$

2. Силы и моменты сил сопротивления, совершающие отрицательную работу за время своего действия или за один оборот (цикл). К ним можно отнести: силы полезного сопротивления, силы и моменты сил сопротивления среды (газа, жидкости):

$$A_{сп} < 0; A_{сс} < 0. \quad (1.15)$$

3. Силы тяжести подвижных звеньев и силы упругости пружин. Эти силы могут совершать как положительную, так и отрицательную работы. За полный цикл работы этих сил равны 0:

$$A_{ст} \geq 0, A_{ст} \leq 0 \quad (1.16)$$

4. Силы и моменты сил, приложенные к стойке (извне). К этим силам относятся силы тяжести корпуса, реакции фундамента. Эти силы не совершают работы, поскольку стойка считается неподвижной и работа этих сил будет равна 0.

5. Силы взаимодействия между звеньями механизма, то есть силы, действующие в кинематических парах. Согласно III закона Ньютона они не совершают работы (нормальные), а касательные (силы трения) совершают работу. Эта работа отрицательна:

$$A_{ст} < 0. \quad (1.17)$$

Движущие силы, силы полезного сопротивления, силы тяжести - активные силы, которые обычно известны или могут быть оценены.

Эти силы приложены извне и являются внешними, а силы трения являются внутренними. Наибольшее влияние на закон движения механизма оказывают движущие силы и силы сопротивления, которые определяются рабочим процессом и изменяются при изменении положения, скорости звеньев. Эти силы могут быть представлены графически или аналитически и называются механическими характеристиками, которые представлены на рисунке 1.14, 1.15.

1.3.3. Уравнение движение механизма в интегральной и дифференциальной формах

Кинетическая энергия машинного агрегата определяется выражением, которое должно быть равно кинетической энергии звена приведения, при этом предполагается, что звено приведения движется с той же скоростью, что и входное звено:

$$E_{\text{пр}} = \sum_{i=1}^n \frac{m_i V_i^2}{2} + \sum_{i=1}^m \frac{J_i \omega_i^2}{2} = \frac{J_{\text{пр}} \omega^2}{2} \text{ или } \frac{m_{\text{пр}} V^2}{2}. \quad (1.18)$$

Из выражения (1.18) при вращательном движении звена приведения момент инерции звена приведения равен:

$$J_{\text{пр}} = \sum_{i=1}^n m_i \frac{V_i^2}{\omega^2} + \sum_{j=1}^m J_j \frac{\omega_j^2}{\omega^2}, \quad (1.19)$$

а при поступательном движении звена приведения приведенная масса равна

$$m_{\text{пр}} = \sum_{i=1}^n m_i \frac{V_i^2}{V^2} + \sum_{j=1}^m J_j \frac{\omega_j^2}{V^2}. \quad (1.20)$$

Мощность для машинного агрегата и звена приведения будут равны

$$N_{\text{п}} = \sum_{i=1}^n N_i = \sum_{i=1}^n F_i V_i \cos(\hat{F}_i V_i) + \sum_{j=1}^m T_j \omega_j. \quad (1.21)$$

Откуда $F_{\text{пр}}$ и $T_{\text{пр}}$ определяются выражениями:

$$F_{\text{пр}} = \sum_{i=1}^n F_i \cdot \frac{V_c}{v} \cos(\hat{F}_i V_i) + \sum_{j=1}^m T_j \cdot \frac{\omega_j}{v}; \quad (1.22)$$

$$T_{\text{пр}} = \sum_{i=1}^n F_i \cdot \frac{V_c}{\omega} \cos(\hat{F}_i V_i) + \sum_{j=1}^m T_j \cdot \frac{\omega_j}{\omega}, \quad (1.23)$$

где V и ω - скорость и угловая скорость звена приведения.

Применяя теорему об изменении кинематической энергии к звену приведения, приведенного машинного агрегата с одной степенью свободы, совершающего вращательное движение, получим:

$$\frac{1}{2} J_{\text{пр}} \frac{\omega^2}{2} - \frac{1}{2} J_{\text{пр}0} \cdot \frac{\omega_0^2}{2} = \int_{\varphi_0}^{\varphi} T_{\text{пр}} d\varphi, \quad (1.24)$$

где $J_{\text{пр}0}$, ω_0 - приведенный момент инерции и угловая скорость вращения звена приведения в начальном положении, соответствующему углу поворота звена

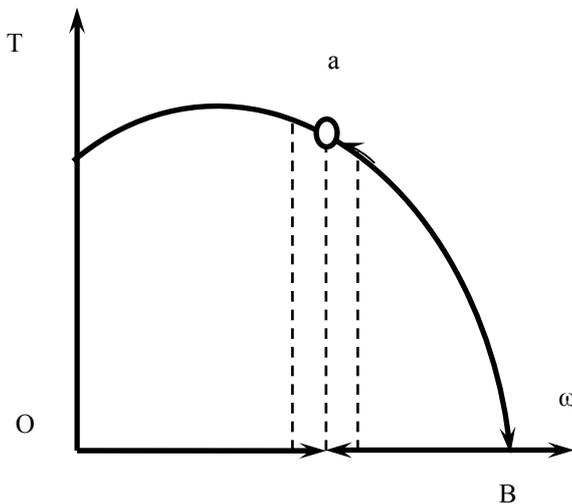
приведения φ_0 . Это уравнение движения механической системы в интегральной или энергетической форме.

Продифференцировав по φ уравнение (1.24) получим

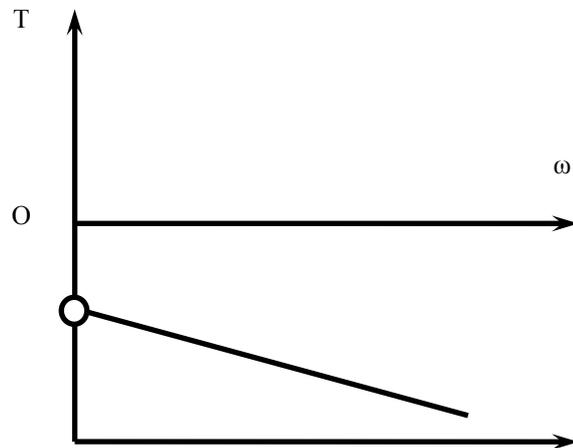
$$\frac{d}{d\varphi} \left[\frac{1}{2} J_{\text{пр}} \omega^2 - \frac{1}{2} J_{\text{про}} \omega_0^2 \right] = T_{\text{пр}}.$$

Это уравнение движения механизма в дифференциальной форме.

Зависимость момента от скорости



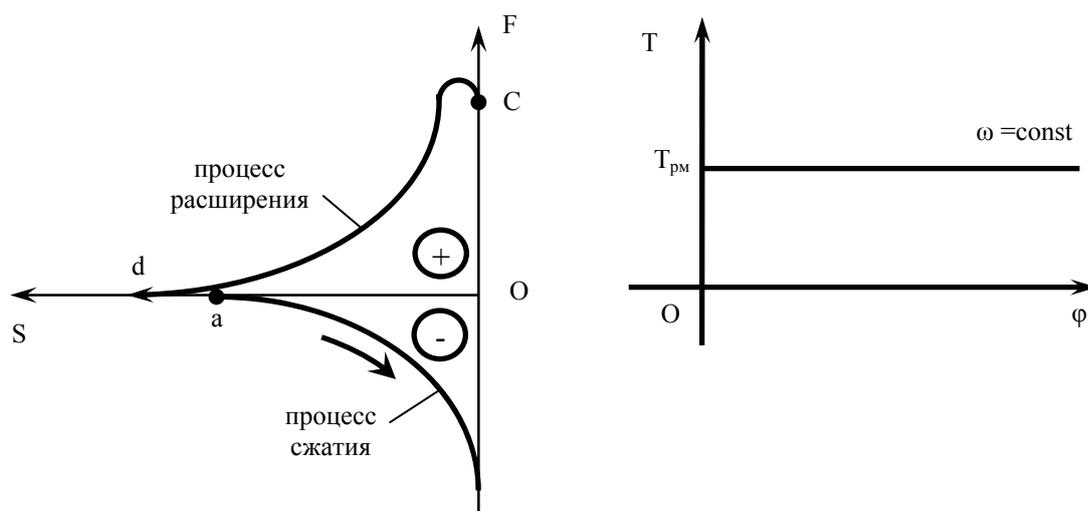
Механическая характеристика
асинхронного электродвигателя
ав – рабочий участок



Роторные машины
(электрогенераторы, вентиляторы,
центробежные насосы, воздуходувки)

Рис. 1.14

Зависимость сил от перемещения



DVC

Машины роторного типа
(поршневые компрессоры, ковочные
машины, строгальные и долбежные
станки) $T_{рм}(\varphi)$

Рис. 1.15

1.3.4. Режимы движения

Рассмотрим механическую систему с одной степенью свободы. Уравнение 1.24 запишем в виде уравнения движения механизма в энергетической форме

$$E - E_0 = A_{сд} - A_{сп} - A_{см} \pm A_{ст}, \quad (1.25)$$

где $A_{сд}$, $A_{сп}$, $A_{см}$, $A_{ст}$, - работы движущих сил, полезного сопротивления, механических сопротивлений, инерционных соответственно, E_0 , E – кинетическая энергия механизма в начальном и конечном положениях.

Левая часть представляет приращение кинетической энергии, а правую часть можно интерпретировать как уравнение энергетического баланса.

Рассмотрим режимы движения:

1. Режим разбега: $\Delta E = A_{сг} - A_{см} \pm A_{ст} > 0$.
2. Установившийся режим: $\Delta E = A_{сг} - A_{сп} - A_{см} = 0$.
3. Остановка или выбег: $\Delta E = \pm A_{ст} - A_{см} < 0$.

Из приведенных выражений следует, что механический коэффициент полезного действия (КПД) имеет смысл только для установившегося движения.

1.3.5. Механический коэффициент полезного действия

Оценку качества механизмов с точки зрения энергетических потерь производят путем сравнения при установившемся режиме движения работ движущихся сил и сил полезных сопротивлений

$$A_{cg} = A_{сп} + A_{см},$$

откуда

$$\eta = 1 - \mu, \quad (1.26)$$

где $\eta = \frac{A_{сп}}{A_{cg}}$ - механический коэффициент полезного действия (КПД), $\mu = \frac{A_{см}}{A_{cg}}$ - коэффициент потерь.

КПД сложных механизмов зависит от характера расположения звеньев

1. КПД при последовательном соединении механизмов определяется формулой

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n = \prod_{i=1}^n \eta_i. \quad (1.27)$$

2. КПД при параллельном соединении механизмов определяется выражением

$$\eta = \sum_{i=1}^n a_i \eta_i, \quad (1.28)$$

где a_i - часть работы подводимая к механизму; η_i - КПД i - того механизма.

1.3.6. Понятие о регулировании хода машин. Силы инерции и их уравнивание

Периодическая неравномерность хода машин возникает вследствие изменяющихся в течение цикла приведенных моментов сопротивления и движущих сил, а также приведенного момента инерции.

Степень неравномерности движения оценивается коэффициентом неравномерности движения

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{cp}},$$

где

$$\omega_{cp} = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2}. \quad (1.29)$$

Допустимая величина коэффициента неравномерности зависит от типа машин, например для ДВС $\delta=0,01\dots0,02$; для поршневых насосов $\delta=0,05\dots0,06$, для электрических генераторов переменного тока $\delta=0,003\dots0,005$, постоянного тока $\delta=0,005\dots0,01$, компрессоров и насосов $\delta=0,02\dots0,03$, для металлообрабатывающих станков $\delta=0,02\dots0,03$.

Регулирование периодической неравномерности скорости машины достигается увеличением приведенного момента инерции при помощи маховика

$$J_m = \frac{\Delta A}{\delta \omega_{cp}^2} - J_{пр}, \quad (1.30)$$

где ΔA – соответствует наибольшему отклонению скорости от среднего значения, ω_{cp} – средняя угловая скорость вращения; δ – коэффициент неравномерности вращения; $J_{пр}$ – приведенный момент инерции.

Уравновешивание сил инерции достигается путем соответственного размещения масс движущихся звеньев на специальных станках. Механизм называется динамически уравновешенным, если

$$\vec{F}_u = 0; \vec{T}_u = 0, \quad (1.31)$$

где \vec{F}_u и \vec{T}_u - главный вектор и главный момент инерции.

Механическую модель можно представить в виде двух подсистем: источника вибрации и объекта виброзащиты, которые соединены связями. Основные методы уменьшения интенсивности колебаний можно свести к следующему:

- а) снижение виброактивности источника, которая связана с различными процессами, происходящими в нем;
- б) устранение резонансных явлений, которые появляются при совпадении частот вынуждающей силы с собственной частотой;

- в) демпфирование колебаний, которое достигается путем введения в систему специальных демпферов;
- г) виброизоляция – в систему вводятся специальные устройства – виброизоляторы;
- д) динамическое гашение колебаний – применение динамических гасителей колебаний.

Вопросы для самопроверки

1. Дайте определение понятий машина, механизм, машины-автомата, автоматической линии.
2. Дайте определение звену, кинематической пары, кинематической цепи, детали, сборочной единицы.
3. Перечислите основные требования, предъявляемые к объектам техники.
4. Как определяется класс кинематической пары?
5. Поясните смысл структурной формулы определения степени подвижности механизма
6. Начертите схемы основных типов механизмов (рычажных, кулачковых, зубчатых).
7. Что такое избыточные связи?
8. Назовите основные методы кинематического анализа механизмов
9. Дайте определение функции положения механизма
10. В чем сущность метода планов скоростей и ускорений?
11. Как определяется точность механизма?
12. Как определяется аналог скорости и ускорения?
13. Какие силы действуют на звенья механизма?
14. Напишите уравнение движения механизма в интегральной форме
15. Какие режимы движения механизма?
16. Как определяется КПД сложного механизма?
17. Для каких целей применяется маховик?
18. Что такое балансировка?

Раздел 2. Основные типы механизмов

В этом разделе рассматриваются основные механизмы, которые широко применяются в технике. К этим механизмам относятся шарнирные или рычажные, кулачковые, фрикционные, механизмы приборов, зубчатые. Определяется степень подвижности простейших механизмов и их основные геометрические параметры. Силы, действующие в зацеплении. Определяются передаточные функции, функции положения. При рассмотрении механизмов приборов определяется точность механизма.

2.1. Рычажные механизмы

Шарнирный механизм – это механизм, звенья которого образуют вращательные кинетические пары (рис. 1.11, а; 1.12, а). Этот механизм служит для преобразования вращательного движения и для получения заданной траектории. Звено 1, совершающее полный оборот, называется кривошипом. Звено 3, совершающее не полный оборот, называется коромыслом. Звено 2 – шатун, образующее кинематические пары с подвижными звеньями. Согласно правилу Грасгофа (п.1.2.1) (рис.1.1).

$$O_1A + O_1C \leq AB + BC,$$

звено O_1A будет кривошипом.

Кривошипно-ползунный механизм (рис. 1.2; 1.12, а; 1.13) служит для преобразования поступательного движения во вращательное или наоборот, звено 1 – кривошип, звено 2 – шатун, звено 3 – ползун, звено 0 – стойка. Кинематические передаточные функции скорости и ускорения, а также скорость и ускорение были определены в п. 1.2.1, 1.2.2, 1.2.3.

Кулисный механизм (рис. 1.3) служит для преобразования одного вида вращательного движения (звено 1) в другое вращательное (звено 3) или в поступательное. Звено 1 – кривошип, звено 2 – кулисный камень, совершающий движение по подвижной направляющей, звено 3 – кулиса, подвижная направляющая. Механизм состоит из трех подвижных звеньев 1, 2, 3 и трех

вращательных O_1, O_2, O_3 и одной поступательной пары 5 –го класса. Степень подвижности механизмов равна 1.

2.1.1. Кинематический анализ кривошипно-ползунного механизма

На примере кривошипно-ползунного механизма (КПМ) покажем применение аналитического метода.

Пусть задан КПМ размером звеньев $AB=r; BC=l$, входным звеном является кривошип, вращающийся с угловой скоростью $\omega(t)$, а обобщенной координатой $\varphi = \varphi(t)$. Определить кинематические характеристики $x_c = x_c(t), V_c = V_c(t), W_c = W_c(t)$, а также кинематические передаточные функции (рис. 1.13а). Составим векторное уравнение

$$\vec{r} + \vec{l} = \vec{x}_c.$$

Проекция которого на координатные оси x и y равны

$$\begin{cases} r \cos \varphi + l \cos \psi = x_c(t), \\ r \sin \varphi + l \sin \psi = 0, \end{cases}$$

где $\psi = \angle BSA$. Из второго уравнения находим угол ψ

$$\psi = \arcsin\left(-\frac{r}{l} \sin \varphi\right) = \arcsin(-\lambda \sin \varphi),$$

где $\lambda = \frac{r}{l}$. Исключая из первого уравнения $\cos \psi$, получим

$$r \cos \varphi + l \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} = x_c(t).$$

Используя выражения (1.8) и (1.9), определяем аналоги скорости и ускорения, которые примут вид

$$\frac{dx_c}{d\varphi} = -r \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right),$$

$$\frac{d^2 x_c}{d\varphi^2} = -r \left[\cos \varphi + \lambda \frac{\cos 2\varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} + \frac{\lambda^3}{4} \cdot \frac{\sin^2 2\varphi}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)} \right],$$

Скорость и ускорение ползуна в соответствии с (1.10) и (1.11) примут вид,

учитывая что $\frac{d\varphi}{dt} = \omega(t); \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{d\omega}{dt} = \varepsilon(t):$

$$V_c(t) = \frac{dx_c}{dt} = \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right) \cdot r \cdot \omega$$

$$W_c(t) = \frac{d^2x_c}{dt^2} = -\left(\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} + \frac{\lambda^3}{4} \frac{\sin^2 2\varphi}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)} \right) \cdot r \cdot \omega^2 -$$

$$-r \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right) \cdot \varepsilon.$$

После определения скорости и ускорения строятся диаграммы перемещения, скорости и ускорения ползуна в зависимости от угла поворота кривошипа $\varphi(t)$.

2.1.2. Кулачковые механизмы

Кулачком называется звено, имеющее переменный радиус – вектор кривизны, а кулачковым механизмом называется механизм, в состав которого входит высшая кулачковая пара (рис. 1.6, 2.1). В зависимости от движения выходного звена кулачковые механизмы делят на коромысловые (2.1, б), с толкателем (рис. 2.1, а, с). В зависимости от формы контактной поверхности выходного звена с роликом (2.1., д) плоский, сферический (2.1, б), цилиндрический (2.1, б), остроконечный (2.1, а). По виду замыкания звеньев 1 и 2: с геометрическим замыканием (выполнением паза), с силовым замыканием (рис. 2.1, а, в, с). Степень подвижности кулачкового механизма равна 1, так как звенья 3 (1 – кулачок, 2 – толкатель, О – стойка), образуют кинематические пары 1-0 (O_1); 2-0 (А) 5 класса вращательную, поступательную и кулачковую пару 1-2 (В) высшую 4 класса.

Рассмотрим кулачковый механизм с толкателем (рис. 2.1, д). Если изобразить диаграмму перемещения толкателя $S(\alpha)$ от угла поворота кулачка, то

она имеет четыре фазы: α_y – фаза удаления (подъема); α_d – фаза дальнего (верхнего) выстоя; α_b – фаза возвращения (опускания); α_6 – фаза ближнего (нижнего) выстоя. Сумма этих фаз равна одному обороту кулачка вокруг оси

$$\alpha_y + \alpha_d + \alpha_b + \alpha_6 = 2\pi.$$

Технологический процесс определяет величину этих фаз. Каждой фазе соответствует временной промежуток, то есть

$$t_y + t_d + t_b + t_6 = \tau,$$

сумма которых равна периоду обращения кулачка. Величина обратная периоду равна частоте обращения кулачка, а частота вращения (угловая скорость) определяются формулами:

$$f = \frac{1}{\tau}, \omega = 2\pi f.$$

Законы движения $S(\varphi)$ в фазах подъема и опускания могут быть: линейный закон $S(\varphi)$, то есть скорость толкателя в фазах подъема и опускания постоянна. В точках перехода к выстоям имеются точки разрыва, что приводит к жестким ударам; фазы подъема могут иметь косинусоидальный закон; синусоидальный закон и т.д.

2.1.3. Определение основных размеров кулачкового механизма

К основным размерам относят: R_0 – начальный радиус кулачка (наименьший радиус центрального профиля); e – смещение толкателя относительно оси вращения кулачка, l_0 – межосевое расстояние для коромысловых кулачковых механизмов (рис. 2.1, б). Основные размеры определяются из кинематических, динамических и конструктивных условий. Угол, образованный между нормалью $n-n$, проведенной в точку касания кулачка и толкателя и скоростью толкателя называют углом давления α_d (рис. 2.1, е). Силу \bar{F}_n , действующую на толкатель можно разложить на \bar{F}_1^n и \bar{F}_2^n . При увеличении угла давления α_d увеличивается сила \bar{F}_1^n , создающая изгиб толкателя и реакцию со стороны стойки на толкатель, что может привести к заклиниванию толкателя.

Связь угла давления с габаритами кулачка можно установить (рис 2.1, f)

$$\operatorname{tg} \alpha_g = \frac{A'_*A}{A''A} = \frac{\Delta S}{R \cdot \Delta \varphi} = \frac{\Delta S}{(R_0 + S) \Delta \varphi} = \frac{\frac{dS}{d\varphi}}{(R_0 + S)} = \frac{S'}{(R_0 + S')}, \quad (2.1)$$

где $S' = \frac{dS}{d\varphi}$ - аналог скорости толкателя. Из (2.1) видно, чем больше R_0 тем меньше α_d , то есть увеличиваются габариты кулачка. На практике угол давления α_d для кулачковых механизмов с толкателем принимают равным $30^\circ \dots 40^\circ$, а коромысловым $\alpha_d = 40^\circ \dots 50^\circ$. Начальный радиус R_0 определяется для заданного $\alpha_{d, \text{доп}}$ и закона движения толкателя построением диаграммы $S-S'$. Текущий радиус кулачка определяется по формуле:

$$R = \sqrt{e^2 + (\sqrt{R_0^2 - e^2} + S)^2}, \quad (2.2)$$

где R_0 - начальный радиус, e - смещение толкателя относительно оси вращения кулачка, $S(\alpha)$ - закон движения толкателя.

Величину радиуса ролика обычно выбирают из диапазона $r_0 = (0,3 \dots 0,4) R_0$.

2.1.4. Мальтийский механизм

Для получения прерывистого движения выходного звена применяют мальтийские и храповые механизмы. Храповые механизмы применяют при малых скоростях вращения выходного звена (рис. 2.3), так как при увеличении скорости вращения возрастает шум и уменьшается надежность. Большое распространение получили мальтийские механизмы (рис. 2.2).

2.1.4.1. Определение основных размеров мальтийского механизма

При вращении кривошипа 1 (рис. 2.2) его палец А заходит в паз креста 2 и крест начинает вращаться. Поворот кривошипа на угол α_g крест повернется на угол φ , после этого крест остановится до начала следующего цикла. Число пазов креста обычно находится в пределах $z = 3 \dots 15$.

Коэффициент времени движения мальтийского креста равен:

$$K = \frac{z-2}{z+2}, \quad (2.3)$$

а радиус кривошипа равен $r=O_1A=a \cdot tg \frac{\pi}{z}$, где a - межосевое расстояние (рис. 2.2).

Положение кривошипа 1 и креста 2 определяется соотношением

$$tg \alpha = \frac{r \cdot \sin \alpha_g}{a - r \cdot \cos \alpha_g} = \frac{\lambda \cdot \sin \alpha_g}{1 - \lambda \cdot \cos \alpha_g}, \quad (2.4)$$

где $\lambda = \frac{r}{a}$.

Откуда функция положения креста определяется формулой:

$$\alpha = arc \, tg \left(\frac{\lambda \cdot \sin \alpha_g}{1 - \lambda \cdot \cos \alpha_g} \right). \quad (2.5)$$

Дифференцируя по времени (2.5) дважды получим:

$$\omega_1 = \frac{\lambda(\cos \alpha_g - \lambda)}{1 - 2\lambda \cos \alpha_g + \lambda^2} \cdot \omega = \varphi' \cdot \omega, \quad (2.6)$$

$$\varepsilon_1 = \frac{\lambda(\lambda^2 - 1) \sin \alpha_g}{(1 - 2\lambda \cos \alpha_g + \lambda^2)^2} \cdot \omega^2 = \varphi'' \cdot \omega^2, \quad (2.7)$$

где ω - угловая скорость кривошипа; ω_1 - угловая скорость креста; φ' - аналог скорости; ε_1 - угловое ускорение креста, φ'' - аналог ускорения.

Исследование углового ускорения креста на экстремум показывает, что с увеличением числа пазов, аналог ускорения уменьшается. На практике мальтийские механизмы применяют с числом пазов $Z=4, 6, 8$.

2.1.5. Счетно-решающие и измерительные механизмы

На рис. 2.4 представлена кинетическая схема механизма индикатора часового типа, состоящего из трех подвижных звеньев: 1 – зубчатая рейка, 2 – зубчатое колесо с фрикционным диском, 3 – фрикционного ролика со стойкой; О – стойка, неподвижное звено и 2-0 (O_1); 3-0 (O_2) вращательных, 1-0 (А) – поступательной пар 5 класса; 1-2 – зубчатой и 2-3 – фрикционных высших пар 4 класса. Степень подвижности механизма равна 1. Входным звеном является толкатель, который вызывает перемещение рейки и поворот зубчатого колеса r_1 на угол α . Колесо радиуса r_2 находится на одном валу с колесом r_1 . Фрикционная передача r_2 и r_3 повернет колесо радиуса r_3 на угол φ – выходное звено.

Определим функцию положения:

$$\varphi(S) = \frac{r_2}{r_1 \cdot r_3} \cdot S, \text{ где } \alpha = \frac{S}{r_1}; \varphi = \frac{r_2}{r_3} \cdot \alpha = \frac{r_2}{r_1 \cdot r_3} \cdot S.$$

Определим первичные погрешности: $\Delta\varphi_{\Delta r_1}$; $\Delta\varphi_{\Delta r_2}$; $\Delta\varphi_{\Delta r_3}$; $\Delta\varphi_{\Delta S}$

$$\Delta\varphi_{\Delta r_1} = \frac{\partial}{\partial r_1} \cdot \Delta r_1 = -\frac{r_2 S}{r_3 r_1^2} \cdot \Delta r_1; \Delta\varphi_{\Delta r_2} = \frac{\partial \varphi}{\partial r_2} \cdot \Delta r_2 = -\frac{S}{r_1 r_2} \cdot \Delta r_2;$$

$$\Delta\varphi_{\Delta r_3} = \frac{\partial \varphi}{\partial r_3} \cdot \Delta r_3 = -\frac{r_2 S}{r_1 r_3^2} \cdot \Delta r_3; \Delta\varphi_{\Delta S} = \frac{\partial \varphi}{\partial S} \cdot \Delta S = -\frac{r_2}{r_1 r_3} \cdot \Delta S.$$

Конечная погрешность механизма равна:

$$\Delta\varphi(s) = \frac{S}{r_1 r_2} \left(\Delta r_2 - \frac{r_2}{r_1} \cdot \Delta r_1 - \frac{r_2^2}{r_3^2} \cdot \Delta r_3 + \frac{r_2^2}{S \cdot r_3} \cdot \Delta S \right).$$

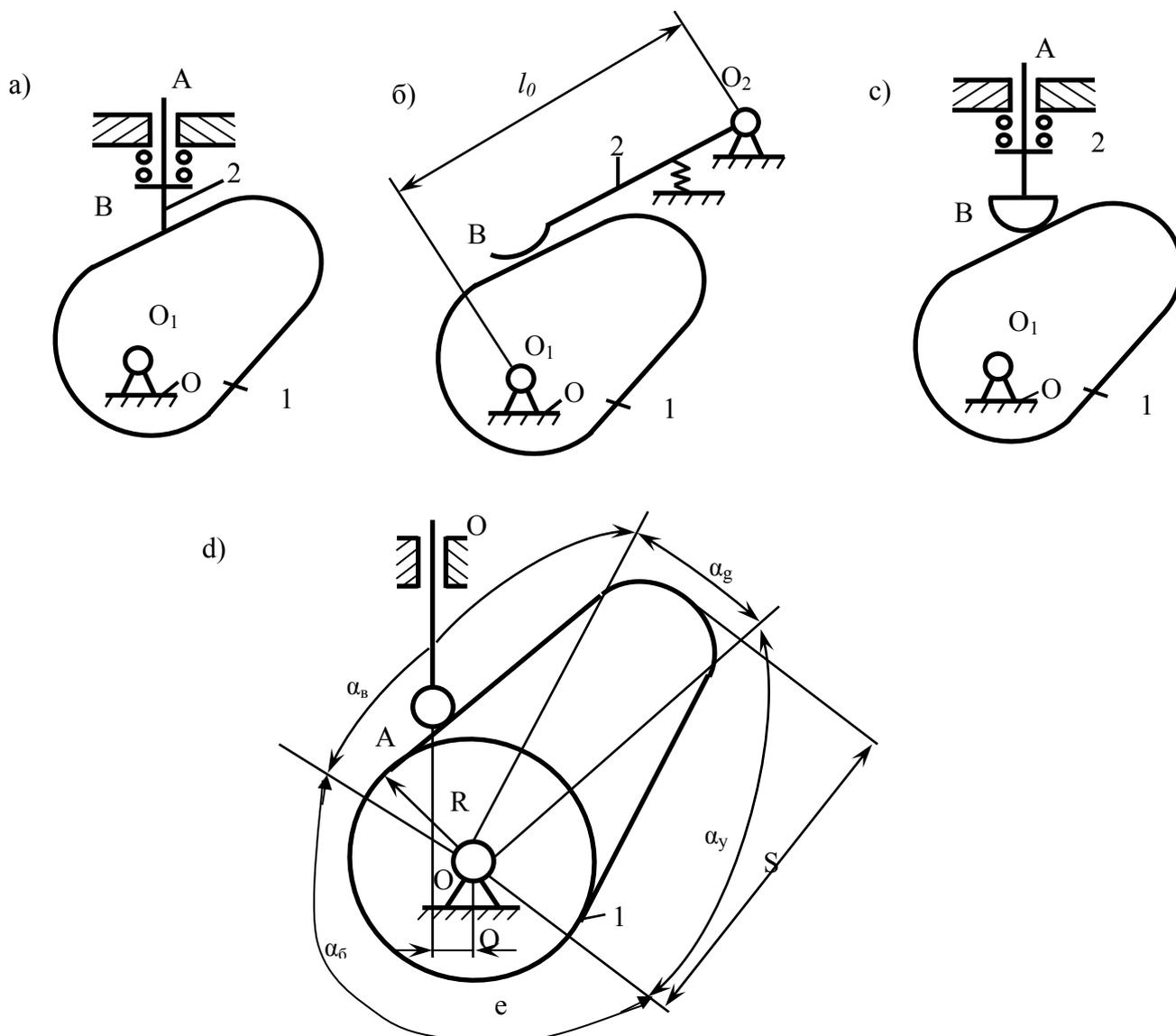
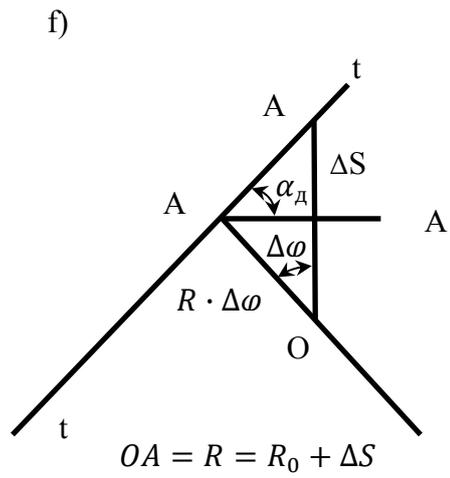
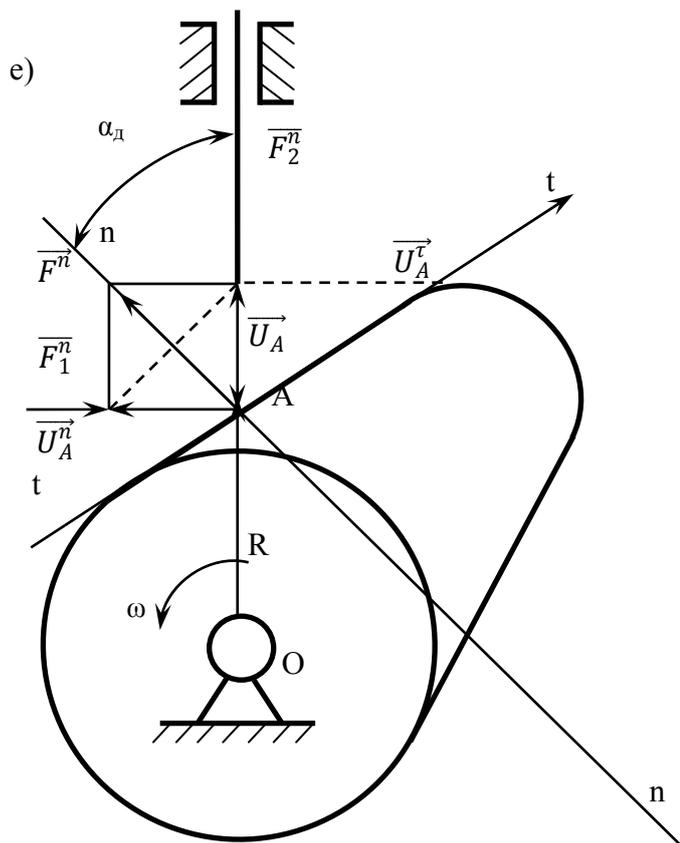


Рис. 2.1



Продолжение рис.2.1.

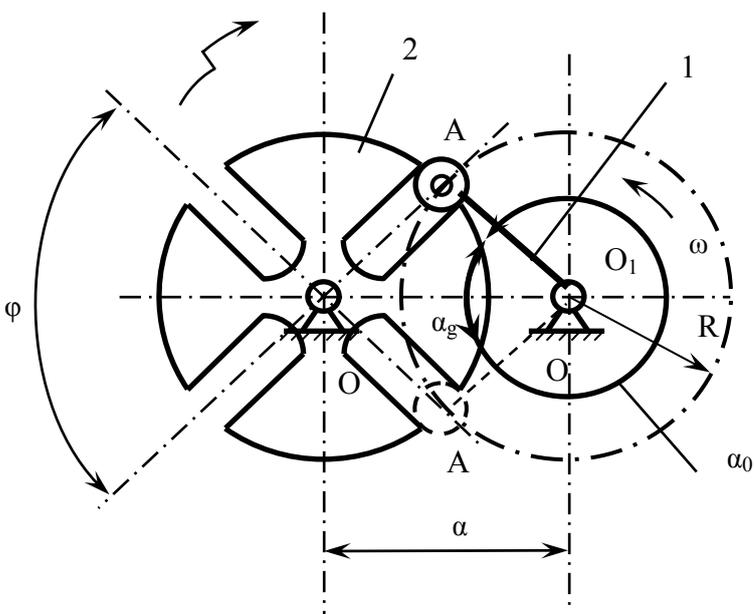


Рис.2.2

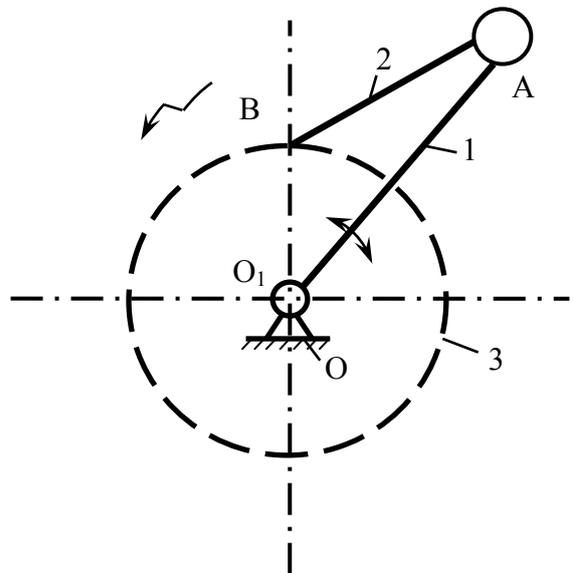


Рис.2.3

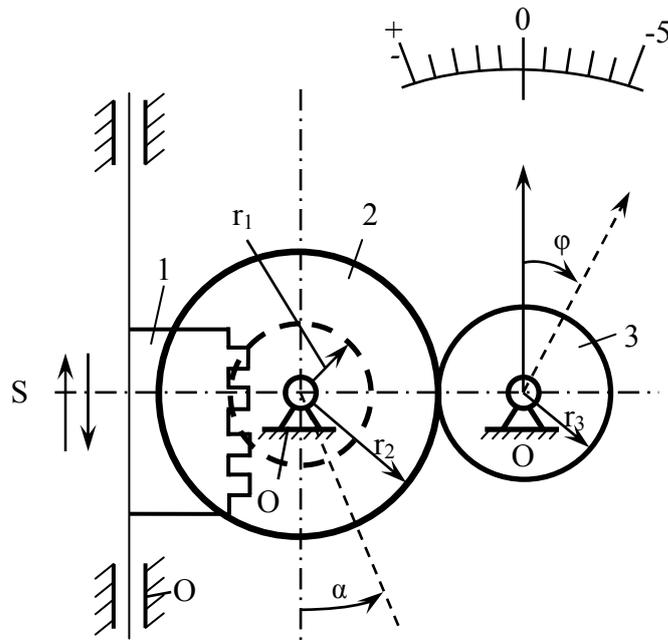


Рис.2.4

2.2. Теория зубчатых передач

Механическая передача - это механизм для преобразования непрерывного вращательного движения во вращательное или в поступательное движение. При передаче вращения от одного звена к другому происходит изменения величины и направления угловой скорости, а также величины вращающегося момента.

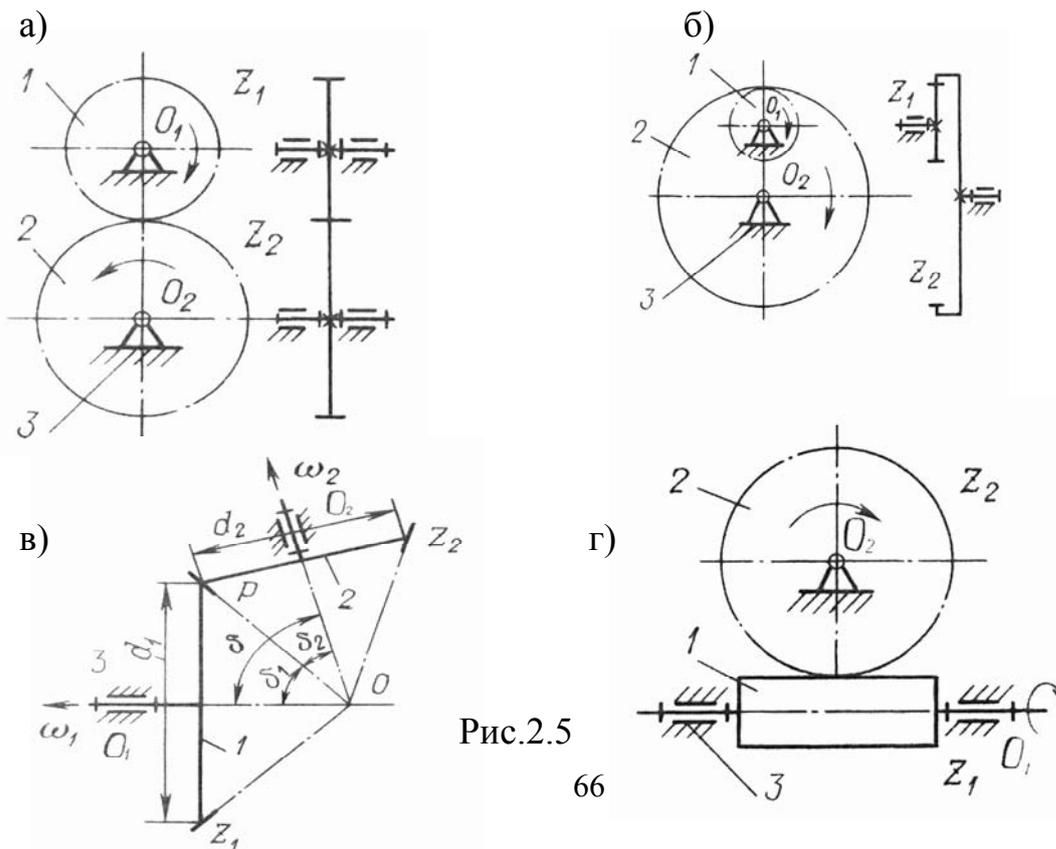


Рис.2.5

Зубчатыми передачами называют такие, в состав которых входят зубчатые колеса. Зубчатое колесо - это звено, имеющее выступы — зубцы и впадины. Замыкание зубчатой пары - геометрическое и происходит путем входа выступов зубцов одного зубчатого колеса во впадины другого.

По геометрическому признаку передачи разделяют на плоские и пространственные. В плоской передаче ее звенья совершают движение в одной или параллельных плоскостях и оси звеньев параллельны, в пространственной передаче оси вращения звеньев пересекаются или перекрещиваются.

Простая зубчатая передача с параллельными осями с внешним зацеплением (рис.2.5, а) и с внутренним зацеплением (рис.2.5, б), коническая передача (рис.2.5, в), червячная передача (рис.2.5, г). Зубчатые колеса со стойкой образуют вращательные пары O_1 и O_2 , то есть 1-3 (O_1); 2-3 (O_2) пятого класса - p_5 . Зубчатые колеса 1 и 2 представляют пару замыкания по линии, то есть образуют высшую кинематическую пару четвертого класса — p_4 . Степень подвижности этих передач $W=1$.

Поверхности звеньев высшей пары, которые обеспечивают заданный закон их относительного движения, называются сопряженными поверхностями. Для выбора сопряженных поверхностей используется основная теорема зацепления.

Для постоянства передаточного отношения угловых скоростей сопряженные поверхности 1, 2 (рис.2.6, а) выбираются так, чтобы в любой точке контакта общая нормаль $n-n$ к ним была перпендикулярна вектору относительной скорости $\vec{v}_{отн}$ в точке К, то есть

$$\vec{v}_{отн} \cdot \vec{n} = 0, \quad (2.8)$$

где \vec{n} - единичный орт общей нормали в точке контакта, $\vec{v}_{отн}$ - относительная скорость.

Доказательство теоремы (2.8) ведется от противного. Если общая нормаль $n-n$ к выбранным поверхностям не перпендикулярна $\vec{v}_{отн}$, то появляется составляющая этой скорости. В этом случае происходят либо отрыв одной поверхности от другой, либо вдавливание, что невозможно, так как рассматриваются абсолютно твердые тела.

Для плоских передач основная теорема может быть сформулирована так: общая нормаль в точке контакта профилей 1, 2 (рис. 2.6, б) делит линию центров O_1O_2 (межосевое расстояние) на отрезки, обратно пропорциональные угловым скоростям ω_1, ω_2 :

$$u_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{O_2P}{O_1P} . \quad (2.9)$$

Отношение угловых скоростей звеньев $u_{1,2}$ называют передаточным отношением. Точка P является мгновенным центром вращения в относительном движении звеньев 1, 2 и в теории зацепления называется полюсом зацепления. Геометрические места точек на звеньях 1, 2 при движении звеньев совпадают с полюсом P , образуя центры тяжести ζ_1, ζ_2 . Отрезки $|O_1P|=r_{\omega_1}, |O_2P|=r_{\omega_2}$ являются радиусами центров (рис.2.6, б).

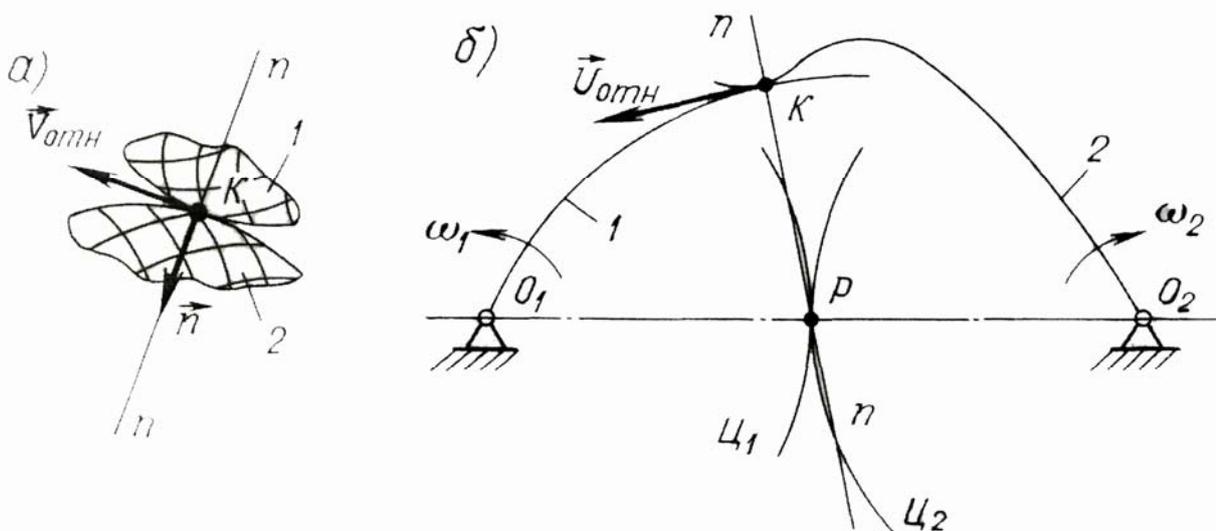


Рис. 2.6

Знак «плюс», если полюс P лежит вне межосевого расстояния O_1O_2 , то есть звенья 1 и 2 будут вращаться в одну сторону. Знак «минус», если полюс P лежит внутри межосевого расстояния, то есть звенья 1 и 2 вращаются в противоположные стороны [1], [5], [6].

2.2.1. Основные геометрические параметры цилиндрического зубчатого колеса

К основным геометрическим параметрам зубчатого колеса относятся (рис.2.7) d_a , d_f - соответственно диаметры окружностей вершин и впадин зубьев зубчатого колеса; p - окружной шаг - расстояние, замеренное по дуге окружности диаметра d между двумя соответствующими точками соседних зубцов. Диаметр делительной окружности d , который делит высоту зуба h на две части h_a - высоту головки зуба и h_f - высоту ножки зуба. Диаметр делительной окружности и шаг можно связать зависимостью:

$$\pi d = pz,$$

где z - число зубцов зубчатого колеса. Отношение шага p по диаметру делительной окружности к числу π называется модулем зубцов m (основная характеристика):

$$m = \frac{p}{\pi}, \quad (2.10)$$

который выбирается из ряда рациональных чисел от 0,05 до 100 мм (ГОСТ 9563 - 60 СТ СЭО 310 - 76). Все основные размеры зубчатого колеса выражаются через модуль зацепления и число зубцов зубчатого колеса.

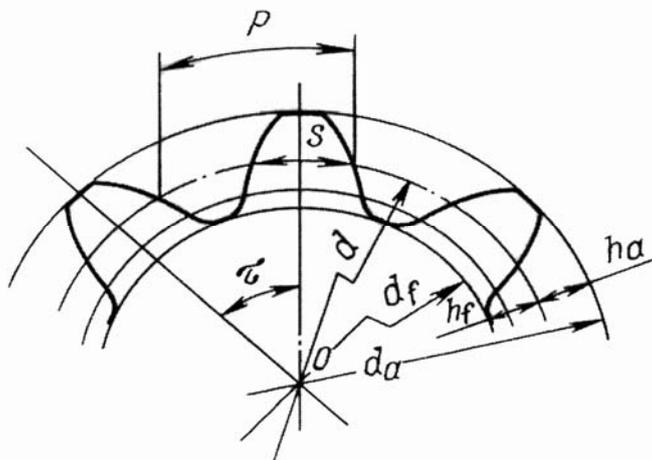


Рис. 2.7

Диаметр делительной окружности - $d = mz$; высота головки и ножки зуба принимаются - $h_a = m$; $h_f = 1,25m$; общая высота зуба - $h = h_a + h_f = 2,5m$; толщина

зубца по делительной окружности - $b=0,5m$, диаметр окружности вершин - $d_a = m(z + 2)$; диаметр окружности впадин - $d_f = m(z - 2,5)$ [4].

Передаточное отношение трехзвенной зубчатой передачи определяется формулой

$$u_{1,2} = \pm \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (2.11)$$

В выражении (2.11) знак минус принимается при внешнем зацеплении (рис.1.18, а), где направления вращения зубчатых колес противоположны, знак плюс - при внутреннем зацеплении (направление вращения колес совпадают). Передаточное отношение одноступенчатой цилиндрической передачи выбирают до 8 [5], [6].

2.2.2. Коническая зубчатая передача

В конической передаче оси вращения пересекаются под углом δ (рис. 2.5, в). Если угол $\delta=90^\circ$ коническую зубчатую передачу называют ортогональной $\delta=\delta_1+\delta_2=90^\circ$, где δ_1 , и δ_2 - углы начальных конусов.

Относительное вращение звеньев 1 и 2 рассматривается как вращение вокруг мгновенной оси OP . Из свойств мгновенной оси вращения следует, что $v_{1p}=v_{2p}$, где $v_{1p}=\omega_1 OP \sin \delta_1$; $v_{2p}=\omega_2 OP \sin \delta_2$ - соответственно скорости абсолютного движения конических колес 1 и 2.

Передаточное отношение конических передач определяется выражением:

$$u_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (2.12)$$

В конических передачах передаточное отношение не имеет знака и равно отношению модулей угловых скоростей звеньев. Делительный диаметр $d_w = mz$ выбирается как диаметр основания делительного конуса. Передаточное отношение конической передачи выбирается от 1 до 6 [5], [6].

2.2.3. Червячная передача

Червячная передача относится к гиперболоидной передаче второго рода, у которой начальные поверхности отличны от конических. Малое колесо, которое называют червяком, имеет винтовые зубцы. Число ниток определенного профиля на образующей цилиндра называется числом заходов червяка (рис.2.5.г). Большое колесо называется червячным колесом. По числу заходов (винтовых линий) (число ниток на образующей цилиндра червяка) червяки делят на одно-, двух-, трех- и четырех- заходные. Ход и осевой шаг связаны зависимостью

$$p_z = z p_x, \quad (2.13)$$

где z - число заходов червяка; p_x - осевой шаг червяка; p_z - ход зубца.

Диаметр делительного цилиндра червяка – $d_1 = qm$, где q – коэффициент диаметра червяка (ГОСТ 2144 - 76). Передаточное отношение червячной передачи определяется соотношением

$$u_{1,2} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (2.14)$$

где z_2 - число зубцов червячного колеса; z_1 - число заходов червяка, γ - угол подъема винтовой линии; $u_{1,2}$ знака не имеет, так как передача пространственная. Передаточное отношение червячной передачи выбирают в пределах от 8 до 80 [4], [8].

2.2.4. Силы, действующие в зацеплении

В процессе зацепления зубчатой пары вдоль линии контакта действует нормальное к поверхности зубца давление, которое можно считать равномерно распределенным вдоль линии контакта. Эту распределенную нагрузку заменяют сосредоточенной силой F_n , действующей по линии зацепления – общей нормали к рабочим поверхностям зубцов. Перенесем эту силу в полюс зацепления Р.

Эта сила F_n разлагается на окружную F_t и радиальную F_r для прямозубого зацепления (рис.2.8, а) и на окружную F_t , радиальную F_r , осевую F_a (рис. 2.8, б) для косозубого зацепления.

Все силы выражаются через окружную F_t , которую определяют через крутящий момент T и делительный диаметр зубчатого колеса d по формуле:

$$F_t = \frac{2T}{d}, \quad (2.15)$$

а затем и другие составляющие:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w; F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}, \quad (2.16)$$

где $\alpha_w=20^\circ$ – угол зацепления (рис.2.8, а, в).

В косозубой передаче силы в зацеплении определяются

$$F_t = \frac{2T}{d}; F_r = \frac{F_t}{\cos \beta} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w; F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta, F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w \cdot \cos \beta}, \quad (2.17)$$

где β – угол наклона зубца (рис.2.8, б).

В конических передачах силы равны соответственно (рис.2.8, в)

$$F_t = \frac{2T}{d_w}; F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \delta_1; F_{a1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \delta_1;$$

где F_t, F_r, F_a – окружная, радиальная и осевая силы, δ_1 – угол при вершине делительного конуса. Силы на колесе по величине соответственно равны:

$$F_{a1} = F_{r2}; F_{r1} = F_{a2}.$$

В червячных передачах на геометрических элементах червяка и червячного колеса возникает нормальное усилие. Крутящий момент на червяке:

$$T_1 = \frac{T_2}{\eta u_{12}},$$

где η - КПД червячной передачи, u_{12} - передаточное отношение червячной передачи.

Располагая числовыми звеньями T_1 и T_2 , определяются окружные усилия на червяке и червячном колесе:

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1}, F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2},$$

где d_1, d_2 - делительные окружности червяка и червячного колеса соответственно, при этом

$$F_{a1} = F_{t2}; F_{a2} = F_{t1}.$$

Радиальные силы червяка и червячного колеса равны (рис.2.8, с)

$$F_{r1}=F_{r2}=F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

где α - угол профиля червяка.

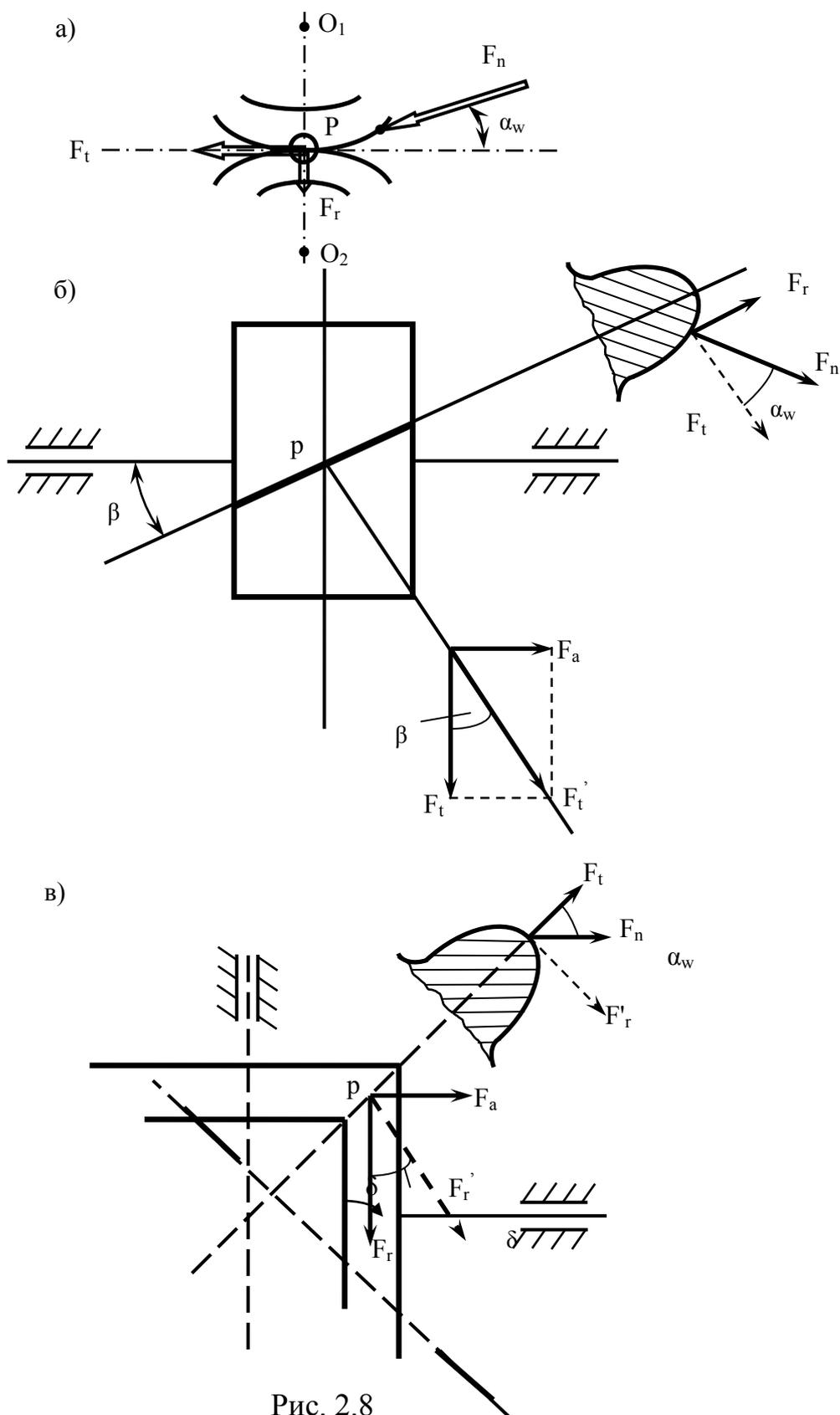
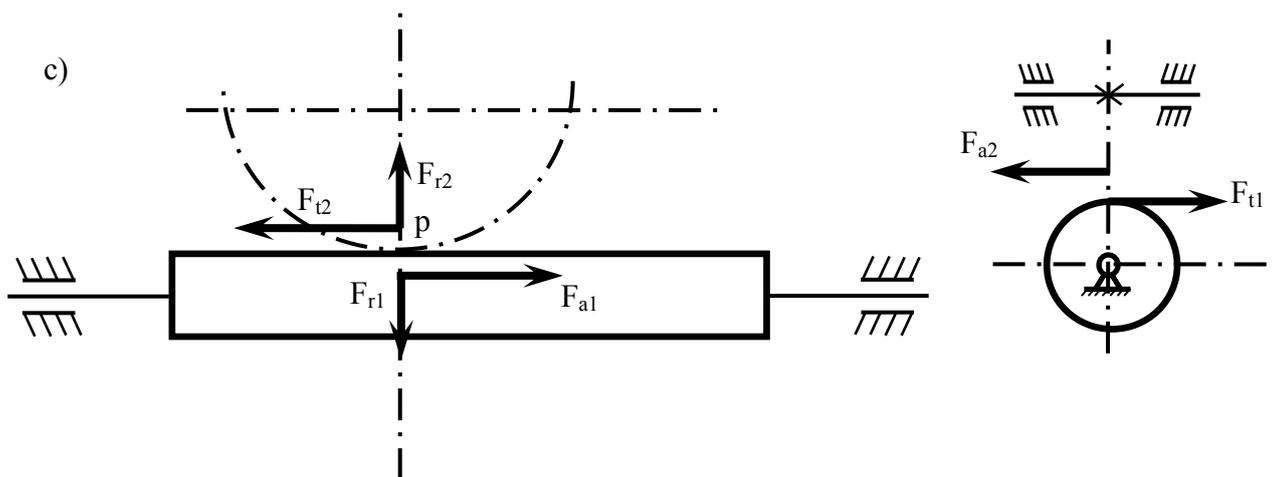


Рис. 2.8



Продолжение рис. 2.8

2.2.5. Планетарные передачи

Планетарной зубчатой передачей называется передача, имеющая зубчатые колеса с подвижными геометрическими осями. На рис. 2.9 изображены разновидности планетарных передач. Каждая передача имеет звено 1 – центральное зубчатое колесо (солнечное), звено 2 – сателлит (спутник), звено, имеющее подвижную геометрическую ось вращения (совершает сложное движение), звено 3(Н) – водило, на нем закреплена ось сателлита. Степень подвижности простой планетарной передачи равна 1 (3 вращательных пары p_5 и 2 пары зацепления p_4). На рис. 2.9, а, б, с, d представлены простые планетарные передачи рис. 2.9, а, б – смешанное зацепление, рис. 2.9, с – внешнее зацепление и рис. 2.9, d, – с внутренним зацеплением. Дифференциальные планетарные передачи (рис. 2.9, е), у которых все центральные колеса подвижны. Зубчатые дифференциальные передачи имеют степень подвижности $W \geq 2$.

Задачей кинематического анализа планетарной передачи является определение угловых скоростей звеньев и передаточных отношений. Для определения передаточного отношения применим метод обращения (метод инверсии). Пусть угловые скорости звеньев равны $\omega_1, \omega_2, \omega_H$. Сообщим угловую скорость всему механизму ω_H в противоположную сторону вращения водила. Тогда угловые скорости звена 1 равна $\omega_1 - \omega_H$, звена 2 – $\omega_2 - \omega_H$, а водило станет

неподвижным. Передаточное отношение обращенной зубчатой планетарной передачи будет равно

$$u_{14}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H}. \quad (2.18)$$

У рассматриваемых передач звено 4 (0) неподвижно, откуда

$$u_{14}^{(H)} = \frac{\omega_1}{\omega_H} - 1 - u_{14}. \quad (2.19)$$

Обращенный механизм, передаточное отношение которого равно:

$$u_{14}^{(H)} = -\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_2} \quad (\text{рис. 2.9, а}) \quad u_{14}^{(H)} = -\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \quad (\text{рис. 2.9, б})$$

$$u_{14}^{(H)} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \quad (\text{рис. 2.9, с}) \quad u_{14}^{(H)} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \quad (\text{рис. 2.9, д})$$

Для дифференциальной передачи (рис. 2.9. е)

$$\omega_H = \frac{1}{1 - u_{14}^{(H)}} \cdot \omega_1 - \frac{u_{14}^{(H)}}{1 - u_{14}^{(H)}} \cdot \omega_4, \quad (2.20)$$

$$\text{при } u_{14}^{(H)} = -1; \quad \omega_H = 0,5\omega_1 + 0,5\omega_4$$

При подборе числа зубцов планетарной передачи используют условия:

- а) обеспечение заданного передаточного отношения,
- б) условия отсутствия подреза ножки зубца. При этом $z \geq z_{\min}=17$ с внутренним и с внешним зацеплением $z \geq z_{\min}=85$;
- в) условие соосности (оси центральных колес и водила должны совпадать); $a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}$
- г) условие сборки. Для многосателлитной конструкции сборка нескольких сателлитов осуществляется при равных окружных шагах.
- д) Условие соседства. У многосателлитных конструкций соседние сателлиты не должны задевать друг друга

$$\sin\left(\frac{\pi}{k}\right) > \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2} - \text{для внешнего зацепления}, \quad (2.21)$$

$$\sin\left(\frac{\pi}{k}\right) > \frac{z_2 + 2}{z_3 - z_z} - \text{для внутреннего зацепления}, \quad (2.22)$$

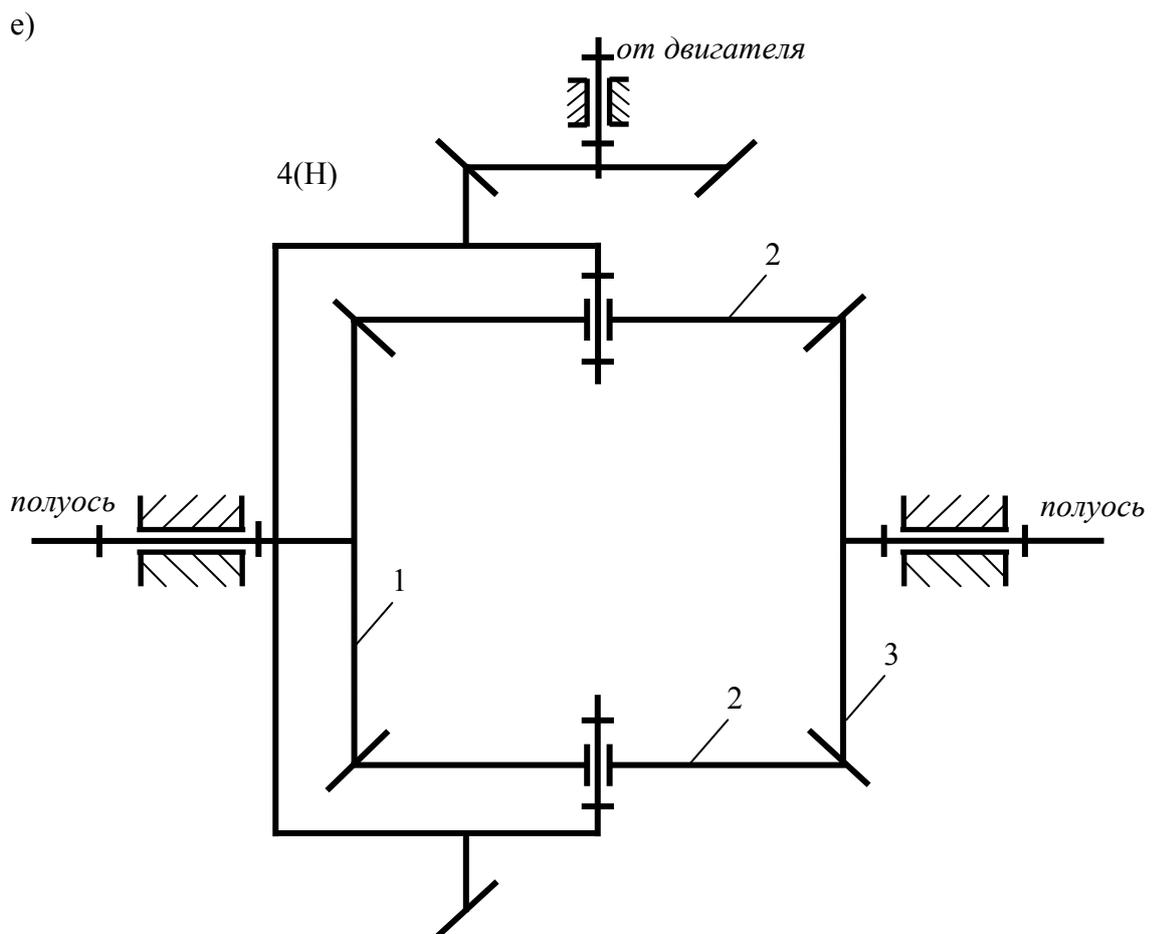
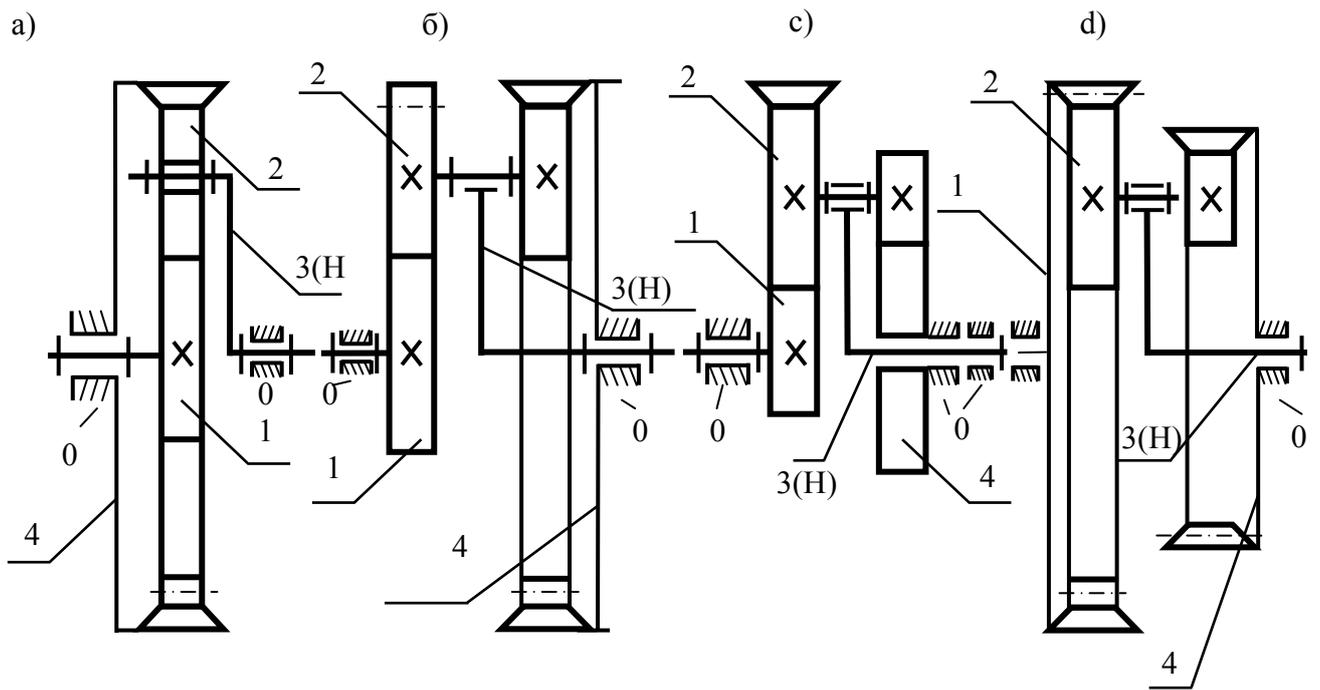


Рис.2.9

2.3. Манипуляторы и промышленные роботы

Манипулятором называется техническое устройство, предназначенное для воспроизведения рабочих функций рук человека. Его основной исполнительный механизм - пространственный рычажный механизм с незамкнутой кинематической цепью с несколькими степенями свободы (рис. 1.4, 1.5). С помощью манипуляторов решают ряд задач связанных с работой во вредных, опасных для человека зонах [6].

Манипуляторы с автоматическим управлением и изменяемой программой называют промышленными роботами.

2.3.1. Геометрические характеристики манипуляторов

Конструктивные схемы манипуляторов и промышленных роботов весьма разнообразны. К основным геометрическим характеристикам относят:

- зона обслуживания – пространство, в котором рабочий орган выполняет свои функции;
- коэффициент сервиса – способность промышленного робота изменять ориентацию рабочего органа в зоне обслуживания, который выражается через телесный угол ψ сервиса. Коэффициент сервиса определяется формулой:

$$\Theta = \frac{\psi}{4\pi},$$

который изменяется в пределах $0 \leq \Theta \leq 1$.

Задачей кинематического анализа манипуляторов является определение положения рабочего органа по заданной кинематической схеме и его обобщенным координатам. Определение функции положения манипулятора производят методом преобразования координат (матричным методом). По заданным обобщенным координатам как функциям времени, определяют скорости и ускорения путем дифференцирования функции положения.

Системой автоматического управления называют совокупность устройств, предназначенных для контроля, регулирования и управления перемещением

рабочих органов по заданной программе. Системы автоматического управления классифицируют по многим признакам, которые рассматриваются в специальных дисциплинах.

Вопросы для самопроверки

1. Начертите шарнирный механизм.
2. Дайте определение правила Грасгофа для для четырехзвенного шарнирного механизма
3. Дайте определение кулачковому механизму.
4. Угол давления и его свойства?
5. Начертите мальтийский механизм.
6. Определите конечную погрешность механизмов.
7. Дайте классификацию зубчатых передач.
8. Сформулируйте основную теорему зацепления.
9. Дайте определение модуля зацепления.
10. Определите передаточное отношение зубчатых передач.
11. Перечислите силы, действующие в зацеплении цилиндрической косозубой передачи.
12. Назовите основное отличие планетарных от зубчатых передач.
13. Определите передаточные отношения планетарной передачи.
14. Дайте определение манипулятору.

Раздел 3. Обеспечение прочностной надежности.

Все детали подлежат расчету на прочность и жесткость. Для этого необходимо разработать расчетную схему, найти расчетные зависимости и определить характеристики материалов, отвечающих расчетным параметрам. Все эти вопросы рассматриваются в этом разделе. От реальных конструкций деталей машин описывается переход к расчетным схемам. Дается схематизация геометрических форм деталей, материала, нагрузок. Сформулированы основные допущения.

3.1. Построение расчетной модели

Общие принципы расчета элементов конструкций

В процессе эксплуатации машин и механизмов каждый элемент конструкции передает нагрузку. От действия нагрузок элемент конструкции изменяет свою первоначальную форму и размеры, т.е. деформируется. Эти изменения могут привести к недопустимому искажению формы и размеров, либо к разрушению. Поэтому основной задачей сопротивления материалов является разработка инженерных методов расчета на прочность и жесткость при минимальном расходе материала.

Под прочностью элемента конструкции (ЭК) понимают способность выдерживать нагрузки не разрушаясь, а под жесткостью ЭК подразумевают способность сопротивляться изменению своих первоначальных форм и размеров.

Оценка прочностной надежности ЭК начинается с экспериментальных исследований образцов материала на специальных машинах, разнообразных по конструкции и мощности, оснащенных приборами для измерения деформации, имеющими высокую чувствительность. Подробное описание испытательных машин и приборов можно найти в специальной литературе. После этого составляется расчетная модель для математического описания наиболее значимых факторов, происходящих в материале.

3.1.1. Модели материала.

Материал представляют однородным, т.е. обладает во всех точках одинаковыми свойствами. Материал является сплошным, т.е. имеет непрерывное строение. Это допущение оправдано практикой, т.к. большинство материалов имеет мелкозернистую структуру, а размеры деталей во много раз больше межатомных расстояний. Материал является изотропным, т.е. обладает одинаковыми свойствами во всех направлениях. Материал наделен такими свойствами, как упругость – восстанавливать свою первоначальную форму и размеры после снятия нагрузок, пластичность – сохранять после разгрузки полностью или частично деформацию, полученную при нагружении, ползучесть – увеличение во времени деформаций под действием постоянных нагрузок.

3.1.2. Модели формы

Стержнем или брусом называют тело (ЭК), у которого одно измерение (длина) намного больше двух других (ширины и высоты) $l \gg b, h$. Линия, соединяющая центры тяжести поперечных сечений, называется осью бруса. Оболочкой называют ЭК, у которого два измерения намного больше третьего, т.е. $l, b \gg h$. Массив – элемент конструкции, у которого все размеры соизмеримы l, b, h .

3.1.3. Принцип независимости действия сил (принцип суперпозиции)

Результат действия на элемент конструкции системы нагрузок равен сумме результатов их действия, прилагаемых в любой последовательности и в любом порядке. Этот принцип выполняется лишь при следующих условиях: перемещения точек приложения нагрузок малы по сравнению с размерами элемента конструкции; перемещения, являющиеся результатом деформации элемента конструкции, линейно зависят от действующих нагрузок, т.е., подчиняющимся закону Гука.

Принцип Сен-Венана. В точках, достаточно удаленных от мест приложения нагрузок, внутренние силовые факторы весьма мало зависят от конкретного

приложения нагрузок. Этот принцип во многих случаях позволяет производить замену одной системы нагрузок другой, статически эквивалентной, что во многих случаях упрощает расчеты.

Принцип Бернулли – сечения плоские и перпендикулярные к оси бруса до деформации остаются плоскими и перпендикулярными к оси бруса после деформации, т.е. отсутствует деформация (искривление) сечений.

3.1.4. Нагрузки, действующие на элементы конструкций

Нагрузки, действующие на элементы конструкций, сооружений машин и механизмов представляют собой силы и пары сил. По характеру действия нагрузки делятся на статические и динамические.

Статическими называют нагрузки, которые изменяют свою величину с небольшой скоростью так, что ускорениями, возникающими при этом, можно пренебречь.

Динамические нагрузки изменяются во времени с большими скоростями. Вследствие изменения скорости возникают силы инерции. Эти силы инерции могут во много раз превосходить статические нагрузки.

По способу приложения, нагрузки делят на сосредоточенные и распределенные.

Распределенные нагрузки, действующие на единицу длины называют погонной нагрузкой (Н/м), на единицу поверхности - поверхностные нагрузки (Н/м²) (давление ветра, воды на стенку, давление в сосудах); объемные нагрузки (сила тяжести, инерции, магнитной силы (Н/м³)). Эти нагрузки могут быть как статическими, так и динамическими. Законы изменения динамических нагрузок во времени могут быть циклическими, повторно-переменными, ударными или иметь весьма сложный характер изменения во времени.

3.1.5. Механические свойства конструкционных материалов (диаграмма растяжения (сжатия))

Наиболее распространены испытания на растяжение (сжатие), которые во многих случаях позволяют достаточно верно судить о поведении материала и при других видах деформации, сдвиге, кручении и изгибе. Для испытания на растяжение изготавливают образцы круглого поперечного сечения, реже прямоугольного. Диаметр круглых образцов от $d_0=3$ мм и более до $d_0=10$ мм с расчетной длиной $l_0=5,65 \sqrt{A}$ или $l_0=11,3 \sqrt{A}$, где A - площадь поперечного сечения (рис.3.1, а.). Для испытания на сжатие берут образцы в форме кубиков или цилиндров высотой $h \leq 3d_0$ (рис.3.2, а).

Целью испытания на растяжение является определение механических характеристик материала. Многочисленные испытания показали, что в зависимости от разрушения при нормальной температуре и нормальном давлении материалы можно разделить на пластичные, которые разрушаются с остаточными деформациями, и хрупкие, у которых остаточные деформации почти отсутствуют. Испытания производят на специальных разрывных машинах, которые рассмотрены в специальной литературе.

Характерная диаграмма растяжения пластичного материала представлена на рис.3.1, б, на которой можно отметить четыре зоны:

- зона упругости ОВ, где удлинение образца прямопропорционально силе σ_y , т.е. подчиняется закону Гука, сформулированным еще в 1660 г.

$$F = \frac{EA_0}{l_0} \cdot \Delta l; \sigma = \varepsilon E, \quad (3.1)$$

где F – сила, растягивающая образец, Δl - удлинение образца, l_0, A_0 – первоначальная длина и площадь поперечного сечения соответственно, E – модуль упругости материала, σ - нормальное напряжение, $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0}$ - относительное удлинение или линейная деформация.

- ОА – зона, где материал обладает абсолютно упругими свойствами $\sigma_{пр}$;

- CD – зона текучести σ_T , где происходит рост деформацией без увеличения нагрузки, условный предел текучести, при котором деформация равна 0,2 %;
- ДК – зона упрочнения, где удлинение образца возрастает более интенсивно с увеличением нагрузки;
- KE – зона местной текучести, здесь удлинение образца происходит с меньшей силой и сопровождается образованием шейки (рис. 3.1, а штриховка);
- точка N соответствует разрыву образца.

Напряжение в каждой из этих зон определяется по закону Гука:

$$\sigma_{\text{пр}} = \frac{F_{\text{пр}}}{A_0}; \sigma_y = \frac{F_y}{A_0}; \sigma_T = \frac{F_T}{A_0}; \sigma_{\text{вр}} = \frac{F_{\text{вр}}}{A_0}; \sigma_u = \frac{F_u}{A_0}. \quad (3.2)$$

Диаграмма на сжатие пластичного материала, начало которой аналогично диаграмме растяжения, а продолжение соответствует участку ES (рис. 3.1., б), идущего круто вверх, разрушение при этом не получается. Диаграмма сжатия образца из хрупкого материала аналогично диаграмме его растяжения. Разрушение происходит при незначительных деформациях (рис. 3.2). для хрупких материалов предел прочности при сжатии значительно больше, чем при растяжении (кривые 3, 4 рис. 3.2).

Характеристиками пластичности материала являются:

Относительное остаточное удлинение

$$\varepsilon_r = \frac{l_1 - l_0}{l_0} \cdot 100 \%. \quad (3.3)$$

Остаточное относительное сужение

$$\psi_r = \frac{A_0 - A_1}{A_0} \cdot 100 \%, \quad (3.4)$$

где l_1 и A_1 длина и площадь поперечного сечения образца после разрыва соответственно. Эти характеристики приводятся в соответствующих справочниках.

При динамических испытаниях величина максимальной силы растяжения и сжатия равны. Определяют число циклов N , которые выдерживает образец до разрушения. По результатам строится кривая, которая называется кривой усталости. Значение переменных напряжений σ_{-1} , к которому стремится кривая усталости, называется максимальное амплитудное напряжение, при котором образец выдерживает $N=10^7$ циклов без разрушения. Эти напряжения называют пределом выносливости σ_{-1} . Эксперименты показывают, что предел выносливости σ_{-1} меньше предела текучести σ_T и связан с временным напряжением растяжению $\sigma_{вр}$ соотношением $\sigma_{-1}=k \sigma_{вр}$, где в зависимости от вида нагружения $k=0,22\dots 0,40$.

Кроме статических и динамических испытаний, производятся испытания на твердость (рис. 3.3), которая определяется:

$$HB = \frac{F}{\Delta} = \frac{F}{\pi \cdot \frac{D}{2} (D - \sqrt{D^2 - d^2})}, \quad (3.5)$$

где, HB – твердость по Бринелю, Δ – площадь отпечатка, D – диаметр вдавливаемого шарика, d – диаметр отпечатка в плане. Эмпирическая зависимость $\sigma_{вр} \cong 0,36 HB$ указывает на связь твердости материала с $\sigma_{вр}$.

По результатам вышеперечисленных исследований получим основные характеристики материалов:

Характеристики прочности:

- $\sigma_{пц}$ - предел пропорциональности;
- $\sigma_{вр}$ – предел прочности,
- σ_{-1} – предел выносливости.

Характеристики пластичности материалов:

- $\delta\%$ – относительное остаточное удлинение,
- ψ – относительное остаточное сужение.

3.1.6. Геометрические характеристики материалов

Испытания показали, что прочность материалов зависит от геометрических характеристик материалов, к которым относятся:

- положение центра тяжести сечения;

- площадь сечения;
- статические моменты площади сечения;
- моменты инерции;
- моменты сопротивления сечения.

Центр тяжести сечения, который определяется для плоской фигуры (рис.3.4)

$$x_0 = \frac{1}{A} \int_{(A)} x dA, y_0 = \frac{1}{A} \int_{(A)} y dA . \quad (3.6)$$

Статическим моментом площади сечения, называются интегралы (рис.3.4.).

$$S_x = \int_{(A)} y dA = A \cdot y_0 ; S_y = \int_{(A)} x dA = A \cdot x_0 , \quad (3.7)$$

где A – площадь сечения, $x_0 y_0$ – координаты центра тяжести сечения. При этом если оси проходят через центр тяжести, то $S_x=S_y=0$, а они являются центральными.

Осевыми моментами инерции называются интегралы (рис.3.4.)

$$J_x = \int_{(A)} x^2 dA, J_y = \int_{(A)} y^2 dA, J_{xy} = \int_{(A)} xy dA, \quad (3.8)$$

J_{xy} - центробежный момент инерции, а полярным моментом инерции называется величина, определяемая интегралом

$$J_p = \int_{(A)} p^2 dA = J_x + J_y . \quad (3.9)$$

При $J_{xy}=0$, оси являются центральными осями инерции, угол поворота осей определяется соотношением

$$tg 2\alpha = \frac{2J_{x_1y_1}}{J_{y_1}-J_{x_1}}, \quad (3.10)$$

моменты относительно главных и центральных осей определяются

$$J_{\min}^{\max} = \frac{1}{2} (J_{x_1} - J_{y_1}) \pm \frac{1}{2} \sqrt{(J_{x_1} - J_{y_1})^2 + 4J_{x_1y_1}^2} . \quad (3.11)$$

Значение моментов инерций плоских фигур, прокатных профилей (уголков, двутавров, швеллеров и т.д.), приводится в справочной литературе. Например, для прямоугольного сечения:

$$J_x = \frac{bh^3}{12}, J_y = \frac{b^3h}{12}, \quad (3.12)$$

где b – ширина, h – высота.

Для кольца с наружным D и внутренним d диаметрами:

$$J_x = J_y = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64} \cong 0,05D^4(1 - c^4), \quad (3.13)$$

полярный момент инерции:

$$J_p = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32} \cong 0,1D^4(1 - c^4). \quad (3.14)$$

Осевые и полярный моменты сопротивления определяются соотношениями:

$$W_x = \frac{J_x}{y_{max}}, \quad W_y = \frac{J_y}{x_{max}}, \quad W_p = \frac{J_p}{\rho_{max}}, \quad (3.15)$$

радиусы инерции:

$$r_x = \sqrt{\frac{J_x}{A}}, \quad r_y = \sqrt{\frac{J_y}{A}}, \quad r_p = \sqrt{\frac{J_p}{A}}. \quad (3.16)$$

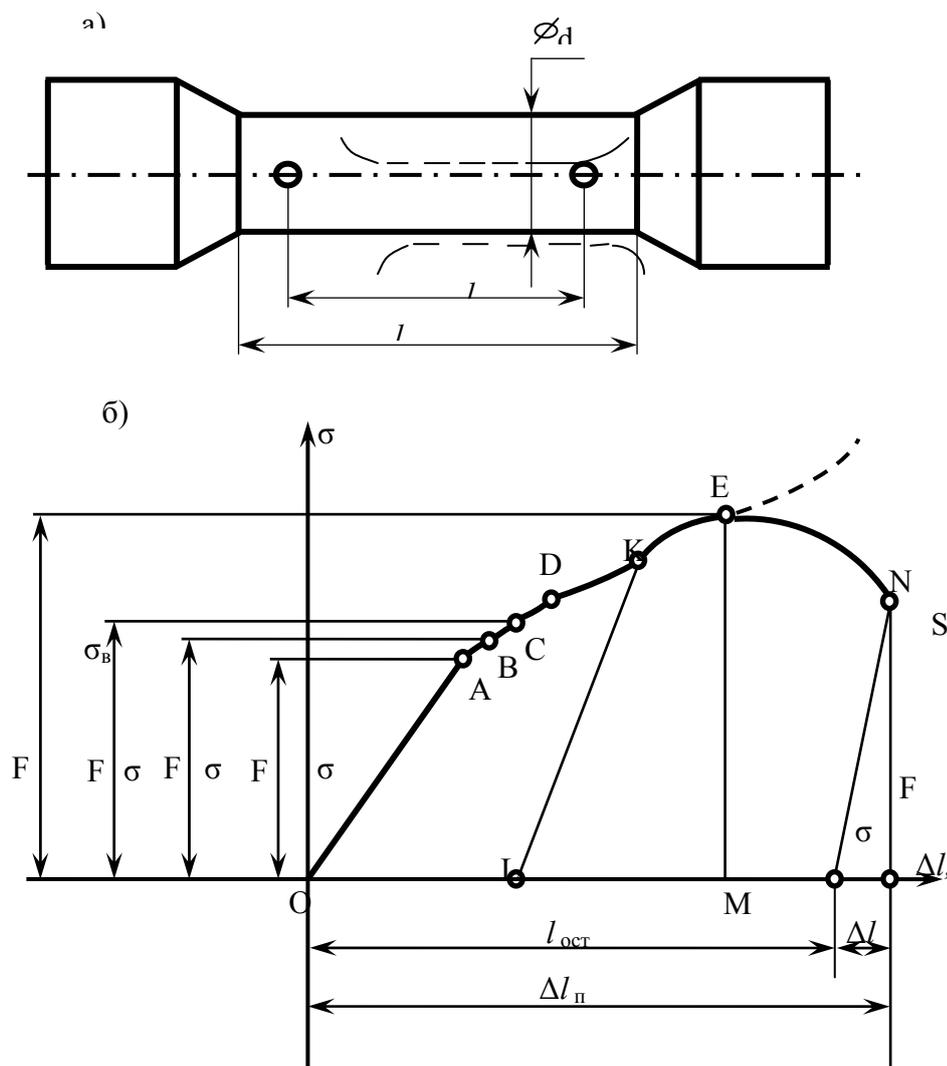


Рис.3.1

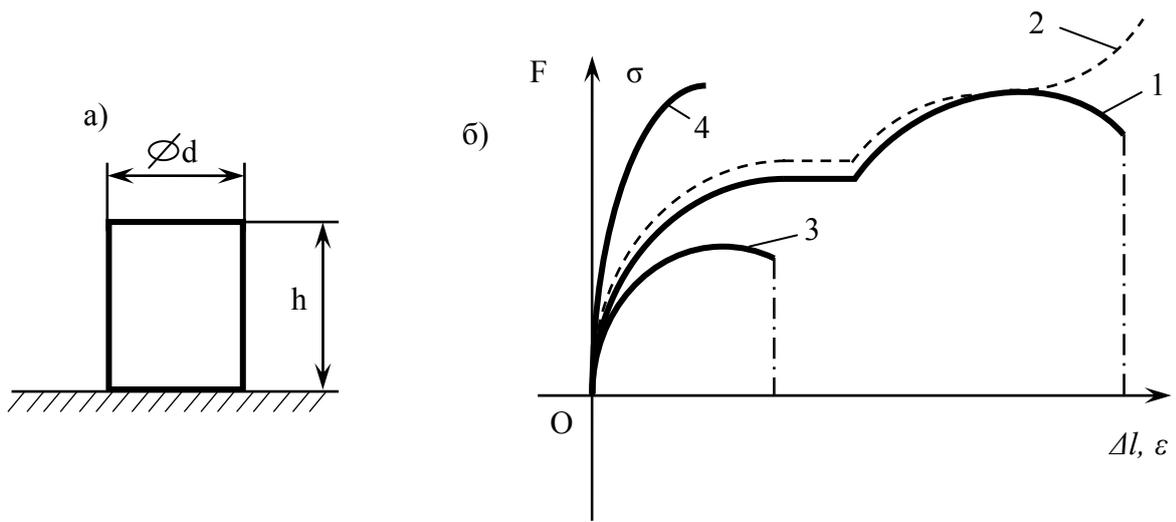


Рис.3.2

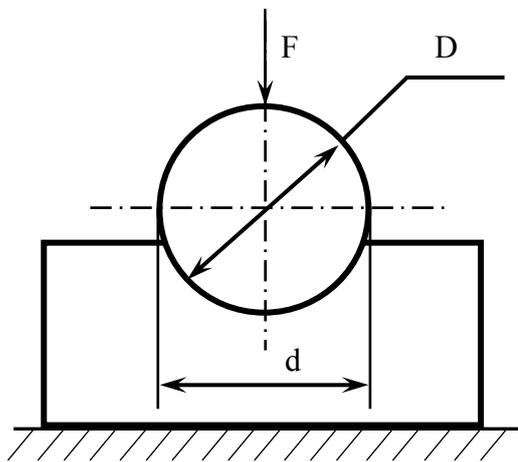


Рис.3.3

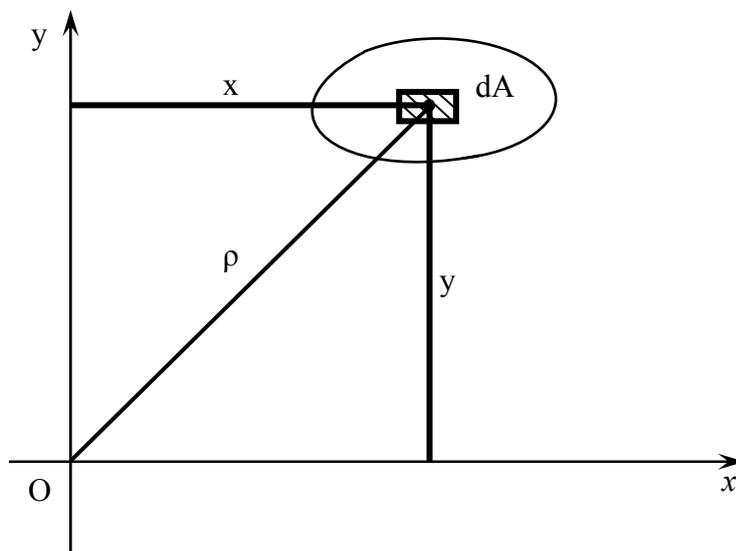


Рис.3.4

3.1.7. Метод сечений. Внутренние силовые факторы. Напряжения: полное, нормальное и касательное. Деформация: линейная, угловая

Под действием внешних сил в элементе конструкции меняются межатомные расстояния и силы взаимодействия между ними, что приводит к появлению внутренних сил. Внутренние силы определяются методом сечений. Рассмотрим элемент конструкции, находящийся в равновесии под действием некоторой системы сил. Рассечем мысленно элемент конструкции плоскостью на две части и отбросим какую-либо из них. По третьему закону Ньютона к оставшейся части необходимо приложить реакции отброшенной, для того, чтобы рассматриваемая часть находилась в равновесии (рис.3.5, а).

Составляя уравнения равновесия для оставшейся части элемента конструкции, определяют реакции связи, которые и являются внутренними силами или внутренними силовыми факторами (рис.3.5, б, в). Внутренние силовые факторы имеют свои названия: N_x – продольная или нормальная сила; Q_y , Q_z – поперечные силы, действующие в плоскости сечения; M_y и M_z – изгибающие моменты относительно осей и T_x – крутящий момент относительно оси x (рис.3.5, а).

Для оценки прочности материала вводят понятия напряжения, под которым понимается мера интенсивности внутренних сил, действующая в каждой точке сечения (рис.3.5, б). Проекция вектора ΔR на нормаль к площадке - N_x продольная или нормальная сила, на оси y и z - Q_y , Q_z – поперечные силы (рис.3.5, в). Эти силы называются внутренними силовыми факторами. От сил ΔR возникает напряжение (рис.3.5, б).

$$P_{\text{ср}} = \frac{\Delta R}{\Delta A}, \quad (3.17)$$

а полным напряжением, действующим в точке сечения называется

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta R}{\Delta A}. \quad (3.18)$$

Проекция ΔR на нормаль к площадке - N_x и в плоскости сечения Q_y , Q_z – поперечные силы, вызывают следующие напряжения:

$$\sigma_x = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{N_x}{A} = \frac{N_x}{A}, \quad (3.19)$$

$$\tau_{xy} = \frac{Q_y}{A} \text{ и } \tau_{xz} = \frac{Q_z}{A},$$

σ_x - нормальное напряжение ; τ_{xy}, τ_{xz} - касательные напряжения.

Размерность напряжения 1 Н/м²; Н/мм²=1МПа.

Разложение силы ΔR на N_x и Q_y, Q_z имеет определенный физический смысл, на практике установлено, что разрушение материалов происходит либо отрывом (σ_x), либо срезом (сколом) (τ_{xy}, τ_{xz}). Этим разрушениям сопутствуют два вида деформации: отрыву – линейная, а срезу – угловая деформации. С линейными деформациями связаны растяжение, сжатие, изгиб (рис.3.6, а), а с угловыми – сдвиг и кручение (рис.3.6, б).

Деформации – это линейные и угловые изменения элемента конструкции от действия внешних сил (нагрузок). При действии нагрузки F элемент конструкции длины l получил удлинение Δl (рис.3.6, а).

$$\Delta l = l_1 - l \quad (3.20)$$

При этом относительное удлинение или линейная деформация

$$\varepsilon = \lim_{\Delta l \rightarrow 0} \frac{l_1 - l}{\Delta l} \quad (3.21)$$

При действии двух равных и противоположно направленных сил F на небольшом расстоянии называют сдвигом (рис.3.6, б) или угловой деформацией

$$\frac{\Delta l}{l} = \operatorname{tg} \gamma \cong \gamma \quad (3.22)$$

Уменьшение (увеличение) длины стержня (бруса) связано с линейной деформацией, а угловой – изменение формы, при неизменном объеме (рис.3.6).

3.1.8. Допустимые напряжения и условия прочности. Общая методика определения допускаемых напряжений

Для надежной работы элемента конструкции (ЭК) необходимо определить допустимые напряжения, которые зависят от допускаемого коэффициента запаса прочности.

Этот коэффициент отражает влияние на прочность каждой группы факторов:

- расчетная схема;
- нагружение;
- разброс модуля упругости и т.д.

$$[n] = n_1, n_2, n_3, \dots, n_n, \quad (3.23)$$

где n_1 – коэффициент, учитывающий точность расчетной схемы n_2 – коэффициент, учитывающий неоднородность материала и т.д. Допускаемый коэффициент запаса прочности $[n]$ определяется для каждой конструкции из инженерной практики, к примеру в машиностроении $[n]=1,5 \dots 5$; в авиационной технике $[n]=1,5 \dots 2$.

В качестве предельных напряжений $\sigma_{пр}$ выбираются напряжения, полученные в результате опытов ($\sigma_T, \sigma_{вр}$ – для пластичных материалов; $\sigma_{вр}$ – для хрупких материалов; σ_{-1} – для материалов, работающих при переменных нагрузках). Допускаемые напряжения определяются формулой:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{оп}}{[n]} \quad (3.24)$$

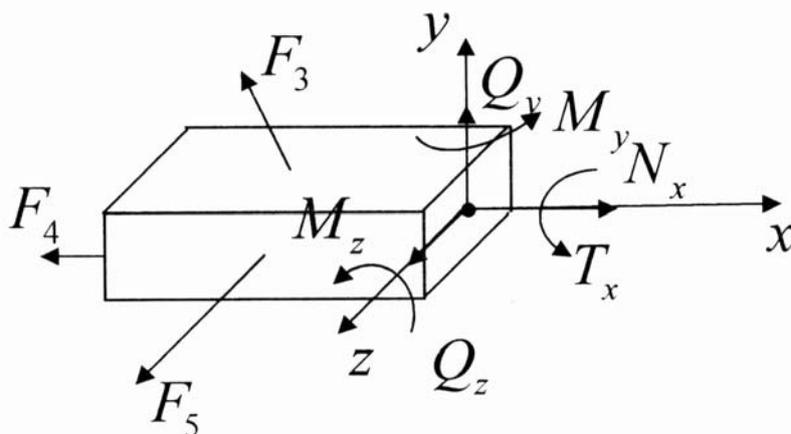
3.1.9. Общая методика расчетов на прочность

Последовательность расчетов на прочность можно представить в виде следующих этапов:

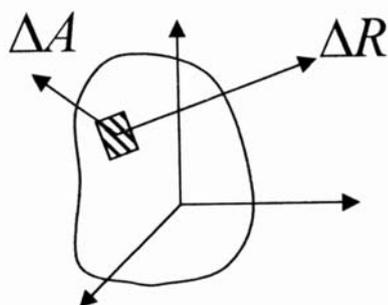
- 1) представление элементов конструкций в виде совокупности тел простой геометрической формы;
- 2) определение всех внешних сил, действующих на элементы конструкций и реакций связей из условия равновесия;
- 3) построение эпюр внутренних силовых факторов (метод сечений) и определение опасных сечений;
- 4) определение распределения нормальных и касательных напряжений в опасных сечениях и выявление опасных точек.

Сравнение расчетных напряжений с допускаемыми и заключение о прочности материала.

a)



б)



в)

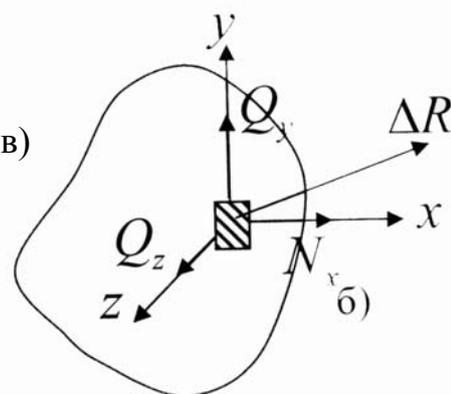
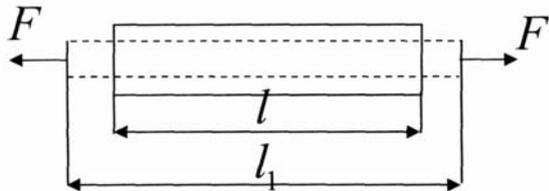
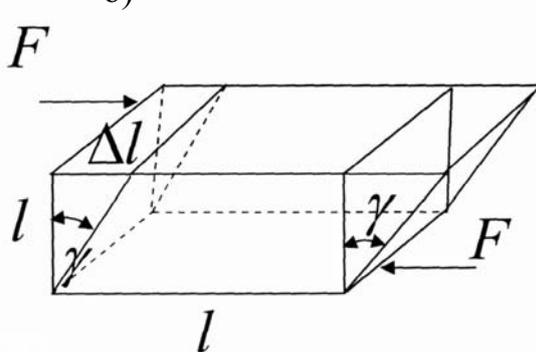


Рис.3.5

a)



б)



в)

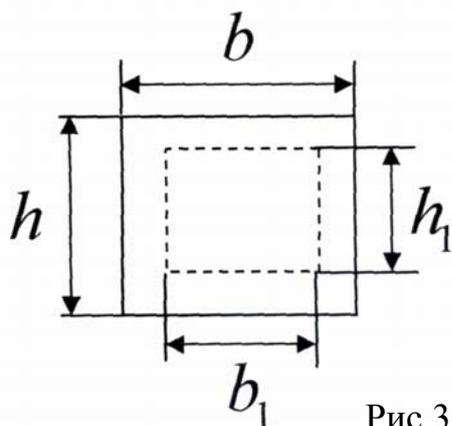


Рис.3.6

3.2. Растяжение (сжатие) бруса

Растяжение (сжатие) – вид деформации, при котором нагрузки действуют по оси бруса либо равнодействующая нагрузка может быть приведена к оси бруса. При действии силы F (рис.3.6.а) брус растянется, при этом все горизонтальные волокна удлинятся и останутся горизонтальными и прямыми, сечения плоские и нормальные к оси бруса, останутся плоскими и нормальными к оси бруса после деформации (гипотеза Бернулли). Продольная сила N определяется формулой (рис3.6. а, в):

$$N = \int_{(A)} \sigma dA, \text{ откуда } \sigma = \frac{N}{A} = \frac{F}{A}. \quad (3.25)$$

Эта формула справедлива и для сжатия (напряжения являются сжимающими), знак напряжений отрицательный.

При этом возникает продольная и поперечная деформация: $\Delta l = l_1 - l$ полное удлинение, $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$ - линейная деформация, $\varepsilon' = \frac{b_1 - b}{b}$, $\varepsilon'' = \frac{h_1 - h}{h}$ - относительное линейное сужение или поперечная деформация. Пуассон многочисленными опытами доказал, что отношение деформации сужения к деформации растяжения (сжатия)

$$\left| \frac{\varepsilon'}{\varepsilon} \right| = \left| \frac{\varepsilon''}{\varepsilon} \right| = \nu \quad (3.26)$$

остается постоянной и это отношение названо коэффициентом Пуассона $0 \leq \nu < 0,5$ – коэффициент поперечной деформации.

Связь между напряжениями и деформациями определяется законом Гука

$$\sigma = E \varepsilon, \quad (3.27)$$

где ε , σ – линейная деформация, нормальное напряжение соответственно; E – модуль упругости материала (характеризует механические свойства материала).

Подставляя значения σ и ε получим:

$$\Delta l = \frac{F \cdot l}{EA} = \int_0^l \frac{N}{EA} dx, \quad (3.28)$$

Закон Гука для абсолютного удлинения

3.2.1. Напряжения, действующие на наклонных площадках

Рассмотрим напряжения, действующие на наклонных площадках к оси бруса (рис.3.7) под углом α .

$$N_\alpha = F_\alpha = F \cdot \cos \alpha, Q_\alpha = F \cdot \sin \alpha, \text{ откуда} \\ \sigma_\alpha = \sigma \cdot \cos^2 \alpha; \tau_\alpha = \frac{Q_\alpha}{A_\alpha} = \frac{\sigma}{2} \sin 2\alpha. \quad (3.29)$$

На наклонной площадке под углом $\beta = \frac{\pi}{2} + \alpha$; напряжения будут равны

$$\sigma_\beta = \sigma \cdot \sin^2 \alpha; \tau_\alpha = -\frac{\sigma}{2} \sin 2\alpha. \quad (3.30)$$

Сложив σ_α и σ_β получим:

$$\sigma_\alpha + \sigma_\beta = \sigma, \quad (3.31)$$

из которого видно, что на главной площадке нормальные напряжения достигают максимальных значений, а $\tau=0$ - касательные напряжения равны 0.

Из второго выражения следует, что

$$\tau_\alpha = -\tau_\beta \quad (3.32)$$

- закон парности касательных напряжений.

3.2.2. Удельная потенциальная энергия деформации

При растяжении сила F совершает работу, которая переходит в потенциальную энергию деформации, используя закон Гука получим:

$$dW = -F \cdot d\Delta l = \frac{EA \cdot \Delta l}{l} \cdot d\Delta l; W = \frac{EA}{l} \cdot \frac{\Delta l^2}{2} = -\frac{F \cdot \Delta l}{2}, \quad (3.33)$$

$$u = \frac{W}{A \cdot l} = \frac{E \cdot A \cdot \Delta l^2}{A \cdot l^2 \cdot 2} = \frac{E \cdot \varepsilon^2}{2} = \frac{\sigma \cdot \varepsilon}{2} = \frac{\sigma^2}{2E} \quad (3.34)$$

удельная потенциальная энергия деформации.

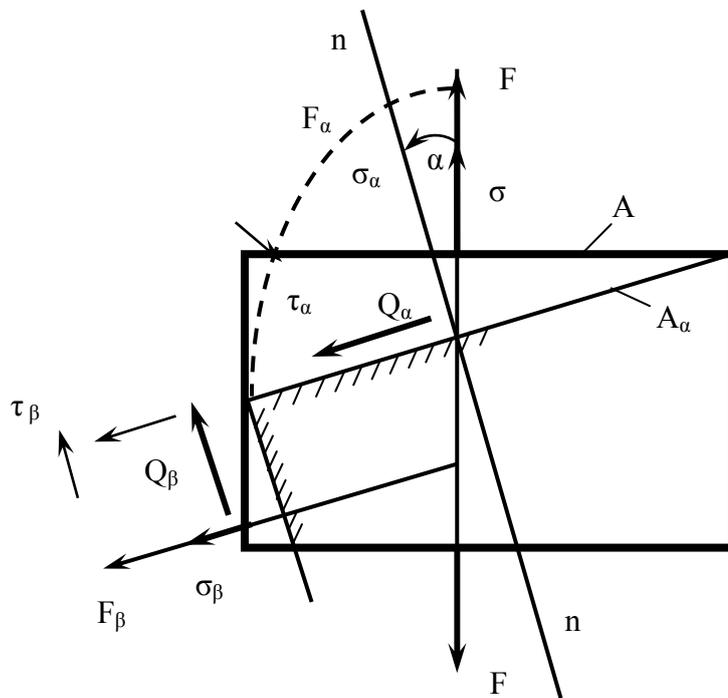


Рис.3.7

3.3. Сдвиг и кручение бруса

3.3.1. Напряжение и деформация при чистом сдвиге

Сдвиг – это вид деформации, при котором возникают две равные и противоположно направленные силы в близко расположенных плоскостях (рис.3.8, а). Чистым сдвигом называют деформацию, обусловленную только касательными напряжениями (рис.3.8, б). Исходя из закона Гука, можно записать $\tau = G \cdot \gamma$, где γ - угол сдвига, G – модуль сдвига из рис.3.8, следует:

$$\varepsilon_1 = \frac{OB' - OB}{OB} = \frac{BB'}{OB}, \varepsilon_3 = \frac{OC' - OC}{OC} = -\frac{CC'}{OC}, \varepsilon_1 = |\varepsilon_3| = \varepsilon, \varepsilon_1 = -\varepsilon_3$$

Из треугольника $OB'C$ имеем

$$\operatorname{tg} \frac{1}{2} \left(\frac{\pi}{2} - \gamma \right) = \frac{OC - CC'}{OB + BB'} = \frac{1 - \varepsilon}{1 + \varepsilon}. \quad (3.35)$$

Разлагая в ряд ($\operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} \cong \frac{\gamma}{2}$) и учитывая малость деформаций, получим:

$$\frac{\gamma}{2} = \varepsilon = \varepsilon_1 = -\varepsilon_3.$$

С другой стороны для достижения деформационного состояния, необходимо приложить к элементу конструкции две нормальные силы – одну растягивающую, а другую сжимающую.

Удлинение диагонали AC равно:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_1' + \varepsilon_1'' = \frac{\sigma_1}{E} + \nu \left(-\frac{\sigma_3}{E} \right) = \frac{1}{E} (\sigma_1 - \nu \sigma_3) = \frac{\sigma_1}{E} (1 + \nu),$$

а диагонали BD:

$$\varepsilon_3 = -\varepsilon_3' + \varepsilon_3'' = \frac{\sigma_3}{E} + \left(-\frac{\sigma_1}{E} \right) \nu = -\frac{\sigma_1}{E} (1 + \nu).$$

Вследствие одинаковости деформаций $\sigma_1 = -\sigma_3 = 2\tau$

Полученные выражения ε_1 и ε_3 отражают обобщенный закон Гука для двухосного напряженного состояния

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E} (\sigma_1 - \nu \sigma_3) = \frac{\sigma_1}{E} (1 + \nu) = \frac{\tau}{G} = \frac{2\tau}{E} (1 + \nu),$$

откуда

$$E = 2G(1 + \nu). \quad (3.36)$$

Это соотношение дает связь трех основных упругих констант E, G, ν . Следует отметить, что при сдвиге происходит только изменение формы при неизменном объеме.

На сдвиг рассчитываются соединения деталей машин и приборов (болтовые, шлицевые, резьбовые, сварные, заклепочные, прессовые). Условие прочности при сдвиге записывается:

$$\tau_{\text{расч}} \leq [\tau], \quad (3.37)$$

которое обычно принимается $[\tau] = \varphi [\sigma]_p$, $\varphi = 0,5 \dots 0,8$.

3.3.2. Кручение цилиндрического бруса

Кручение – вид деформации, при котором в каждом поперечном сечении силовым фактором является крутящий момент. При кручении полагается, что сечения остаются плоскими и перпендикулярными к оси бруса (гипотеза Бернулли). Деформация элемента A_1A_2 (поворот на угол φ), образующая CA_1 займет положение CA_2 . Из рис. 3.9, б видно, что:

$$B_2B'_2 = \rho \cdot d\varphi = \gamma \cdot dx,$$

откуда

$$\gamma = \rho \cdot \frac{d\varphi}{dx}.$$

Исходя из закона Гука, можно записать

$$\tau = G \cdot \gamma = G \cdot \rho \cdot \frac{d\varphi}{dx} \quad (3.38)$$

Из рис.3.9.в можно определить равнодействующий момент

$$dT_x = \tau \cdot \rho \cdot dA,$$

проинтегрировав который, получим:

$$T_x = G \frac{d\varphi}{dx} \int_{(A)} \rho^2 dA = G \cdot J_p \frac{d\varphi}{dx} \quad (3.39)$$

Напряжения при кручении будут равны

$$\tau_T = \frac{T_x \rho}{J_p}. \quad (3.40)$$

Распределение которых в сечении показано на рис. 3.9, в, где J_p – полярный момент инерции, ρ – текущий радиус сечения, G – модуль сдвига.

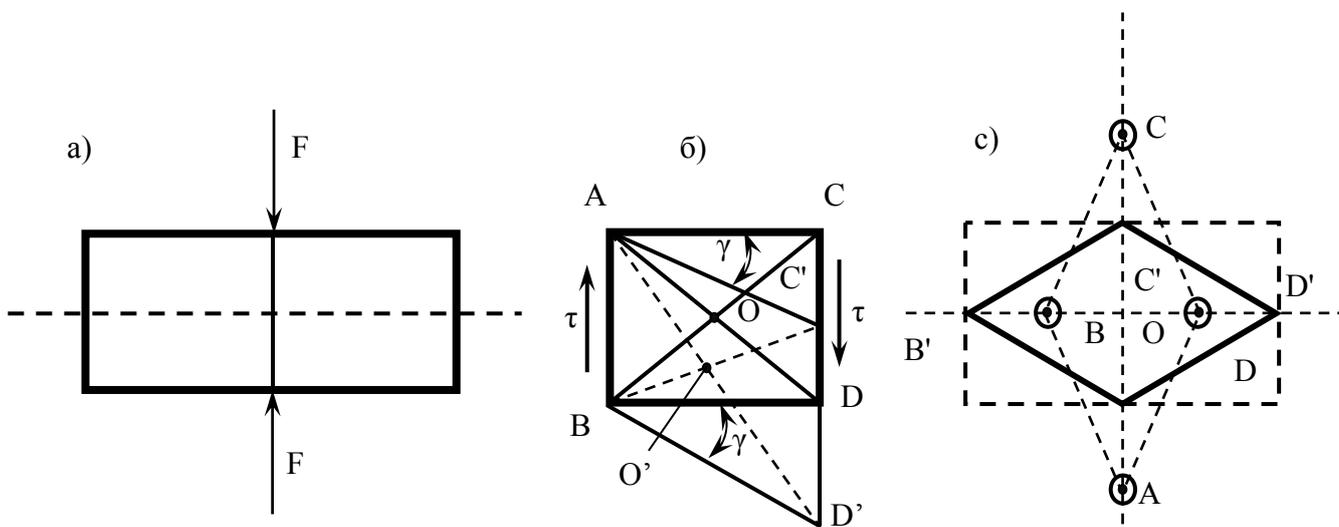


Рис. 3.8

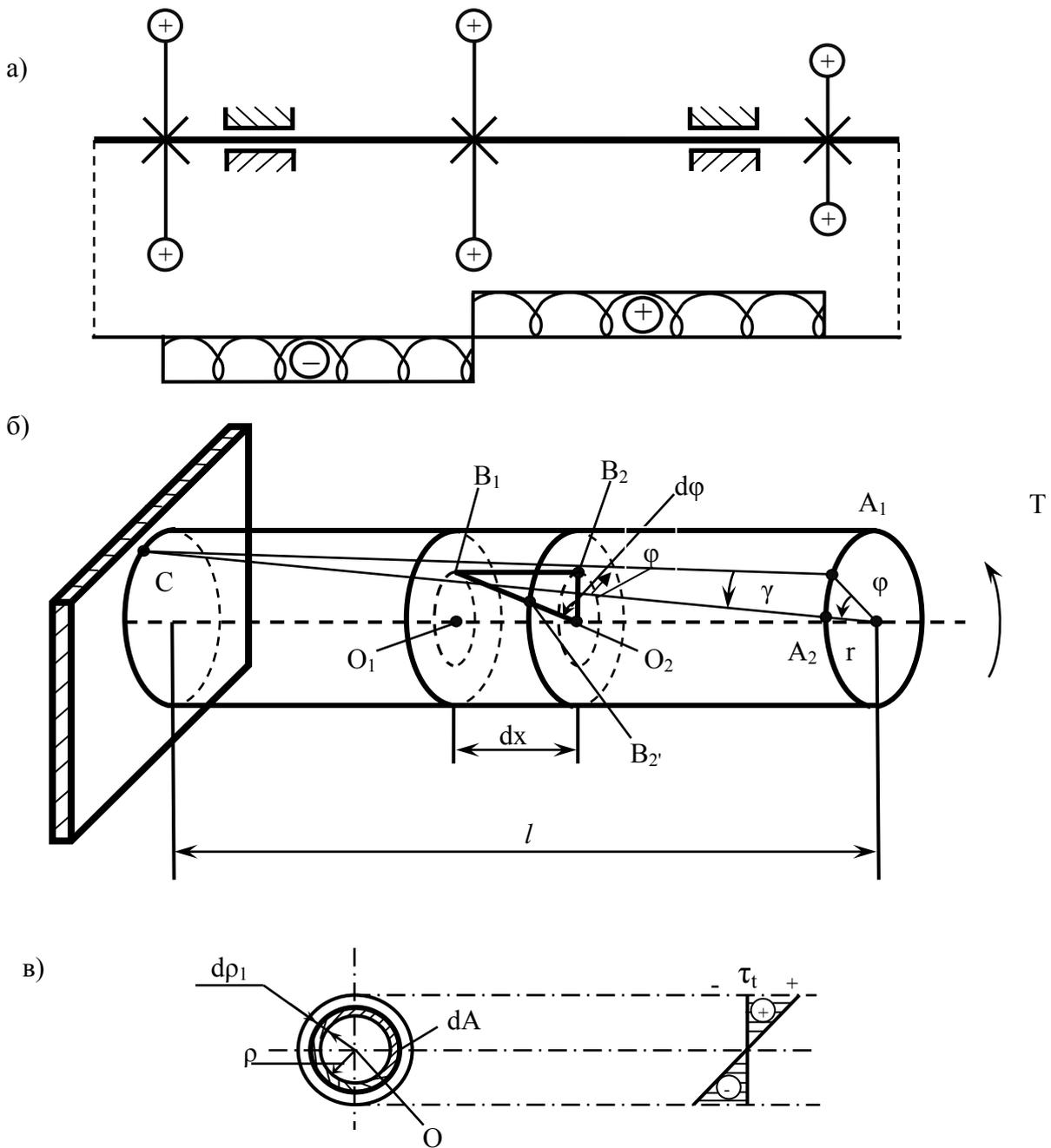


Рис. 3.9

Построение эпюр и определение опасного сечения показано на рис. 3.9, а.в. При этом видим, что максимальные касательные напряжения возникают на поверхности вала и равны:

$$\tau_{Tmax} = \frac{T_x \cdot r}{J_p} = \frac{T_x}{W_p} \leq [\tau], \quad (3.41)$$

где W_p - полярный момент сопротивления. В сечении касательные напряжения распределены по линейному закону (рис.3.9, в).

Угол закручивания вала на длине l определяют выражением:

$$d\varphi = \frac{T_x}{GJ_p} \cdot dx, \varphi = \frac{T_x \cdot l}{GJ_p} \leq [\varphi]. \quad (3.42)$$

Относительный угол закручивания $\theta = \frac{\varphi}{l} = \frac{T_x}{GJ_p} \leq [\theta]$, выбирают в зависимости от назначения вала и его размеров

Рациональные формы сечений определяются безразмерной величиной

$$K_p = \frac{W_p}{\sqrt{A^3}}, \quad (3.43)$$

где A – площадь сечения, W_p - полярный момент сопротивления сечения.

3.4. Изгиб бруса

3.4.1. Чистый и поперечный изгиб

Чистым изгибом называется вид деформации, при котором в каждом поперечном сечении действует только изгибающий момент M . В общем случае в поперечном сечении действует поперечная сила и изгибающий момент – плоский изгиб.

Правило знаков для изгибающих моментов и поперечных сил на рис.3.10, б слева от сечения (1, 2).

Каждый элемент конструкции связан с другими для передачи движения. Согласно принципа освобождаемости от связей, применяемого в механизме, широко используют модели опор: шарнирно – неподвижная (1), шарнирно – подвижная (2), защемление (3), упругая (4), которые заменяются реакциями связей 1 – R_{nx} ; 1 – R_{ny} ; 3 – R_{nx} , R_{ny} , M_{nx} ; 4 – $R_{ny} = -cy$, где c – жесткость, y – перемещение (рис. 3.10, а).

На примере двухопорной балки, нагруженной сосредоточенной нагрузкой – F , сосредоточенным моментом – M и распределенной нагрузкой – q рассмотрим построение эпюр.

Эпюра – графическое изображение распределения внутренних силовых факторов по длине балки. Методика построения эпюр:

- 1) все нагрузки приводятся к оси балки;

- 2) вводится система координат XAY;
- 3) из условия равновесия определяются реакции связей, заменяя опоры реакциями связей;
- 4) применяя метод сечений, строят эпюры в масштабе;
- 5) определяют опасное сечение, в котором возникают максимальные значения внутренних силовых факторов.

1. На рис. 3.10, в 1, 2 показано приведение нагрузок к оси балки и замена опор реакциями связей.

2. Составляем уравнение равновесия и определяем реакции связей R_{Ay} , R_{By} , R_{Bx} :

$$\sum m(B) = (a + b + c + d)R_{Ay} - F_y(b + c + d) + M - q \frac{d^2}{2} =$$

$$0 \quad ; \quad R_{Ay} = \frac{1}{(a+b+c+d)} [F_y(b + c + d) - M + q \frac{d^2}{2}];$$

$$\sum \Pi_p X = -F_x + R_{Bx} = 0; \quad R_{Bx} = F_x ;$$

$$\sum \Pi_p Y = R_{Ay} - F_y - q \cdot d + R_{By} = 0; \quad R_{By} = F_y + q \cdot d - R_{Ay}$$

Проверка правильности определения реакций связей:

$$\sum m(A) = 0.$$

3. Разбиваем балку на грузовые участки (участки, на которых внешние нагрузки постоянны) I, II, III, IV. Для каждого участка методом сечений определяем внутренние силовые факторы (рис.3.10, 3).

$$0 \leq x \leq a: Q_1 = R_{Ay}, M_1 = R_{Ay} \cdot x; \quad 0 \leq x \leq a + b, Q_2 = R_{Ay} - F_y ,$$

$$N_1 = -F_x, \quad M_3 = R_{Ay} \cdot x - F_y(x - a), \quad 0 \leq x \leq a + b + c, N_1 = -F_x,$$

$$Q_3 = R_{Ay} - F_y, M_2 = R_{Ay} \cdot x - F_y(x - a) + M; \quad 0 \leq x \leq a + b + c + d;$$

$$Q_4 = R_{Ay} - F_y - q(x - a - b - c); M_4 = R_{Ay} \cdot x - F_y(x - a) + M - q.$$

4. Строим эпюры внутренних силовых факторов (рис.3.10, 4, 5, 6); и определяем опасное сечение.

5. Для проверки правильности построения эпюр используем дифференциальные соотношения О.И. Журавского. Из рис. 3.10, з видно, что равновесие вырезанного элемента dx равно:

$$1) +Q_y - dq \cdot dx - Q_y - dQ_y = 0,$$

$$dq = \frac{dQ_y}{dx} \quad (3.44)$$

$$2) M_z + Q_y \cdot dx - dq \frac{d^2x}{2} - M_z - dM_z = 0,$$

$$Q_y \cong \frac{dM_z}{dx}$$

дифференциальные соотношения О.И. Журавского.

В рассматриваемом примере $q(x)=0$; $Q_y=\text{const}$, M_z - изменяется по линейному закону: при $q(x) \neq 0$ зависимость M_z изменяется по закону квадратичной параболы.

3.4.2. Напряжение при изгибе

Рассмотрим чистый изгиб. При чистом изгибе в каждом поперечном сечении единственным силовым фактором является изгибающий момент M в плоскости, проходящий через одну из главных осей поперечного сечения (рис.3.11).

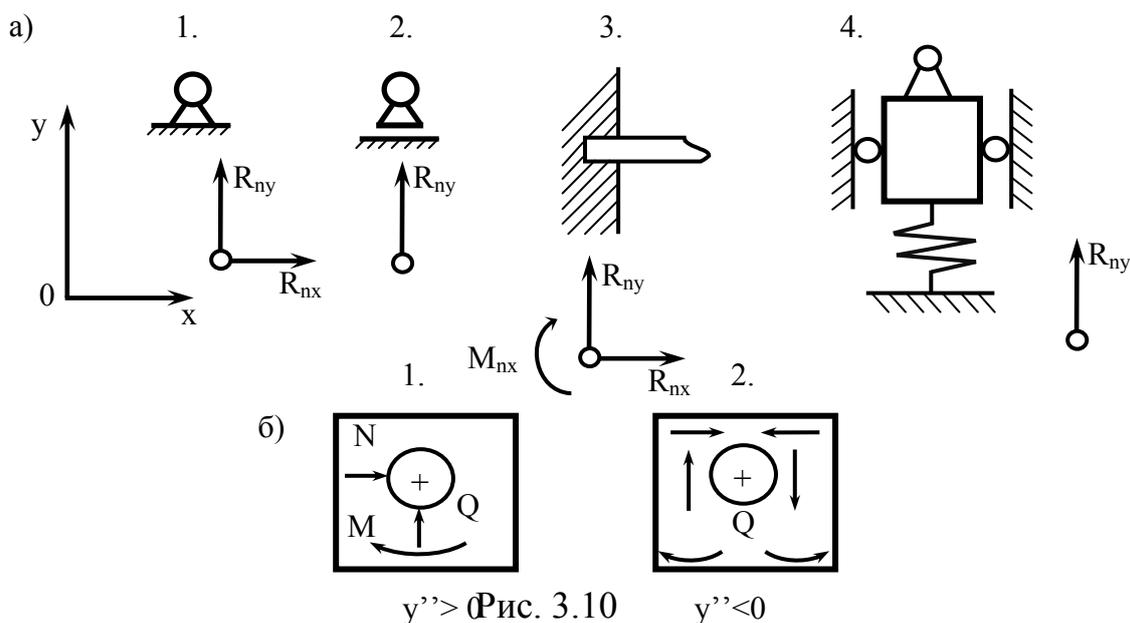
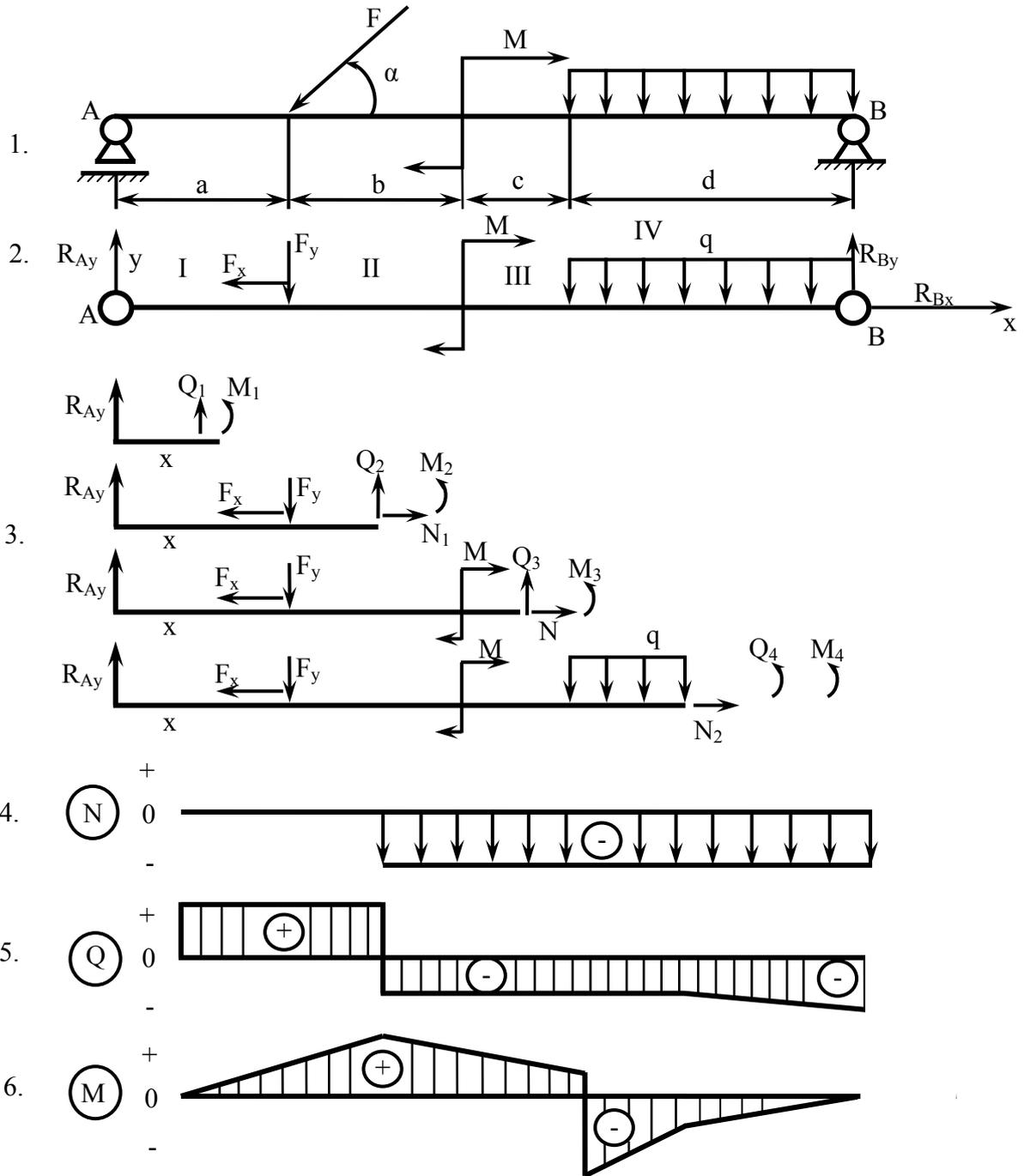
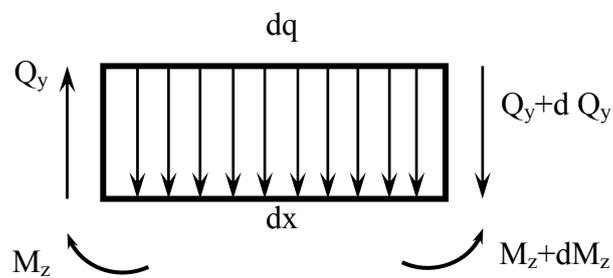


Рис. 3.10

В)



Г)



Продолжение рис. 3.10

При чистом изгибе происходит искривление оси бруса в плоскости сечения (рис.3.11.а.). Предполагается, что при чистом изгибе выполняется гипотеза Бернулли. Брус, работающий на изгиб называется балкой. Элемент длиной dx в деформированном состоянии показан на рис. 3.11, б, который изгибается относительно центра кривизны C . Относительно нейтрального волокна aa на расстоянии y волокно $a'a'$ удлинится, т.е

$$\Delta = a'a' - aa = (p + y)d\varphi - pd\varphi = yd\varphi.$$

Составляющие внутренних силовых факторов $Q_y=Q_z=\tau_x=0$. Относительное удлинение равно (рис. 3.11, б)

$$\varepsilon = \frac{\Delta}{aa} = \frac{yd\varphi}{\rho \cdot d\varphi} = \frac{y}{\rho}.$$

В соответствии с законом Гука $\sigma = \varepsilon \cdot E = \frac{y}{\rho} \cdot E$, т.е. нормальные напряжения изменяются по линейному закону.

Для определения нормальных напряжений рассмотрим равновесие сечения (рис. 3.11, в)

$$\sum \text{Pr}X = N_x = \int_{(A)} \sigma dA = \frac{E}{\rho} \int_{(A)} y dA = \frac{E}{\rho} \cdot S_z = 0,$$

- оси являются центральными

$$\sum \text{Pr}(m_y) = \int_{(A)} \sigma \cdot z \cdot dA = \frac{E}{\rho} \int_{(A)} yz \cdot dA = \frac{E}{\rho} \cdot J_{yz} = 0,$$

- оси являются главными,

$$\sum \text{Pr}(m_z) = \int_{(A)} \sigma \cdot y \cdot dA - M_z \theta, M_z = \frac{E}{\rho} \cdot J_z,$$

откуда $\frac{1}{\rho} = \frac{M_z}{EJ_z}$ - кривизна изогнутой оси бруса.

Подставляя вместо $\frac{1}{\rho}$ в выражение для нормальных напряжений, получим:

$$\sigma_M = \frac{M_z \cdot y}{J_z}. \quad (3.45)$$

Из полученного выражения следует, что максимальные растягивающие σ_p и минимальные сжимающие напряжения σ_c достигают на нижней и верхней поверхностях балки при $y=y_{\max}$, т.е:

$$\sigma_p = \frac{M_z}{W_{z\rho}}; \sigma_c = \frac{M_z}{W_{zc}}, \quad (3.46)$$

где W_{zp} , W_{zc} - моменты сопротивления сечения растяжению и сжатию соответственно.

Таким образом, наибольшие по модулю напряжения действуют в наиболее удаленных от нейтральной линии точки. Условия прочности для таких точек равно:

$$\sigma_{\min}^{\max} \leq [\sigma]. \quad (3.47)$$

При проектных расчетах это выражение позволяет определять требуемый осевой момент сопротивления

$$W_z \geq \frac{M_z}{[\sigma]} \quad (3.48)$$

и назначить соответствующее сечение. Для определения сечения с минимальным расходом материала используют выражение

$$K = \frac{W}{\sqrt{A^3}}, \quad (3.49)$$

где K - безразмерная величина, называемая осевым удельным моментом сопротивления сечения.

3.4.3. Касательные напряжения при плоском изгибе

При плоском изгибе от действия поперечной силы F возникают касательные напряжения (рис.3.12, а). По закону парности касательных напряжений на взаимоперпендикулярной площадке возникают касательные напряжения (рис.3.12, б), которые равны:

$$\Delta\sigma = \frac{\Delta M_y}{J_z}; \int_{(A)} \frac{\Delta M_y}{J_z} \cdot y dA = \tau \cdot b \cdot dz,$$

откуда $\frac{\Delta M_y}{J_z} \cdot \int_{(A)} y dA = \frac{\Delta M_y}{J_z} \cdot S_x = \tau \cdot b \cdot dz$ или

$$\tau = \frac{dM}{dz} \cdot \frac{S_x}{J_z \cdot b} = \frac{Q \cdot S_x}{J_z \cdot b}. \quad (3.50)$$

Эпюра τ для балки прямоугольного сечения имеет вид параболы, причем наибольшее касательное напряжение имеет место на уровне нейтральной оси при $y=0$,

$$\tau_{\max y=0} = \frac{Q \cdot b \left(\frac{h^2}{4} - y^2 \right) \cdot 12}{bh^3 \cdot 2b} = \frac{6Q}{4bh} = \frac{3}{2} \frac{Q}{bh} = \frac{3Q}{2A} \quad (3.51)$$

Максимальные нормальные напряжения для консольной балки, равны:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_z}{W_z} = \frac{6F \cdot l}{bh^2}, \quad (3.52)$$

которые будут действовать в кратких волокнах $y = \pm h/2$. Сопоставляя эти напряжения с касательными, получим (при $Q = F$)

$$\frac{\sigma_{\max}}{\tau_{\max}} = \frac{6F \cdot l \cdot 2 \cdot bh}{bh^2 \cdot 3Q} = 4 \frac{l}{h}. \quad (3.53)$$

Из этого следует, что касательные напряжения в длинных балках ($l > 2h$) существенно меньше нормальных.

3.4.4. Дифференциальное уравнение изогнутой оси балки

Для определения деформаций балки используют выражение для кривизны из математического анализа

$$\frac{1}{\rho} = \pm \frac{\frac{d^2 y}{dx^2}}{\left[1 + \left(\frac{dy}{dx} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}} = \frac{M(x)}{EJ_z}. \quad (3.54)$$

Полагая, что $\frac{dy}{dx} \ll 1$ получим

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \pm \frac{M(x)}{EJ_z} \quad (3.55)$$

Выполнив интегрирование при $EJ_z = \text{const}$, получим

$$\theta = \frac{dy}{dx} = \frac{1}{EJ_z} \int M(x) dx = \frac{1}{EJ_z} \int_{A(0)}^{A(x)} dA,$$

где $dA = M(x) \cdot dx$ - дифференциал площади эпюры $M(x)$ рис. 3.10в, отсеченной части между началом координат и текущим сечением, которое перепишем:

$$EJ_z \cdot \theta(x) = EJ_z \cdot \theta_0 + A(x). \quad (3.56)$$

Проинтегрировав это уравнение от O до X :

$$y(x) = EJ_z \cdot \theta_0 \int_{x_0}^x dx + \int_0^x A(x) dx = EJ_z \theta_0 x + EJ_z y(0) + A' x_c, \quad (3.57)$$

где $dS=A(x)dx$ - дифференциал статического момента отсеченной площади эпюры $M(x)$ или $S(x) = S = A \cdot x_c$ - статический момент площади эпюры $M(x)$ относительно текущего сечения.

При одновременном действии нескольких внешних нагрузок (на основании принципа суперпозиции) уравнение для определения углов поворота (рис.3.10, в.)

$$EJ_z \theta = EJ_z \cdot \theta_0 + \sum M_i [x \cdot (a + b)] + \sum F_j \frac{(x-c)^2}{2} + \sum q_k \frac{(x-d)^3}{6}, \quad (3.58)$$

для прогибов примет вид:

$$EJ_z y(x) = EJ_z \cdot y(0) + EJ_z \cdot \theta(0) \cdot x + \sum M_i \frac{[x \cdot (a+\theta)]}{2} + \sum F_j \frac{(x-a)^3}{6} + \sum q_k \frac{(x-d)^4}{24} \quad (3.59)$$

Эти уравнения называют универсальными уравнениями изогнутой балки. Значения $\theta(0)$ и $y(0)$ определяются из условий опирания балки. К примеру, определим угол поворота и перемещение свободного конца балки (рис.3.13)

$$\text{При } x=0; y(0)=0; \theta(0)=0; \theta(l) = -\frac{Fl^2}{2EJ_z}; y(l) = -\frac{Fl^3}{3EJ_z}.$$

3.4.4.1. Статически неопределимые системы

Статически неопределимыми системами называются такие, внутренние силовые факторы которых не могут быть определены из уравнений статики. При расчете статически неопределимых систем по методу сил в качестве неизвестных принимают усилия, заменяющие действие отброшенных лишних связей.

Порядок расчета статически неопределимых систем:

- 1) Определяется степень статической неопределимости системы путем определения лишних связей;
- 2) выбирается основная система, после удаления лишних связей, которые заменяются неизвестными усилиями;
- 3) составляются уравнения деформаций, которые выражают условия совместимости перемещений;
- 4) решаются полученные уравнения и определяются внутренние усилия методом сечений. Уравнения перемещений записываются в канонической форме:

$$\delta_{ii}x_i + \delta_{12}x_2 + \dots + \delta_{1n}x_n + \Delta_{1m} = 0, \quad (3.60)$$

$$\delta_{1n}x_1 + \delta_{n2}x_2 + \dots + \delta_{nn}x_n + \Delta_{nm} = 0,$$

где δ_{ln} и x_n - перемещения первой точки, вызванное силой x_n , Δ_{nm} - перемещение в том же месте и по тому же направлению, вызванное нагрузкой.

3.4.5. Устойчивость деформированного состояния бруса. Формула Эйлера

Устойчивость – способность элемента конструкции сохранять первоначальную форму равновесия под действием нагрузок. Наименьшее значение осевой нагрузки, при которой происходит потеря устойчивости называется критической. Для малых деформаций, дифференциальное уравнение изогнутой оси определяется формулой:

$$EJ_z \cdot \frac{d^2y}{dx^2} = -Fy(x), \quad (3.61)$$

решение которого

$$y(x) = A \cdot \sin kx + B \cos kx,$$

где $k = \sqrt{\frac{F}{EJ_z}}$.

Произвольные постоянные определяются из условий закрепления бруса:

где $x=0$; $y(0)$; при $x=l$; $y(l)=A \sin kl$.

Брус может быть изогнутым при условии $\sin kl=0$ или $kl=\pi n$, где n – произвольное число. Прогиб стержня $y = A \cdot \sin \frac{\pi \cdot n}{l} \cdot x$, а упругая линия изображается кривой, содержащей n полуволн. Критическая сила соответствует при $n=1$ и равна

$$F_{кр} = \left(\frac{\pi \cdot n}{l}\right)^2 \cdot EJ_{min} = \frac{\pi^2}{(\mu l)^2} EJ_{min}.$$

где μ – коэффициент приведения длины стержня (коэффициент Ясинского) (рис.3.14, б), который зависит от условий закрепления стержня.

Критической нагрузке соответствуют напряжения в стержне

$$\sigma_{кр} = \frac{F_{кр}}{A} = \frac{\pi^2 \cdot EJ_{min}}{(\mu l)^2 \cdot A} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} \leq [\sigma_{кр}], \quad (3.62)$$

где $\lambda^2 = \frac{(\mu l)^2 \cdot A}{J_{min}}$, $r_{min} = \sqrt{\frac{J_{min}}{A}}$, λ - характеризует влияние размеров

стержня и способа закрепления концов, называется гибкостью, r_{min} - минимальный радиус инерции.

Относительно гибкости стержня условия применимости формулы Эйлера имеет вид:

$$\lambda \geq \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E}{[\sigma_{кр}]}}. \quad (3.63)$$

Например, для малоуглеродистой стали формула Эйлера применима, если гибкость больше 100. Если гибкость меньше 100, тогда используют эмпирическую формулу Тетмайера – Ясинского:

$$\sigma_{кр} = \alpha - \beta \lambda, \quad (3.64)$$

где α и β – коэффициенты, зависящие от материала.

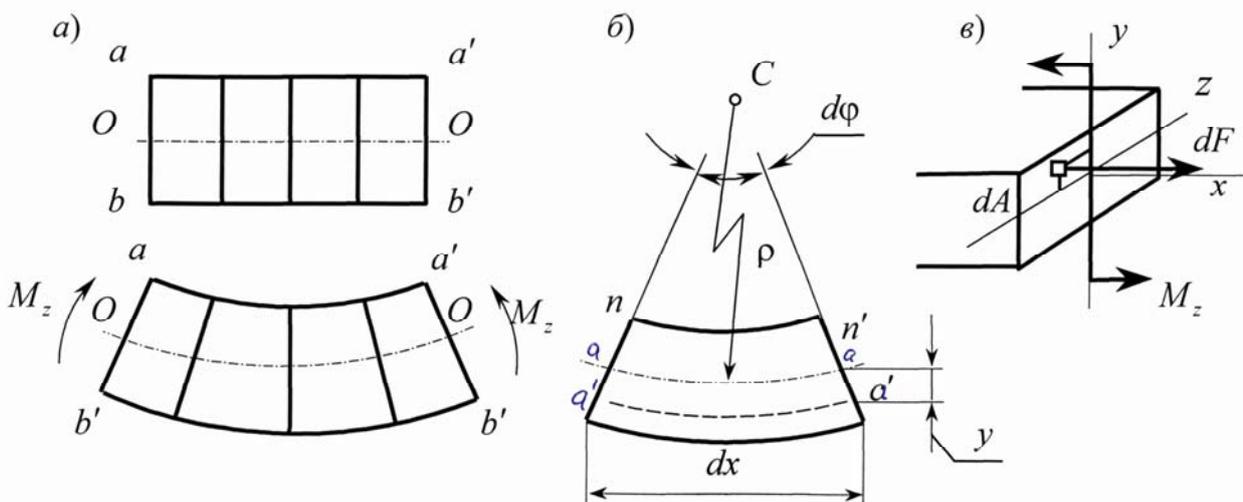


Рис.3.11

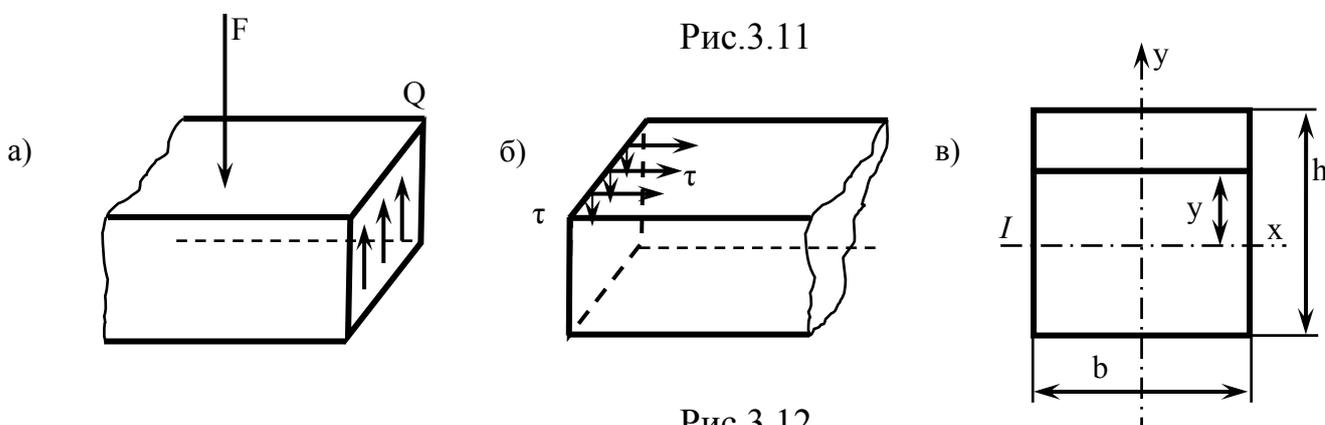


Рис.3.12

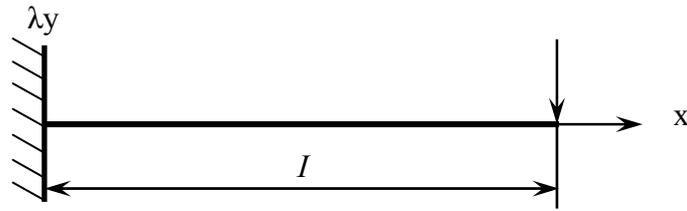


Рис.3.13

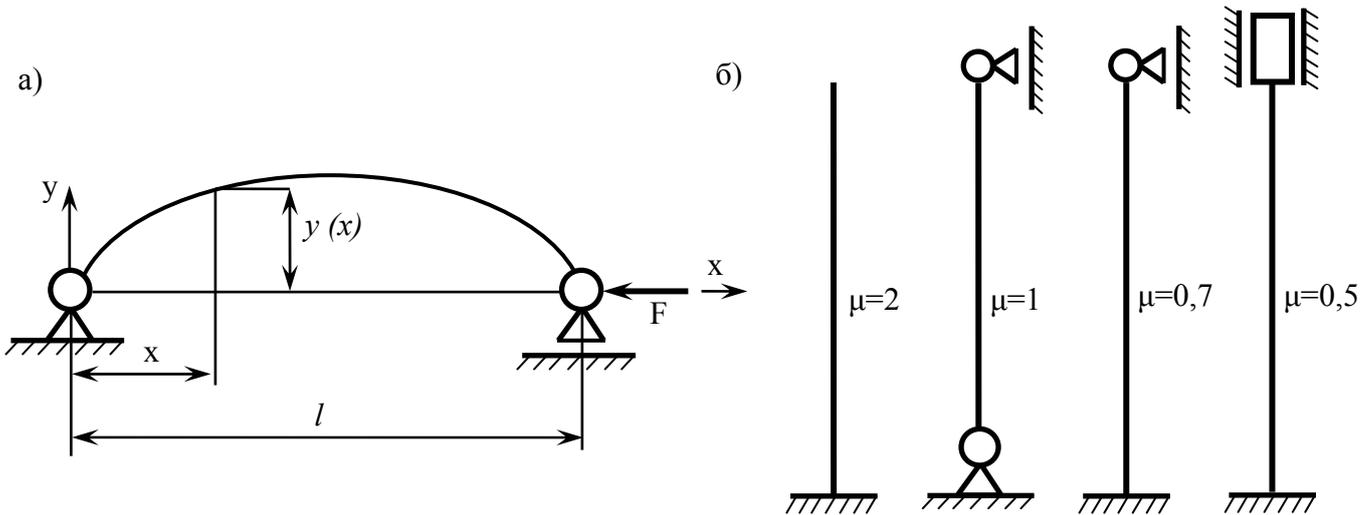


Рис.3.14

3.5. Расчет элементов конструкций при сложном нагружении

Многие элементы конструкций при напряжении работают в условиях сложного напряженного состояния. При этом необходимо установить некоторое эквивалентное напряжение, которое было бы сравнимо с заданным. Учеными предложен ряд гипотез прочности, позволяющие без трудоемких экспериментов оценить переход к сложным напряженным состояниям.

Рассмотрим теории прочности, которые наиболее широко применяются в инженерных расчетах.

3.5.1. Гипотезы (теории) прочности

Гипотеза наибольших нормальных напряжений. Опасные состояния материала наступают тогда, когда какое-либо из главных напряжений достигает опасного значения

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} \leq [\sigma]_{\text{пред}}, \quad (3.65)$$

где, $\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sigma$ - максимальное нормальное напряжение при растяжении, $\sigma_{\text{пред}}$ - предельное напряжение при растяжении. Эта теория дает удовлетворительные результаты для хрупких материалов.

Гипотеза наибольших касательных напряжений. Опасное состояние материала наступает тогда, когда касательные напряжения достигают наибольшего значения (текучесть).

$$\tau_{\text{ЭКВ}} = \tau_{\text{max}} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \leq [\tau]_{\text{пред}}, \quad (3.66)$$

где $[\tau]_{\text{пред}}$ - предельное значение касательного напряжения при кручении.

Учитывая, что при растяжении $\tau_{\text{max}} = \frac{\sigma}{2}$, для плоского напряженного состояния условие прочности примет вид:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}. \quad (3.67)$$

Энергетическая гипотеза прочности. Сложное напряженное состояние равноопасно с простым состоянием, если они имеют одинаковые удельные энергии изменения формы.

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (3.68)$$

Третья и четвертая гипотезы прочности хорошо согласуется с экспериментами для пластичных материалов и широко применяется на практике.

3.5.2. Расчет на прочность элементов конструкций

3.5.2.1. Косой изгиб

Изгиб, при котором плоскость изгибающего момента не совпадает ни с одной из главных плоскостей инерции. Изгибающие моменты действуют в горизонтальной и вертикальной плоскостях: $M_y = F_y \cdot x = M \cdot \cos \varphi$; $M_z = F_z \cdot x = M \cdot \sin \alpha$. Согласно принципа суперпозиции, нормальное напряжение в некоторой точке (y и z) определяется:

$$\sigma = \frac{M_y \cdot z}{J_y} + \frac{M_z \cdot y}{J_z} = M \cdot \left(\frac{z \cdot \sin \varphi}{J_y} + \frac{y \cdot \cos \varphi}{J_z} \right) \quad (3.69)$$

Уравнение нейтральной линии при $\sigma=0$:

$$y_0 = -z_0 \cdot \frac{J_z}{J_y} \cdot \operatorname{tg} \varphi; \operatorname{tg} \varphi = -\frac{y_0}{z_0} \cdot \frac{J_z}{J_y}, \quad (3.70)$$

которая перпендикулярна плоскости изгибаемого момента.

Максимальные напряжения будут действовать в точках, наиболее удаленных от нейтральной линии

$$\sigma_{max} = \frac{Z_{max}}{J_y} \cdot M_y + \frac{Y_{max}}{J_z} \cdot M_z \leq [\sigma]. \quad (3.71)$$

суммарный прогиб равен

$$u_{max} = \sqrt{y^2 + z^2}. \quad (3.72)$$

3.5.2.2. Изгиб с растяжением (сжатием)

Изгиб с растяжением (сжатием) - на балку действуют как продольные, так и поперечные нагрузки. Применяя принцип суперпозиции, получим:

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_y \cdot z}{J_y}; \sigma_{max} = \frac{N}{A} + \frac{M_y}{W_y} + \frac{M_z}{W_z} \leq [\sigma], \quad (3.73)$$

уравнение нейтральной линии определяется формулой

$$\frac{x_0}{\alpha} + \frac{y_0}{\beta} = 1, \quad (3.74)$$

где $\alpha = -\frac{r_y^2}{x}$; $\beta = \frac{r_x^2}{y}$ $r_{x,y}$ - радиусы инерции.

3.5.2.3. Изгиб с кручением

Этому виду деформации подвергаются валы и другие элементы конструкций. В поперечном сечении будут действовать нормальные и касательные напряжения

$$\sigma = \frac{M_y \cdot z}{J_y}; \tau = \frac{T \cdot \rho}{J_\rho}. \quad (3.75)$$

Применяя принцип суперпозиции и гипотезу наибольших касательных напряжений, получим:

$$\sigma_{max} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \frac{1}{W_x} \sqrt{M^2 + T^2} \leq [\sigma] \quad (3.76)$$

3.6. Местные и контактные напряжения

Места резкого изменения геометрической формы бруса называются концентраторами напряжений. Отношение максимального местного напряжения к номинальному называется теоретическим коэффициентом концентрации напряжений.

$$\gamma_{\sigma} = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{ном}}, \quad (3.77)$$

где $\sigma_{ном} = \frac{F}{A}$, A – площадь ослабленного сечения, γ_{σ} – эффективный коэффициент напряжений, который приводится в справочниках.

В местах передачи давления от одного элемента конструкции к другому (начальный контакт по линии или в точке) возникают контактные напряжения. Экспериментальные исследования показали, что предел выносливости уменьшается с увеличением размеров, поэтому вводят коэффициент масштабного фактора $K_{од}$, $K_{тд}$. Усталостное разрушение начинается с поверхности, поэтому учитывают влияние состояния поверхности коэффициентом качества β . Контактные напряжения определяются по формуле Герца:

$$\sigma_{н} = 0,418 \sqrt{\frac{qE_{пр}}{\rho_{пр}}}, \quad (3.78)$$

где $E_{пр}$, $\rho_{пр}$ - приведенные модуль упругости и радиус кривизны цилиндров, q – распределенная нагрузка на единицу длины.

3.6.1. Динамические нагрузки

Напряжения, возникающие при колебаниях деталей, могут во много раз превосходить по своему значению напряжения от действия статических нагрузок.

При ударе динамические напряжения учитываются коэффициентом динамичности, K_d

$$K_d = \frac{G}{A} \left(1 + \frac{w}{g}\right),$$

где G – вес падающего груза, A – площадь сечения элемента конструкции, w – ускорение падающего груза, g – ускорение свободного падения, которые определяются формулой

$$\sigma_d = \sigma_{ст} \cdot K_d. \quad (3.79)$$

При падении груза с высоты h

$$\sigma_d = \sigma_{ст} \left[1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\Delta\sigma_{ст}}} \right], \quad (3.80)$$

где σ_d – динамические напряжения, $\sigma_{ст}$ – статические напряжения

При колебаниях напряжения оцениваются средним напряжением,

$$\sigma_{ср} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}, \quad (3.81)$$

характеристикой которого является асимметрия цикла

$$r_\sigma = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}. \quad (3.82)$$

При $r_\sigma = -1$ – цикл изменения называется симметричным, $r_\sigma = 0$ – цикл пульсирующий.

Периодические колебания, оцениваются коэффициентом динамичности K_d

$$K_d = \frac{1}{(1 - \frac{\omega_{соб}^2}{\omega^2})}, \sigma_d = \sigma_{ст} \cdot K_d, \quad (3.83)$$

где $\omega_{соб}$ и ω – частоты собственных и вынуждающих колебаний. Для нормальной работы элемента конструкции необходима отстройка от резонанса.

3.6.2. Условия прочности при переменных напряжениях

При действии на элемент конструкции нормальных и касательных напряжений прочность оценивается коэффициентом запаса прочности

$$n = \frac{n_\sigma + n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \leq [n], \quad (3.84)$$

где $n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_\alpha \cdot K_d + \psi_\tau \sigma_{ср}}$, $n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_\alpha \cdot K_d + \psi_\tau \tau_{ср}}$; σ_{-1} , τ_{-1} – переменные

нормальные и касательные напряжения, K_d – коэффициент динамичности, ψ – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла.

При работе деталей следует применять меры для повышения сопротивления усталости:

- 1) применять однородные материалы с мелкозернистой структурой;
- 2) применять детали без редких изменений размеров (концентраторов напряжения);
- 3) тщательная обработка поверхности детали;
- 4) применять специальные методы повышения усталости (поверхностная обработка, поверхностное упрочнение (наклеп)). Правильное конструирование и технологическая обработка деталей машин.

Вопросы для самопроверки

1. Сформулируйте основные допущения при схематизации материалов.
2. Какие нагрузки прилагаются к элементам конструкций?
3. В чем сущность метода сечений?
4. Дайте определение напряжения в данной точке.
5. Для каких целей определяются допускаемые напряжения?
6. Приведите геометрические характеристики сечений.
7. Что такое предел пропорциональности, текучести, прочности?
8. Дайте определение чистому сдвигу?
9. Дайте последовательность расчета элементов конструкций на прочность.
10. Сформулируйте цель и задачи сопротивления материалов.
11. Для каких целей производятся испытания образцов материалов?
12. Начертите характерную диаграмму растяжения (сжатия) пластичного материала.
13. Сформулируйте закон Р. Гука.
14. Определите геометрические характеристики сечений.
15. Назовите внутренние силовые факторы.
16. Виды разрушений сопутствующих деформации: линейной и угловой.
17. Для каких целей выбирается допускаемое напряжение $[\sigma]$?
18. Дайте определение коэффициенту Пуассона.
19. Напишите выражения, связывающие три постоянные E , G , ν .

20. Дайте определение закону парности касательных напряжений.
21. Дайте последовательность построения эпюр и для каких целей строятся эпюры.
22. Напишите формулу Эйлера для определения устойчивости.
23. Дайте определение критической силы?
24. Назовите гипотезы (теории) прочности.
25. Дайте последовательность расчета элементы конструкций при изгибе с кручением.
26. Перечислите виды сложных нагружений.
27. Дайте определение понятия концентратору напряжения.
28. Дайте определение контактным напряжения.
29. Дайте определение понятию усталости материала.
30. Поясните назначение коэффициентов динамичности при ударе и колебаниях.
31. Перечислите методы применяемые для повышения усталостной прочности.

Раздел 4. Конструирование и расчет деталей машин

В этом разделе рассматриваются общие вопросы и принципы конструирования. Детали, технологические единицы собираются в конструкцию машин и механизма с помощью соединений (сварных, резьбовых). При изготовлении деталей общего назначения они должны быть стандартизированы и взаимозаменяемы. Даны расчеты деталей общего назначения на прочность и жесткость.

4.1. Общие вопросы конструирования

Проектирование машин, механизмов, приборов является творческим процессом, основная особенность которого состоит в многовариантности. Стадии разработки конструкторской документации и этапы работ установлены ГОСТ 2.103-68.

1. Разработка технического задания.

2. Разработка технического предложения, которое утверждается заказчиком и генеральным подрядчиком. Соответствие проекта техническому заданию.
3. Разработка эскизного проекта.
4. Разработка технического проекта. Совокупность конструкторской документации, содержащей окончательное решение.
5. Разработка рабочей документации – совокупность документов, содержащих чертежи общих видов, узлов готовых к изготовлению.

4.1.1. Конструкционные материалы и их классификация

Выбор материала и термообработки детали определяется конструктивными соображениями. Для изготовления деталей машин и механизмов широко применяются:

Стали – железоуглеродистые сплавы с содержанием углерода до 2 % (низкоуглеродистые – $C \leq 0,25$ %; среднеуглеродистые – $C=0,25\ldots 0,6$ %; высокоуглеродистые – $C > 0,6$ %).

Для улучшения свойств сталей применяют легирующие присадки: фольфрам, марганец, медь, молибден, ванадий, алюминий. Применяется термическая обработка, отжиг, закалка, химико-термическая обработка.

Чугуны – железоуглеродистые сплавы с содержанием углерода $C > 2$ %, которые в зависимости от структуры подразделяются на белые, ковкие и серые.

Медные сплавы – разделяют на латуни и бронзы.

Баббиты – сплавы на основе олова, свинца и кальция.

Алюминиевые сплавы – сплавы с кремнием силумины.

Магниевые сплавы – для изготовления деталей корпусов агрегатов.

Титановые сплавы.

Пластмассы – на основе органических соединений (смола).

4.1.2. Основы взаимозаменяемости и стандартизации

Взаимозаменяемостью называют свойство независимо изготовленных деталей занимать свое место в машинах без дополнительной механической или

ручной обработки при сборке или ремонте. Взаимозаменяемость может быть полной или частичной.

Основные нормы взаимозаменяемости – это комплекс стандартов, регламентирующих нормальные геометрические параметры, их точность формы и расположения.

Стандартизация – это максимальное упрощение и удешевление производства путем использования наиболее целесообразных видов изделий, их конструктивных форм, размеров, технических характеристик и других показателей. Унификация является методом стандартизации. Стандарты делят на государственные, отраслевые и международные. В машиностроении стандартизованы терминология, обозначения технических величин и единиц измерения (СИ), (ЕСКД), (ЕСТД), рядом чисел, гаек, шайб, шпонок, формы и размеров ремней, муфт, подшипников качения и т.д. Геометрические параметры деталей количественно оценивают размерами.

Размер – числовое значение линейной величины. Размеры, проставленные на чертежах, называют номинальными. Максимальный и минимальный размеры, между которыми находится действительный размер, называются предельными размерами. Алгебраическая разность между действительными и предельными размерами называется отклонением.

Допуск – разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами. Допуск размера вала – $IT=es-ei$, а отверстия - $IT=ES-EI$. Поле допуска ограничено верхним и нижним отклонением и определяется числовым значением допуска и его положением относительно номинального размера. Стандартом установлено 19 квалитетов(степеней точности) 01, 0, 1, 2,..., 17. Величины верхних и нижних предельных отклонений указывают на чертежах. Посадка с зазором (подвижная посадка) характеризуется наличием зазора в соединении. Посадка с натягом (неподвижная посадка), в которой в сопряжении обеспечивается натяг. Переходные посадки, в которых соотношения действительных размеров отверстия и вала могут быть как с зазором, так и с натягом.

Существуют две системы образования посадок: система отверстия и вала. Система отверстия более распространена, так как при ее использовании сокращается ассортимент инструментов для обработки отверстий.

Стандартами установлены виды отклонений от формы и расположения поверхностей. Действительные поверхности деталей отличаются от номинальных наличием неровностей. Эти периодические неровности называют волнистостью и шероховатостью.

Усложнение конструкций, увеличение объема конструкторской информации потребовали от инженеров новых методов обработки информации – систем автоматизированного проектирования. Объектами САПР являются изделия (детали, узлы, комплексы), технологические процессы и организационно – технические системы для повышения уровня проектируемых объектов, сокращение сроков, уменьшение стоимости и трудоемкости проектирования.

4.2. Расчет зубчатых передач

Расчет на прочность прямозубых и косозубых цилиндрических передач стандартизирован ГОСТ 21.354-87. Силы, действующие в зацеплении были рассмотрены в разделе 2.

Исследованиями установлено, что наименьшую контактную прочность имеет зона, в которой на зубцы действует полная нагрузка в зацеплении. При проектных расчетах по заданным T и « u » для стальных зубчатых колес (ГОСТ 21354-87) диаметр делительной окружности шестерни определяют по формуле:

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2} \left(\frac{u \pm 1}{u}\right)}, \quad (4.1)$$

где $K_d = 780(\text{МПа})^{1/3}$ - прямозубые колеса; $K_d = 680[\text{МПа}]^{1/3}$ - косозубые колеса, T_1 - крутящий момент на шестерне в Нм, σ_H - в МПа, d_1 - в мм, $\psi_{bd} = \frac{bw}{d_1}$ - коэффициент ширины шестерни относительно диаметра, $K_{H\beta} = 1.02 \div 1.17$ - коэффициент концентрации нагрузки.

При проверочных расчетах

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{MP} T_1 \cdot K_H}{d_1^2 \cdot b_w \sin 2\alpha_w} \left(\frac{u+1}{u}\right)} \leq [\sigma_H], \quad (4.2)$$

где $E_{MP} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$ – приведенный модуль упругости, $\alpha_w = 20^\circ$ – угол зацепления; $[\sigma_H]$ – допускаемые контактные напряжения.

Конические зубчатые передачи – при проектном расчете диаметра конического колеса в торцевом сечении, учитываются опытным коэффициентом $\vartheta_H = 0,85$

$$d_{e2} = 1,7^3 \sqrt{\frac{E_{MP} T_2 \cdot K_{H\beta}}{\vartheta_H [\sigma_H]^2 (1 - K_{be}) \cdot K_{be}}} \quad (4.3)$$

где $K_{be} = \frac{b_w}{Re}$ – коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния, $k_{be} \leq 0,3$.

При проверочном расчете

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{MP} T_1 \cdot K_{H\beta}}{\vartheta_H d_{m1}^2 \cdot b_w \sin 2\alpha \left(\frac{\sqrt{u^2+1}}{u}\right)}} \leq [\sigma_H], \quad (4.4)$$

где u – передаточное число, d_m – диаметр в среднем торцевом сечении

Расчеты прочности прямозубых и косозубых зубчатых колес зубцов на излом определяют по формуле:

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot F_t \cdot K_f}{(b_w \cdot m)} \leq [\sigma_F], \quad (4.5)$$

где Y_F – коэффициент формы зубца, F_t – окруженное усилие, K_f – коэффициент расчетной нагрузки, b_w – ширина шестерни, m – нормальный модуль зацепления.

Конические передачи рассчитываются по формуле:

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot F_t \cdot K_f}{(\vartheta_F \cdot b_w \cdot m_m)} \leq [\sigma_F]. \quad (4.6)$$

В червячных передачах при проектных расчетах определяют диаметр червячного колеса по формуле:

$$d_2 = 1,25^3 \sqrt{\frac{E_{MP} \cdot T_2}{[\sigma_F]^2 \left(\frac{q}{z_2}\right)}}, \quad (4.7)$$

где $q = \frac{d_1}{m}$ - коэффициент диаметра червяка, d_1 - диаметр червяка, m - модуль зацепления, (мм), Z_e - число зубцов зубчатого колеса; T_2 - крутящий момент на червячном колесе.

При проверочных расчетах, оценку прочности производят по формуле:

$$\sigma_H = 1,8 \sqrt{\frac{E_{MP} \cdot T_2 \cdot \cos^2 \gamma}{d_z^2 \cdot b_1 \sin 2\alpha}} \leq [\sigma_F], \quad (4.8)$$

где T_2 - крутящий момент на червячном колесе, d_1 и d_2 - диаметры делительных окружностей червяка и червячного колеса соответственно, $\alpha = 20^\circ$, γ - угол подъема винтовой линии червяка.

При расчете на прочность по напряжениям изгиба, рассчитывают зубец червячного колеса

$$\sigma_F = 0,7 Y_F \cdot \frac{F_{t2} \cdot K_F}{\sigma_z \cdot m_m} \leq [\sigma_F], \quad (4.9)$$

где K_F - коэффициент расчетной нагрузки, Y_F - коэффициент формы зубца, $m_n = m \cdot \cos \gamma$, b_2 - ширина червячного колеса, F_{t2} - окружная сила, действующая на червячное колесо.

Допускаемые контактные и изгибные напряжения при проверке прочности определяются из справочников.

Коэффициент полезного действия (КПД) передач при приближенных расчетах для одной ступени можно принять:

цилиндрическая	0,99...0,95,
коническая	0,98...0,94,
червячная	0,75...0,70,

в зависимости от скорости скольжения, смазки, гидравлических потерь, числа заходов в червячных передачах и т.д.

4.3. Валы, подшипники, муфты

4.3.1. Валы, оси

Валы бывают прямые, коленчатые, гибкие. Коленчатые и гибкие валы относят к специальным деталям. По конструкции различают валы и оси гладкие, сплошные, ступенчатые.

Ступенчатые валы дают возможность размещения деталей, их осевой фиксации, сборки и разборки. Пример конструкции ступенчатого вала представлен на рис. 4.1, где $d=55$ мм, предназначен для установки зубчатого колеса, $d=65$ мм – буртик, обеспечивающий осевую фиксацию, $d=50$ мм с посадкой к6 предназначен для установки колец подшипников, участок $d=45$ мм с посадкой п6 предназначен для установки полумуфты. Быстроходные валы выполняют из легированных сталей 20х, 40х, 12х ФМА. Основным требованием при конструировании валов является простота формы, минимальное число уступов, канавок и других искажений формы. На рис.4.1 указаны допуски и посадки, отклонения формы и размеров для конструкции вала редуктора.

При проектном расчете вала определяют размеры и материал вала. Средний диаметр вала оценивают из расчета только на кручение.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}} \quad (4.10)$$

где T – крутящий момент, $[\tau]$ - допускаемые касательные напряжения $[\tau]=12\dots15$ МПа для редукторов.

Валы рассчитывают на прочность, жесткость и колебания.

При расчете на статическую прочность валы рассчитывают на изгиб с кручением, т.е.:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_1^2} = \frac{1}{W_p} \sqrt{M^2 + 0,75\tau_k^2} \leq [\sigma] \quad (4.11)$$

Расчеты на жесткость валов зубчатых передач оценивают по формуле

$$[y] = (0,01 \dots 0,005)m, \quad (4.12)$$

где $[y]$ – допускаемая стрела прогиба под зубчатым колесом, m - нормальный модуль зацепления.

Расчет на колебания производят (рассчитывая систему с одной степенью свободы), определяя y – амплитуду вынужденных колебаний

$$y = \frac{F(t)}{\omega_c^2(1-\nu^2)}, \quad (4.13)$$

где $F(t) = F \cdot \cos \omega_b t$, ω_b – сила и частота вынуждающей силы, ω_c – собственная частота колебаний системы.

Одновременно производят отстройку валов от резонанса.

4.3.2. Подшипники

Подшипники служат опорами для валов и вращающихся осей и воспринимают радиальные, осевые нагрузки и сохраняют заданное положение вала.

Подшипники классифицируют на подшипники скольжения и качения.

Основными элементами подшипника скольжения являются: вкладыш с тонким слоем антифрикционного материала, установленный в специальном корпусе подшипника. Подшипники скольжения применяют: для коленчатых валов; высокоскоростные валы $\vartheta > 30$ м/с, в прецизионных машинах, работающих в особых условиях (вода, агрессивные среды); тихоходных механизмах. Подшипники скольжения рассчитывают по удельной нагрузке F_r , который сводятся к определению d, l – диаметра и длины подшипника

$$P = \frac{F_r}{l \cdot d} \leq [p], \quad (4.14)$$

где $[p]$ – удельное давление в МПа; ($[p]=60, 1200$ для баббита).

Наиболее распространенным видом опор являются подшипники качения, к достоинствам которых относительно подшипников скольжения можно отнести: малые потери мощности на трение, легкий запуск машины, малый расход смазки, отсутствие износа валов. Детальными подшипников являются наружные кольца, внутренние кольца, тела качения и сепаратор. Подшипники качения разделяют на радиальные, упорные, радиально-упорные. Подшипники качения маркируют семью цифрами: две последние, умноженные на 5 – определяют величину внутреннего диаметра; третья справа – серия; четвертая – тип; две следующие

цифры шифруют конструктивные особенности, седьмая цифра – класс точности. Расчет стандартных подшипников качения на прочность нормирован по критерию долговечности (ГОСТ 188 55 – 73, 18854 – 73).

$$F = (X \cdot Y \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_\tau, \quad (4.15)$$

где F – эквивалентная нагрузка, F_r, F_a – радиальная и осевая нагрузки, X, Y – коэффициенты осевой и радиальных нагрузок, V – коэффициент вращения; K_δ – коэффициент безопасности; K_τ – температурный коэффициент.

4.3.3. Муфты

Муфты – это технические устройства, служащие для соединения валов. В современном машиностроении применяют большое количество муфт. Муфты механического действия классифицируют на управляемые, глухие (рис.4.2, а), компенсирующие (рис.4.2, в), фрикционные (рис.4.2, г), фланцевые (рис.4.2, б).

Втулочная – глухая муфта (рис.4.2, а) образует жесткое и неподвижное соединение валов. Фланцевая муфта состоит из полумуфт и широко распространены в машиностроении, которые применяются для соединения валов диаметром до 200 мм и более.

Компенсирующие муфты – шарнирные муфты (ГОСТ S747-80) (рис.4.2, в), которые могут соединять валы, имеющие наибольшие перекосы.

Фрикционные сцепные муфты (рис.4.2, г) – передающие вращающий момент между полумуфтами за счет сил трения.

Наиболее распространенные муфты стандартизированы и в упрощенном расчете определяют вращающий момент

$$T = \frac{T_n}{K}, \quad (4.16)$$

где T_n – допускаемый вращающий момент, K – коэффициент режима работы.

4.4. Корпусные детали

Детали корпусов являются основными несущими частями, на которых монтируют детали, узлы и механизмы машин, приборов и аппаратов. Они должны

удовлетворять основным требованиям: прочность, жесткость, удобства сборки, разборки и технического обслуживания. Детали корпусов подразделяют на фундаментные плиты, станины, рамы (шасси), основания: детали корпусов (колонны, стойки, кронштейны и т.д.), защитные кожухи, крышки. Конструкции деталей корпусов обычно сложны и разнообразны и рассматриваются в специальной литературе.

4.4.1. Смазочные и уплотнительные устройства

Для обеспечения нормальной работы машин, приборов и механизмов необходимо применять уплотнения (подвижных и неподвижных) соединений. Для неподвижных соединений применяют прокладки, кольца, изготовленные из картона, паронита, асбеста, резины, меди, стали и др., зависящих от напряжений сжатия, исключающих утечку. Для уплотнения подвижных соединений применяют контактные уплотнения в виде манжет. Бесконтактные уплотнения в виде щелевого уплотнения, лабиринтного уплотнения.

Смазку трущихся деталей (зубчатых колес, подшипников и др.) производят жидкими минеральными маслами (индустриальное, турбинное, трансформаторное).

Твердые смазки – графит, дисульфит молибдена, фтористые соединения, которые используют для деталей, работающих в вакууме, при весьма низких температурах, агрессивных средах.

Смазку приборных устройств производят в процессе сборки.

4.5. Соединения деталей

Детали, звенья, сборочные единицы, составляющие механизм, машину связаны между собой. Связи делят на подвижные и неподвижные (резьбовые, сварные, шпоночные и др.).

Неподвижные соединения делят на неразъемные (сварные) и разъемные (резьбовые, шпоночные).

4.5.1. Сварные соединения

Сварные соединения образуются путем сваривания материалов в зоне стыка. На практике используют свыше 60 способов сварки среди которых распространены дуговая, контактная, электронно-лучевая, ультразвуковая и диффузионная. Сварные соединения являются наиболее прочными, основным недостатком которых является возможность коробления, скрытых дефектов (трещин, непроваров, шлаковых включений) снижающих прочность.

По взаимному расположению свариваемых деталей соединения делят на стыковые (рис.4.3, а), внахлестку (рис.4.3, б), соединения втавр (рис.4.3, в), угловые соединения (рис.4.3, г), (виды сварных швов показаны на рис.4.3, е).

Наиболее простые и надежные соединения встык. В зависимости от толщины соединяемых деталей, сварку выполняют одним из вариантов (рис.4.3, а). Расчет прочности такого соединения выполняют по нормальным напряжениям растяжения (сжатия):

$$\sigma = \frac{F}{l \cdot \delta} \leq [\sigma], \quad (4.17)$$

где l и δ – ширина и толщина листа, $[\sigma]$ – допускаемое напряжение.

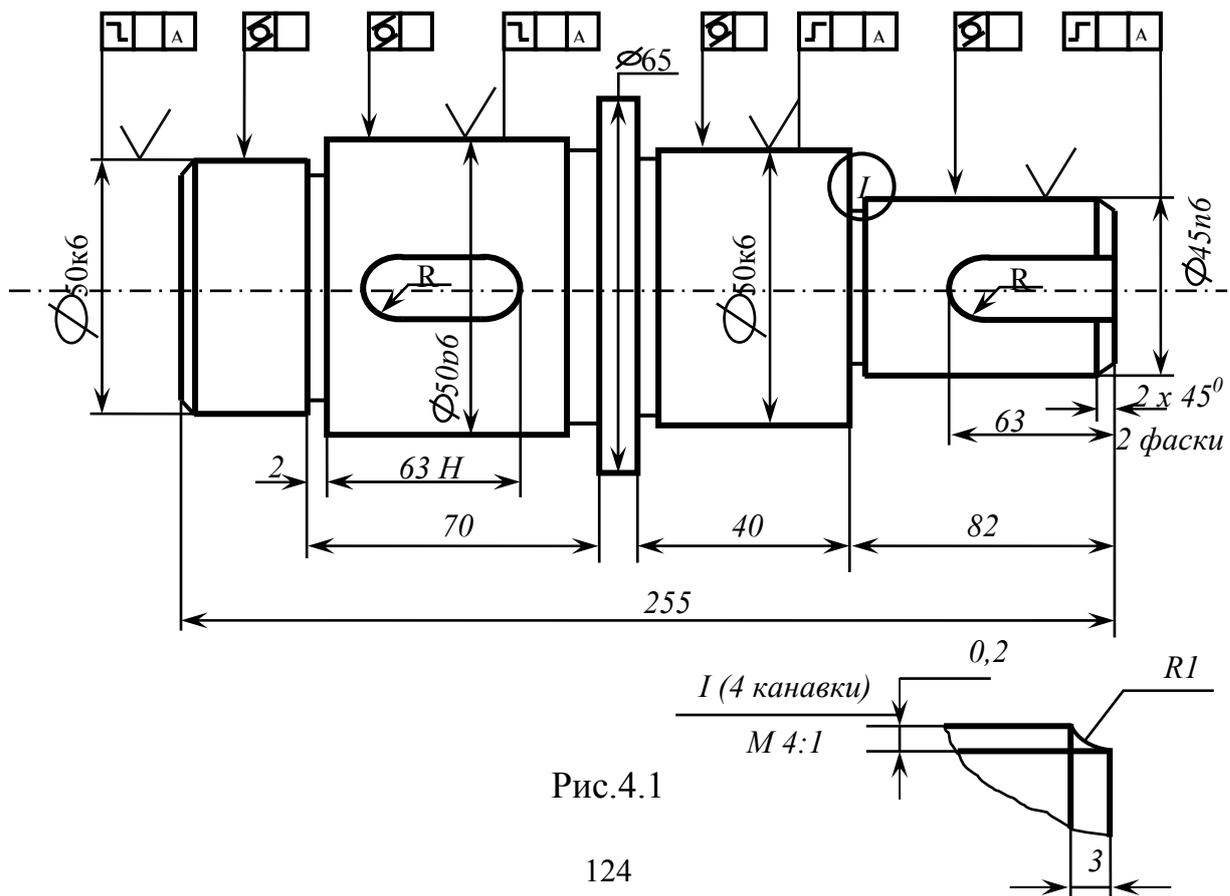


Рис.4.1

Соединение внахлестку выполняют с помощью угловых швов, которые в зависимости от направления нагрузки делят на: лобовые (рис.4.3, а), фланцевые (рис.4.3б) и комбинированные, косые (рис.4.3, г), которые рассчитывают

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F}{0,7k \cdot l} \leq [\tau] , \quad (4.18)$$

где k – катет шва (толщина соединяемого листа), $[\tau]$ – допускаемое напряжение среза.

Соединение втавр (рис.4.3, д) для угловых швов прочность соединения определяют:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{b \cdot l} \leq [\sigma] \text{ – стыковый шов, } \tau = \frac{F}{2l \cdot 0,7k} \leq [\tau] \text{ – для угловых швов.}$$

Прочность стыкового шва при нагружении изгибающим моментом и силой определяется формулами:

$$\sigma = \frac{6M}{\delta l^2} + \frac{F}{\delta l} \leq [\sigma] \text{ – стыковый шов; } \tau = \frac{6M}{2l^2 \cdot 0,7 \cdot k} + \frac{F}{2l \cdot 0,7k} \leq [\tau] . \quad (4.19)$$

Эффективным методом повышения прочности сварных соединений являются: автоматическая сварка под флюсом, термообработка, наклеп, чеканка швов.

4.5.2. Резьбовые соединения

Одним из старейших и наиболее распространенных видов разъемных соединений являются резьбовые. Резьбы делят по следующим признакам: по форме поверхности, на которую наносится резьба – на цилиндрическую и коническую (для плотных соединений труб, масленок, пробок). Наиболее распространена цилиндрическая резьба. По форме профиля к крепежным резьбам относят метрическую (рис.4.4, в.1); с треугольным профилем (рис.4.4, в.2), трубная (рис.4.4, в.3), трапецеидальная (рис.4.4, в.3), упорная (рис.4.4, в.4). Геометрические параметры резьбы d , D – наружный диаметр резьбы, d_1 , D_1 – средний диаметр резьбы; d_2 , D_2 – внутренний диаметр резьбы; p – шаг резьбы; $\alpha = 60^\circ$ - угол профиля; γ – угол подъема резьбы (рис.4.4, а, б). Из рис. (4.4, б) видно, что

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\rho}{\pi d_2}. \quad (4.20)$$

Приведенный коэффициент трения в резьбе определяется формулой (рис.4.4, б).

$$f' = \operatorname{tg} \rho' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}, \quad (4.21)$$

а – сила трения в резьбе

$$F_t = G \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho'). \quad (4.22)$$

При этом момент заворачивания винта или гайки определяется формулой:

$$T_{\text{зав}} = F \cdot \frac{d_2}{2} \left[\operatorname{tg}(\gamma + \rho') + f \cdot \frac{d_{\text{ср}}}{d_2} \right], \quad (4.23)$$

где F – осевое усилие, $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр опорной поверхности винта (гайки).

Крепление резьбы проверяют на срез и смятие витков резьбы

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4F}{\pi(D^2 - D_1^2) \cdot ZK_m} \leq [\sigma] \text{ – напряжение на смятие; } \tau_1 = \frac{F}{\pi D_1 H K K_m} \leq [\tau_{\text{ср}}] \text{ – для винта, } \tau_2 = \frac{F}{\pi d H K K_m} \leq [\tau_{\text{ср}}] \text{ – для гайки,}$$

где H – высота резьбы, K – коэффициент, учитывающий тип резьбы, K_m – коэффициент неравномерности нагрузки.

Шпоночные и шлицевые соединения служат для закрепления деталей на осях и валах (шкивы, зубчатые колеса, маховики, кулачки и т.д.), поэтому шпонки рассчитывают на срез и смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4T}{hl_p d} \leq [\sigma_{\text{см}}] \text{ – на смятие, } \tau = \frac{2T}{bl_p d} \leq [\tau] \text{ – на срез,} \quad (4.24)$$

где b и h – размеры шпонки, d – диаметр вала, l_p – длина шпонки, T – крутящий момент на валу. Размеры шпонок b и h стандартизованы.

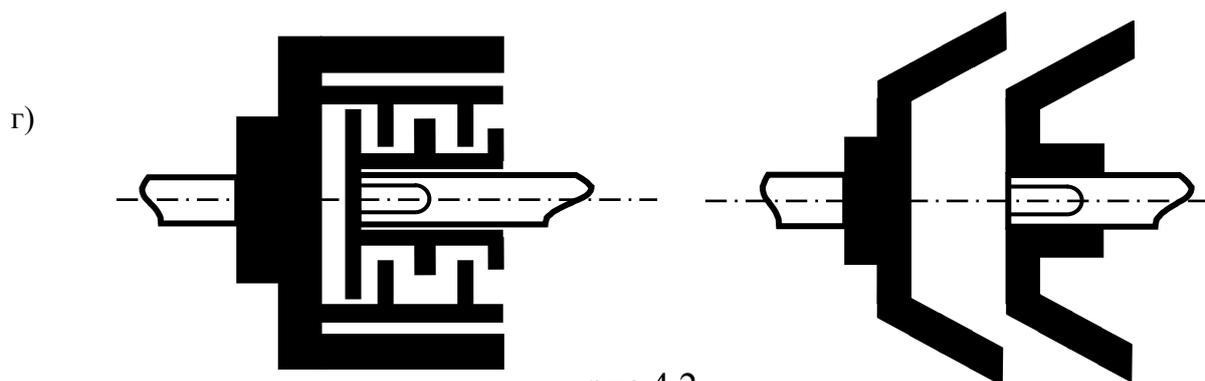
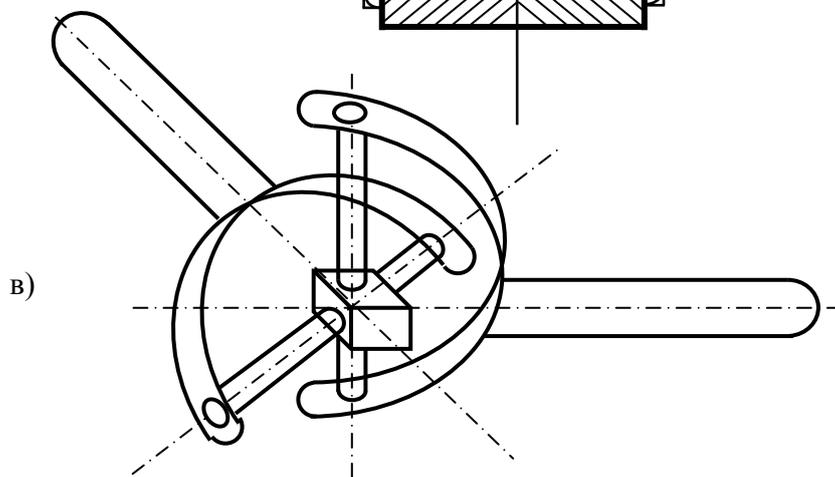
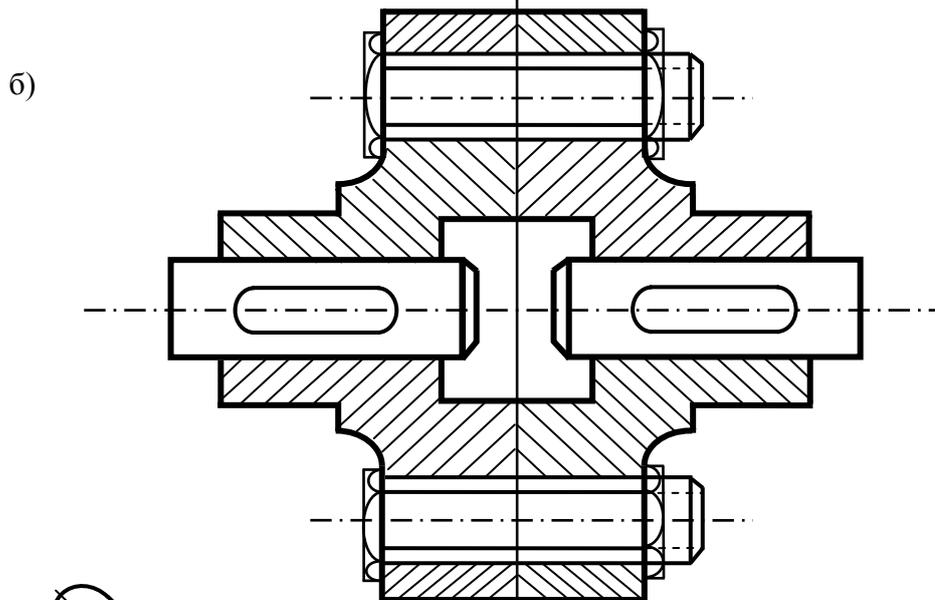
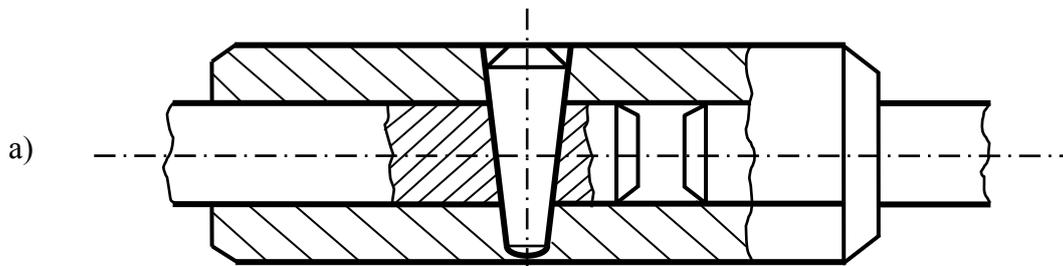


рис.4.2
127

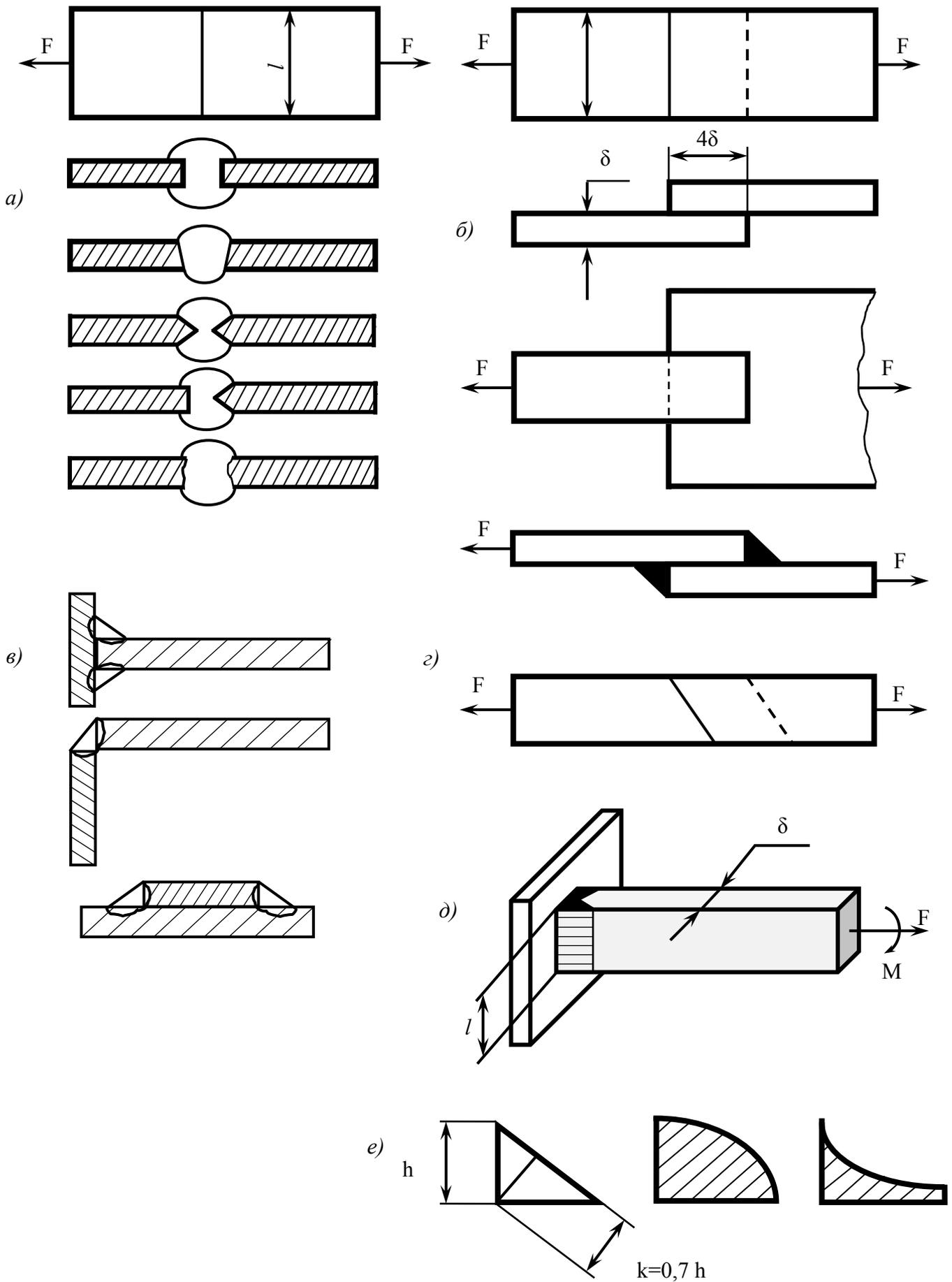


Рис.4.3

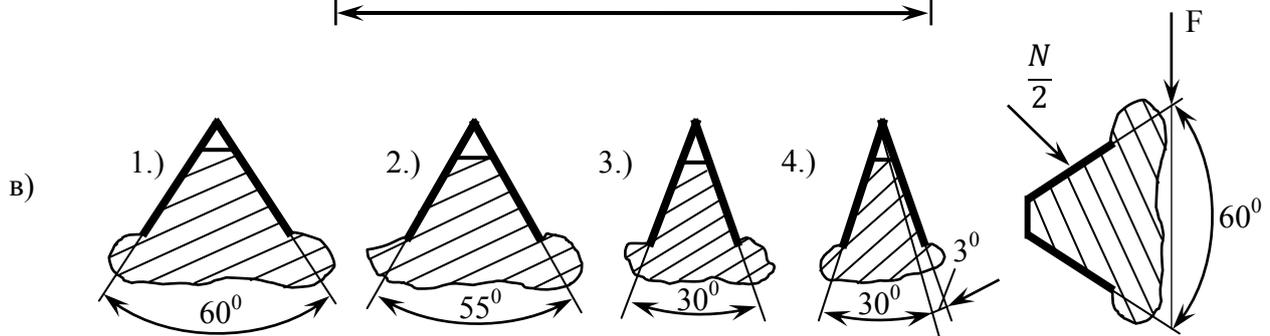
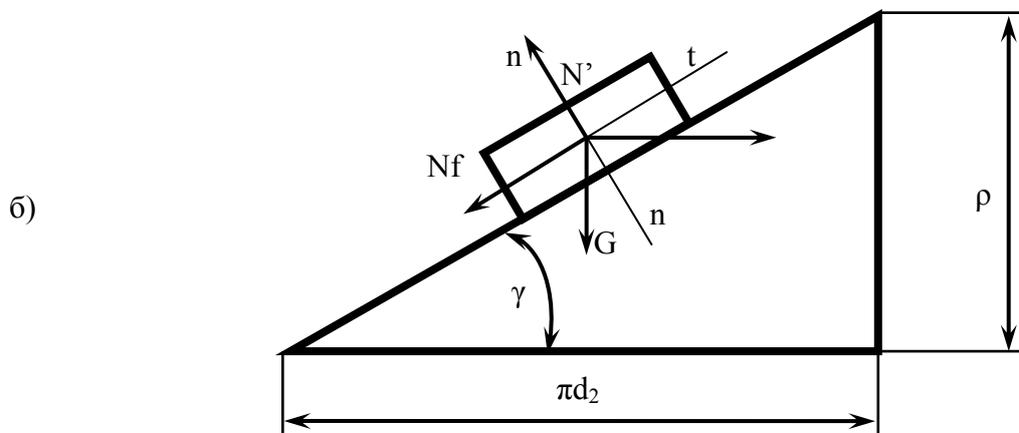
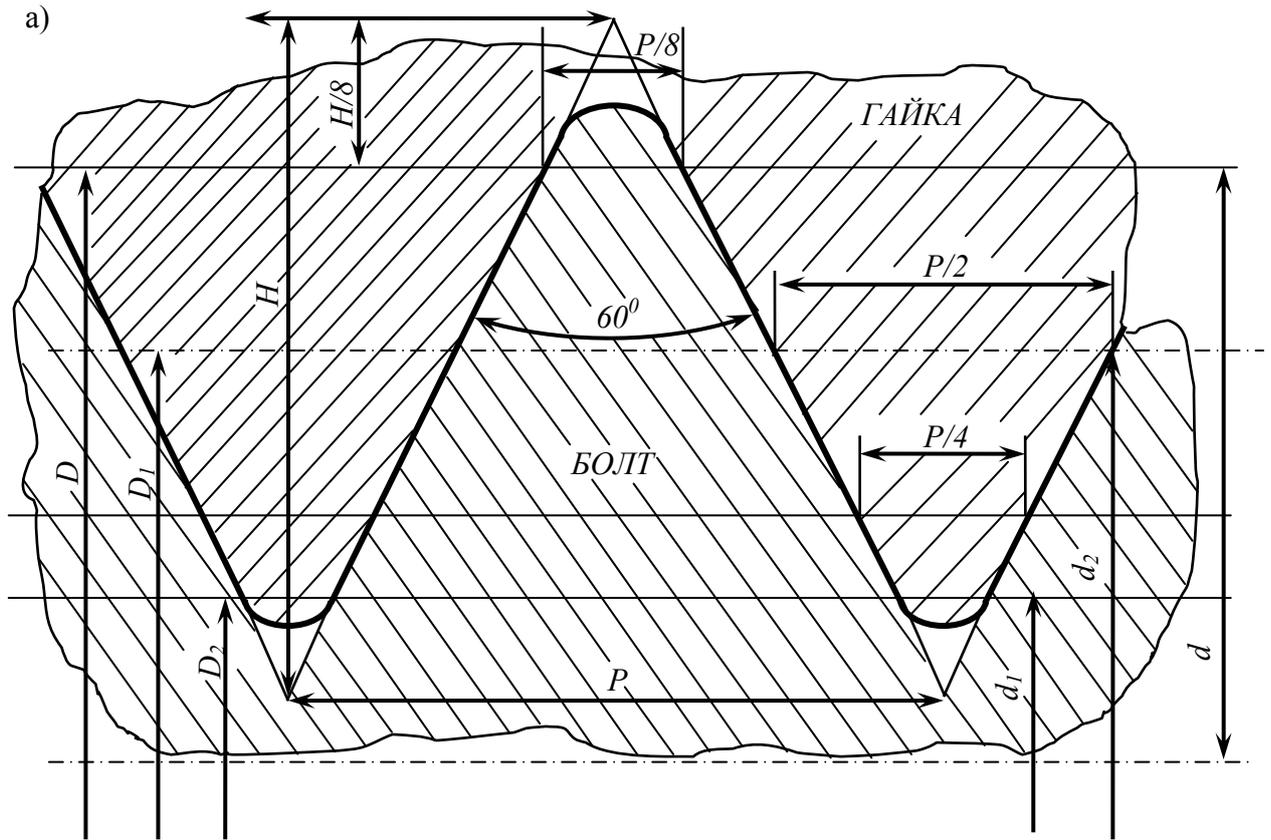


Рис.4.4

Вопросы для самопроверки

1. Какие стадии и этапы работ при проектировании машин и механизмов?
2. Какие конструкционные материалы применяются в машиностроении?
3. Для каких целей вводится стандартизация и взаимозаменяемость?
4. Что такое размер?
5. Что такое допуск?
6. Почему при проектных расчетах зубчатые колеса рассчитывают на контактную прочность?
7. По каким напряжениям производят проверочные расчеты зубчатых колес?
8. Чем отличаются прочностные расчеты конических зубчатых колес?
9. Изобразите конструкцию вала зубчатой передачи.
10. Дайте последовательность расчета валов.
11. В каких случаях применяют подшипники скольжения?
12. Из каких деталей состоят подшипники скольжения?
13. Из каких деталей состоят подшипники качения?
14. Классификация подшипников качения.
15. Назначение и классификация муфт.
16. Из каких материалов изготавливают корпуса, станины?
17. Для каких целей применяют смазочные материалы?
18. Какие виды сварных соединений знаете?
19. По каким напряжениям рассчитываются сварные соединения?
20. Какие типы резьбовых соединений применяются в машиностроении?
21. Как рассчитывают резьбовые соединения на прочность?

Заключение

В учебно-методическом комплексе показано, что задачи проектирования не имеют строгой математической формулировки и основаны на упрощенных подходах при составлении геометрических, физических и математических моделей.

Общие требования к механизмам и их деталям в совокупности противоречивы. Комплексный учет всех требований представляет собой очень трудную задачу. Для оптимизации конструкции следует определить цель и соответствующий ее критерий оптимальности, а затем перевести задачу на математический язык и построить математическую модель. УМК показывает, насколько сложны подходы к решению различных задач механики и в то же самое время рассмотрение ряда схем (кинематических, элементов конструкций) дают решение ряда задач для наиболее распространенных механизмов, применяемых в технике.

3.3. Глоссарий

Агрегат машинный - состоит из двигателя (машины), передаточного и исполнительного механизмов.

Анализ механизмов динамический - проводится на общем уравнении движения механизма в конечной или интегральной формах.

Анализ кинематический - предусматривает определение положения звеньев, определение скоростей и угловых скоростей, определение ускорений и угловых ускорений звеньев и построение диаграмм.

Водило - звено, с которым связана подвижная ось сателлита.

Время выбега - скорость ведущего звена убывает до нуля:

- разбега - скорость ведущего звена возрастает от нуля до нормальной рабочей скорости,
- установившееся движение - скорость ведущего звена остается постоянной.

Вектор главной системы сил - любая система сил, действующая на твердое тело, при приведении к производному центру заменяется главным вектором.

Гипотезы - об идеальной упругости материала - способность восстанавливать первоначальную форму и размеры

- об изотропности материала - в любом направлении свойства одинаковы,
- об однородности материала - обладает одинаковыми свойствами.

Гука закон - линейная и угловая деформации прямо пропорциональны нормальным и касательным напряжениям.

Деформация - изменение первоначальной формы и размеров от действия внешних сил (нагрузок).

Движение механическое - изменение взаимного положения тел в пространстве:

- переносное - движение подвижной системы отсчета относительно неподвижной,

- относительное - движение точки (тела) по отношению к подвижной системе отсчета.

Динамика - изучение движения под действием сил.

Жесткость - способность сопротивляться изменению первоначальных размеров.

Изгиб - вид деформации, при которой в поперечных сечениях возникают изгибающий момент и поперечная сила.

Испытание материалов - изучение свойств материалов.

Инертность тела - физическая величина, называемая массой (мера гравитационных свойств тела).

Кинематическая пара - подвижное соединение звеньев.

Коромысло - звено, совершающее неполное вращательное движение.

Коэффициент безопасности регламентированный нормами проектирования.

Коэффициент полезного действия - отношение абсолютной величины работы (средней мощности) полезных сопротивлений к работе (средней мощности) движущих сил за полный цикл установившегося движения.

Коэффициент потерь - отношение абсолютной величины работы вредных сопротивлений к работе движущих сил.

Кривошип - звено, совершающее полное вращательное движение.

Координаты обобщенные - независимые параметры любой размерности, которые однозначно определяют положение системы.

Кулачок - звено, имеющее переменный радиус-вектор кривизны.

Кулиса - подвижная направляющая.

Метод сечений - метод определения внутренних сил, заключающийся в рассечении элемента конструкции на две части.

Момент инерции сечения относительно оси (точки) равен произведению площадей на квадраты их расстояний относительно оси (точки).

Механизм механическая система, предназначенная для преобразования движения как качественно, так и количественно.

Мощность - работа, совершаемая в единицу времени.

Машина - устройство, выполняющее механическое движение для преобразования энергии, материалов и информации.

Модуль зацепления - отношение окружного шага к числу π .

Напряжение главные - грани элемента, по которым касательные напряжения равны нулю.

Напряженное состояние - совокупность нормальных и касательных напряжений, действующих на рассматриваемую точку.

Оболочка - элемент конструкции, у которой два измерения на много больше третьего.

Ось, вал - служат для поддержания вращающихся деталей. Валы, в отличие от осей передают крутящие моменты.

Отношение передаточное - отношение угловых скоростей на входе к выходу.

Пара высшая - образована линией или точкой.

Пара низшая - образована поверхностью.

Передача зубчатая - трехзвенный механизм, каждое из подвижных зубчатых колес со стойкой образует вращательную или поступательную пары.

Ползун - звено, совершающее возвратно-поступательное движение.

Полюс зацепления - точка пересечения нормали и линии центров вращения зубчатых колес.

Связи - все то, что ограничивает перемещение тела в пространстве.

Связи реакции - сила, с которой связь действует на тело, препятствуя его перемещению, называется силой реакции связи (реакция связи).

Скорость - производные от обобщенных координат (перемещений, угловых поворотов) по времени называются обобщенными скоростями.

Стандартизация - правила упорядоченной деятельности в определенной области. Установление требований и единых показателей, норм, методов для унификации машин, оборудования, приборов.

Степень подвижности - число степеней свободы кинематической цепи относительно одного из звеньев.

Структура механизмов - определение числа звеньев, число и класс кинематических пар, степени подвижности.

Стойка - звено, принятое в качестве системы отсчета.

Тело - абсолютно твердое - при движении, которого расстояние между любыми двумя точками является постоянным.

Точка материальная - точка, обладающая массой, размерами которой пренебрегается.

Трение - сила сопротивления относительно скольжению (качению) называют силой трения.

Точка приведения - точка (звено), к которому приводятся массы, моменты инерции, силы или моменты сил.

Ускорение - производная от вектора скорости по времени.

Условие равновесия - необходимо и достаточно, чтобы все обобщенные силы, соответствующие обобщенным координатам, были равны нулю, т. е.

$$\vec{R} = 0; \vec{M} = 0.$$

Угол давления - острый угол между направлением скорости точки касания кулачка и общей нормалью к профилю в указанной точке.

Угол зацепления - острый угол между нормалью и прямой \perp к линии центров $\alpha_w = 20^\circ$.

Упругость - восстановление первоначальных размеров и формы после снятия нагрузок.

Цепь кинематическая - связанная система звеньев, образующих кинематические пары.

Червяк - косозубое колесо с большим углом наклона витков.

Шаг делительный - расстояние между соответствующими профилями зубца по диаметру делительной окружности.

Шатун - звено, совершающее сложное плоское движение.

Шестерня - меньшее зубчатое колесо в паре (триб, трибка).

Эвольвента - развертка окружности, при которой любая точка прямой, перекатывается без скольжения по окружности.

3.4. Методические указания к выполнению лабораторных работ

Лабораторные работы выполняются в аудиториях кафедры на стендах и макетах под руководством преподавателя.

Содержание и методические указания к выполнению лабораторных работ представлены в УМК: «Прикладная механика: учеб.-метод. комплекс, информ. ресурсы дисциплины, метод. указания к выполнению лаб. работ / сост.: А.И. Иванов, К.У. Кутыев, О.А. Румянцев. - СПб.: Изд-во СЗТУ, 2008. - 67 с., [6].

3.5. Методические указания к выполнению практических работ

Перед проведением практических занятий студент прорабатывает соответствующие разделы теоретического материала. Преподаватель выбирает из контрольных заданий характерные задачи для данного раздела и детально со всеми пояснениями дает решение. После этого студентам предлагаются практические задания.

Студенты, занимающиеся с элементами ДОТ, выбирают в п. 2.5 «Практический блок» номер своего практического занятия. Каждое практическое занятие соответствует номеру задачи из заданий на контрольные работы, приведенных в «Блоке контроля освоения дисциплины». К разделу 1 относятся ПЗ № 1, 2 – задачи 2,3; к разделу 2 ПЗ № 3, 4, 5 задачи – 1, 4, 5; к разделу 3 ПЗ № 6 - 9 – задачи 9,10,11,12; к разделу 4 – ПЗ № 10 – 13, задачи 6,7,8,13. Методические указания для решения задач приведены в п. 4 «Блок контроля освоения дисциплины». Выполненные практические задания высылаются на проверку преподавателю на Учебный сайт. Проведение практических занятий позволяет более углубленно освоить соответствующие разделы теоретического материала.

4.Блок контроля освоения дисциплины

4.1.Общие указания

Блок контроля освоения дисциплины включает в себя:

1. Задания и методические указания к выполнению контрольных работ. В соответствии с учебным планом студенты выполняют контрольные работы. Студенты очно-заочной формы обучения специальностей 140211.65, 150104.65, 190701. 65, 190702.65, 280202.65, выполняют две контрольные работы, номера задач которых выбираются из таблицы 1. Студенты очно-заочной и заочной форм обучения специальностей 140101.65,140104.65,140601.65,140602.65 в соответствии с учебным планом выполняют одну контрольную работу, номера задач которой выбираются из таблицы 2.

2. Задания на курсовое проектирование (работу) и методические указания к его выполнению, изданы отдельно (Прикладная механика: учеб.-метод. комплекс (блок контроля освоения дисциплины, задания на курсовые проекты (курс. работы) и метод. указания к их выполнению) / сост.: А.И. Иванов, К.У. Кутыев. – СПб.: Изд-во СЗТУ, 2009. – 118 с.) [5].

В соответствии с учебным планом студенты специальностей 200101.65, 140101.65,140104.65, 140601.65, 140602.65, 240301.65, 240401.65 выполняют курсовой проект для своей специальности, а студенты специальности 220301.65 выполняют курсовую работу.

3. Блок тестов текущего (промежуточного) контроля. Для текущего контроля дисциплины приводятся тренировочные тесты.

Эти тесты предлагаются студентам в качестве тренировочных (репетиционных) по каждой теме. После изучения каждой темы студент по этим тестам может проверить ответы - они приведены на стр. 190.

Завершив работу с тренировочными тестами по темам, студент получает у преподавателя (студент, обучающийся с элементами ДОТ на учебном сайте в среде moodle) аналогичный контрольный тест по каждой теме. Время ответа и число попыток ответа на контрольные тесты ограничено.

4.2.Задания на контрольные работы и методические указания к их выполнению

Студенты очно-заочной и заочной форм обучения специальностей 140211.65, 150104.65, 190701.65, 190702.65, 280202.65, выполняют две контрольные работы, номера задач которых выбираются из таблицы 1.

Таблица 1

Специальности	Контрольная работа № 1	Контрольная работа № 2
	Номера задач	Номера задач
140211.65	1,2,3,5	9,11,12,13
190701.65 190702.65	1,3,5,6,7	9,11,12,13
150104.65	9,10,11	12,13
280101.65	2,3,4,5	9,11,12,13

Студенты очно-заочной и заочной форм обучения специальностей 140101.65,140104.65,140601.65, 140602.65 в соответствии с учебным планом выполняют одну контрольную работу, номера задач которой выбираются из таблицы 2.

Таблица 2

Специальности	Контрольная работа № 1
	Номера задач
140101.65 140104.65 140601.65 140602.65	1,3,8,11

При решении задач необходимо проработать соответствующие темы программы, наметить ход решения задач и установить, какими величинами необходимо задаться, а какие определить. После введения буквенных обозначений данных и искомых величин наметить этапы расчета, выписать расчетную формулу со ссылкой на источник и подставить в нее числовые данные. Расчеты сопровождаются пояснительным текстом.

После получения расчетной формулы и подстановки в нее числовых данных следует окончательный результат выразить в системе СИ.

Выполненную контрольную работу необходимо выслать на рецензирование. Контрольные работы, оформленные небрежно и без соблюдения указанных требований, не принимаются.

После рецензирования работы студент исправляет все отмеченные ошибки и исправленную работу защищает у преподавателя.

Студенты, занимающиеся с элементами ДОТ, выбирают свои контрольные задания из УМК. Выполненные работы высылаются на проверку преподавателю, рецензируются и на консультациях результат сообщается студенту.

Зачтенные контрольные работы студент обязан предъявлять на экзамене.

Номера рисунков, схем и числовые данные выбираются по двум последним цифрам шифра зачетной книжки студента. Контрольные работы выполненные не по своему шифру зачетной книжки студента не принимаются.

Задача 1

Выполнить структурный анализ заданной схемы манипулятора, заключающийся в определении числа подвижных звеньев, класса кинематических пар, числа степеней подвижности и маневренности манипулятора.

Вариант схемы манипулятора выбираются по последней цифре шифра зачетной книжке студента (рис.1.1 ÷ 1.10).

Указания к выполнению задачи

1. Обозначить цифрами все подвижные звенья. Стойка обозначается цифрой – 0. Звено, которое образует кинематическую пару со стойкой, обозначить цифрой 1, остальные звенья нумеруются в порядке передачи движения.

2. Выписать кинематические пары, указав их класс и наименование.

3. Определить степень подвижности манипулятора. Поскольку механизм пространственный, то используется формула Сомова –Малышева.

4. Определить маневренность манипулятора. Маневренность – подвижность манипулятора при фиксированном положении схвата, которая определяется по формуле Сомова – Малышева. Число подвижных звеньев уменьшается при этом на единицу.

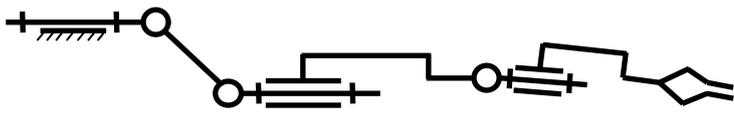


Рис.1.1

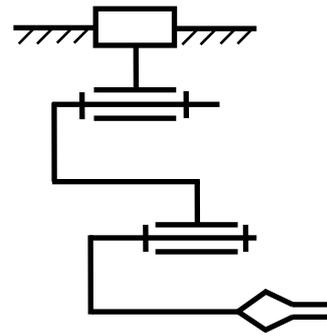


Рис. 1.7.

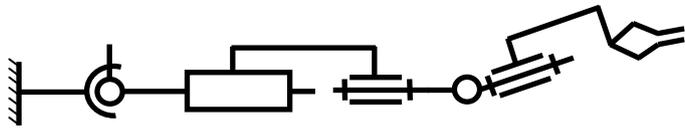


Рис.1.2

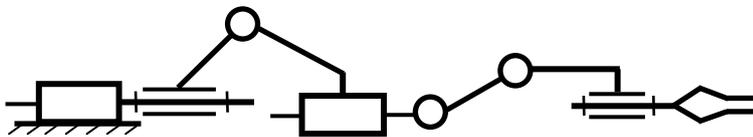


Рис.1.3

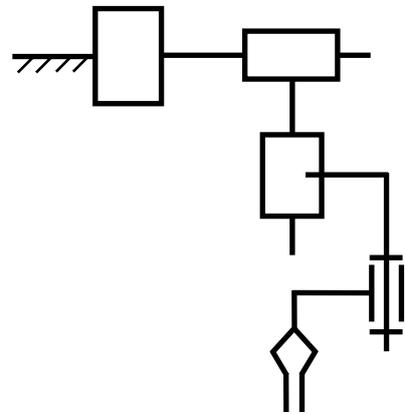


Рис. 1.8

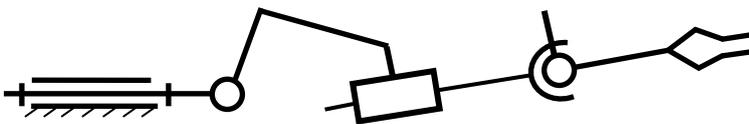


Рис.1.4

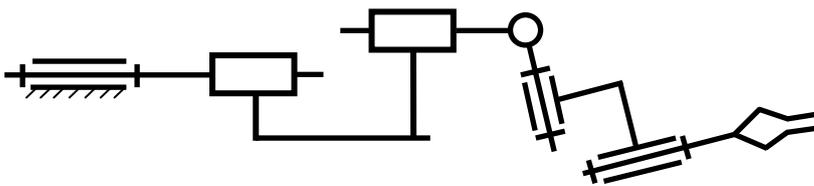


Рис.1.5

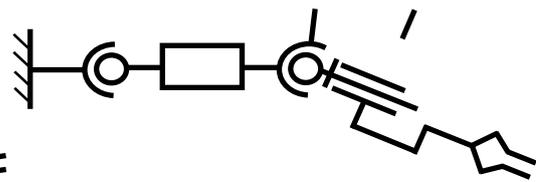


Рис. 1.9

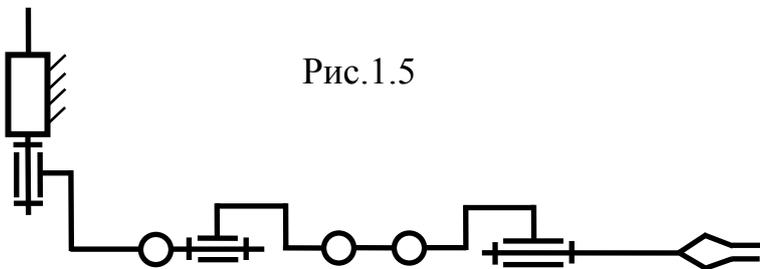


Рис.1.6

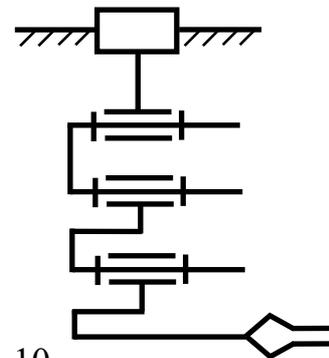


Рис.1.10

Рис. к задаче № 1

Задача 2

Исследовать структуру механизма, представленного на рис. 2.1 ÷ 2.6
Определить число степеней подвижности механизма. Вариант задачи выбирается по последней цифре шифра зачетной книжки студента из табл. 2.1.

Указания

1. Изобразить кинематическую схему механизма в соответствии с заданием. При изображении кинематической схемы руководствоваться условными обозначениями в соответствии с ГОСТ 2770-68.

2. Звенья обозначить порядковыми номерами, начиная с ведущего. Неподвижное звено (стойка) обозначить – О. Кинематические пары обозначить прописными буквами.

3. Определить количество звеньев и их наименования. При определении наименования звеньев необходимо учесть характер их движения.

4. Определить количество, вид, класс кинематических пар.

5. Определить число степеней подвижности для плоских механизмов по формуле Чебышева.

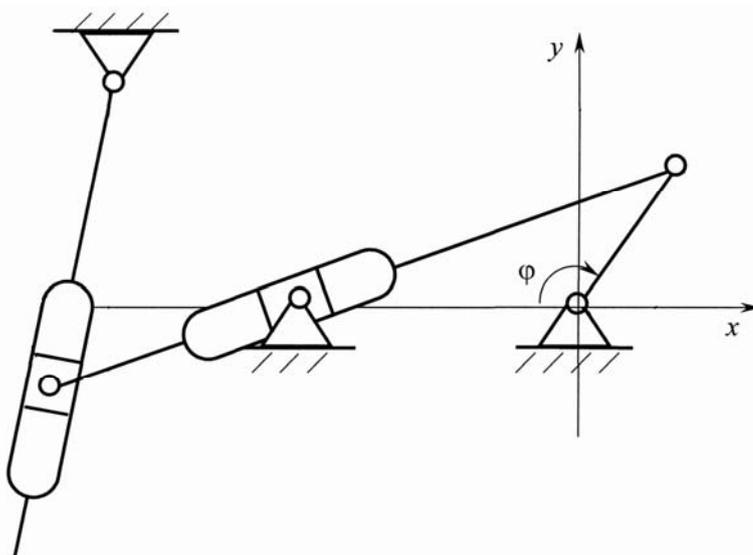


Рис.2.1

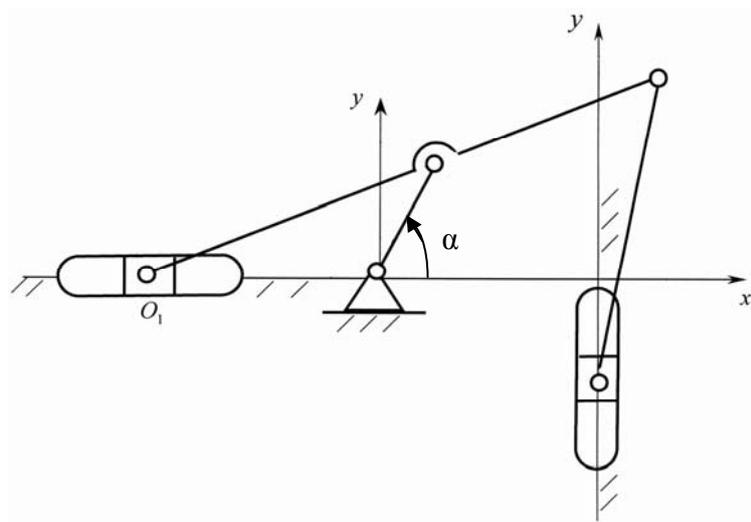


Рис.2.2

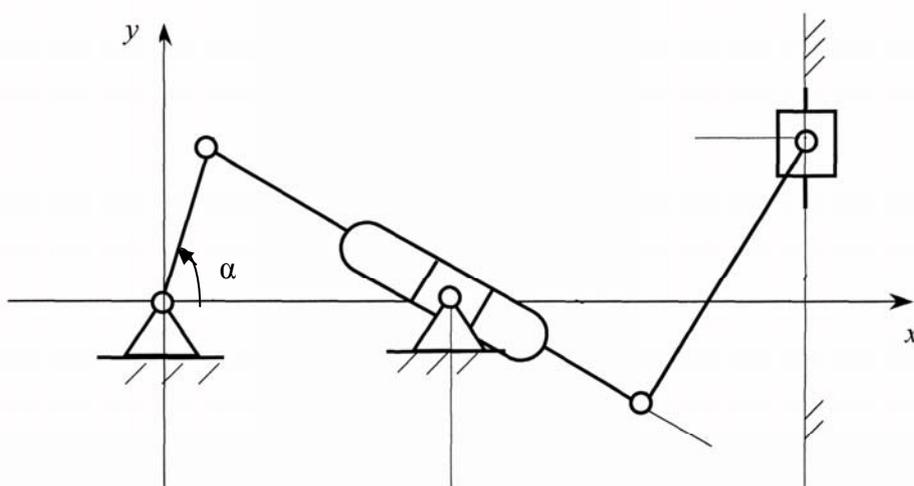


Рис.2.3

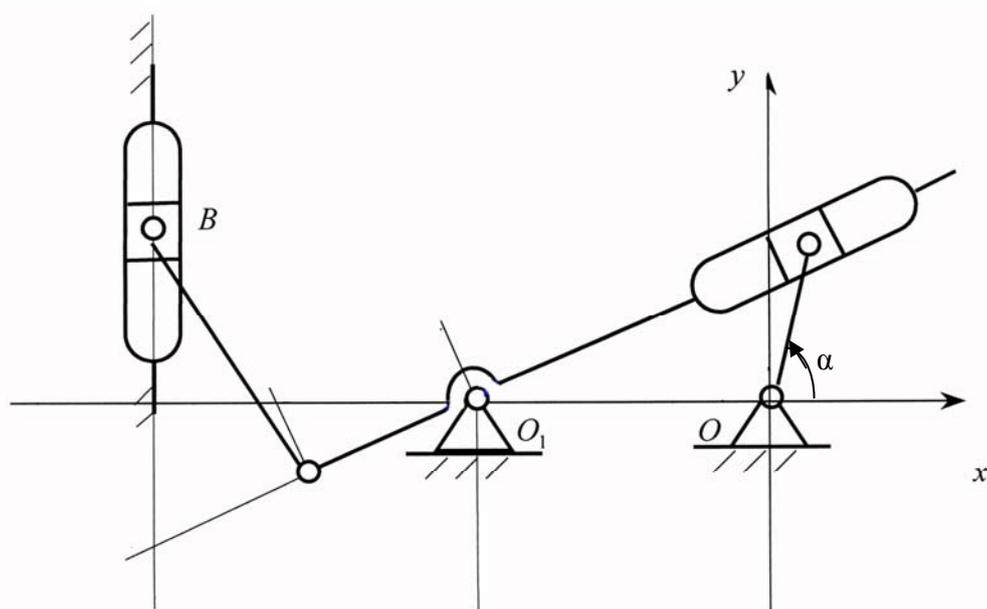


Рис.2.4

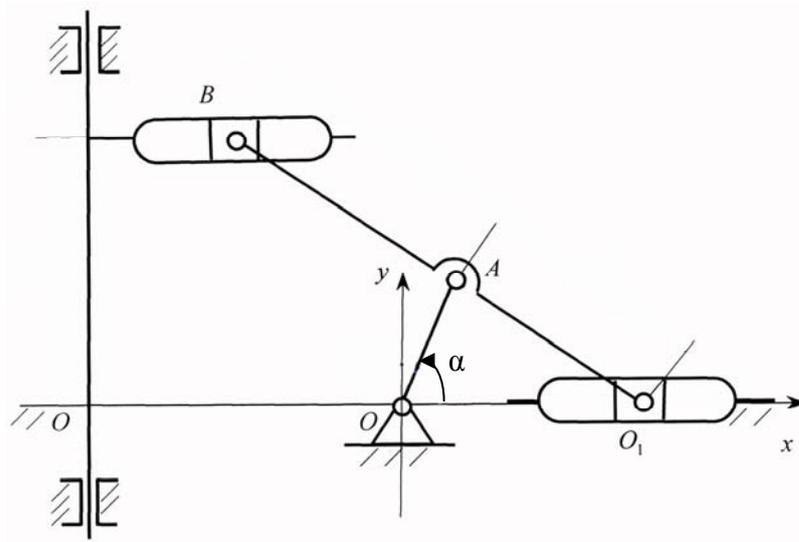


Рис.2.5

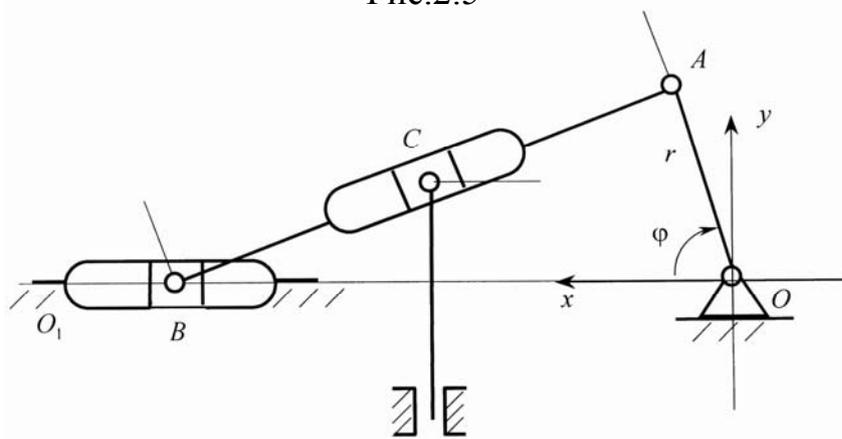


Рис.2.6

Рис. к задаче № 2

Таблица 2.1

Последняя цифра шифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
№ рисунка	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.4	2.3	2.5	2.2

Задача 3

Для исполнительного механизма (рис.3.3 ÷ 3.8) составить функцию положения ведомого звена в зависимости от угла поворота кривошипа $\varphi = \omega_{кр} t$ и для заданного фиксированного значения φ вычислить значение функции положения ведомого звена, считая нулевым положением кривошипа ($\varphi = 0$) относительно координатных осей XOY.

Для машинного агрегата, включающего привод (рис.3.1, 3.2) и один из исполнительных механизмов (рис.3.3-3.8) в соответствии с табл. 3.1, исходя из шифра студента, выполнить структурный анализ и определить угловую скорость кривошипа $\omega_{кр}$. Присоединение одного из двух приводов к конкретному исполнительному механизму осуществляется путем жесткого соединения конического зубчатого колеса Z_6 и кривошипа r в одно звено.

Указания к выполнению задачи

1. При составлении функции положения исполнительного звена рекомендуется использовать способ, в основе которого лежит тригонометрический анализ фигур, образованных звеньями рычажных механизмов.

2. Вывод функции положения составляется подробно с необходимыми пояснениями и в общем виде.

3. В выражение функции положения подставляют числовые значения параметров, заданных в табл.3.1.

4. Исходя из значений скорости электродвигателя $\omega_{эл}$ и числа зубцов $Z_1, Z_2, Z_3, Z_4, Z_5, Z_6$, вычислить угловую скорость кривошипа $\omega_{кр}$.

Таблица 3.1

Последняя цифра шифра	r	l_1	L_2	L_3	a	φ_1	Предпол. цифра шифра № рис.
	мм					град	
0	100	450	750	100	350	120	3.1-3.3
1	120	400	600	150	300	300	3.2-3.4
2	150	350	550	100	250	210	3.2-3.5
3	180	600	900	150	200	330	3.1-3.6
4	100	400	700	100	250	150	3.1-3.7

5	150	500	850	100	300	60	3.2-3.8
6	100	250	500	150	150	300	3.1-3.4
7	150	500	750	100	200	240	3.2-3.3
8	150	600	1100	100	300	30	3.2-3.2
9	100	500	1200	150	300	60	3.1-3.8

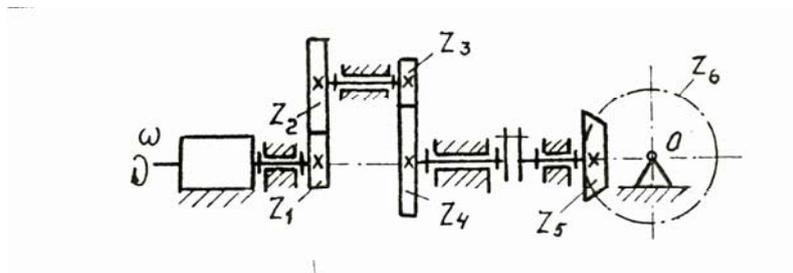


Рис. 3.1

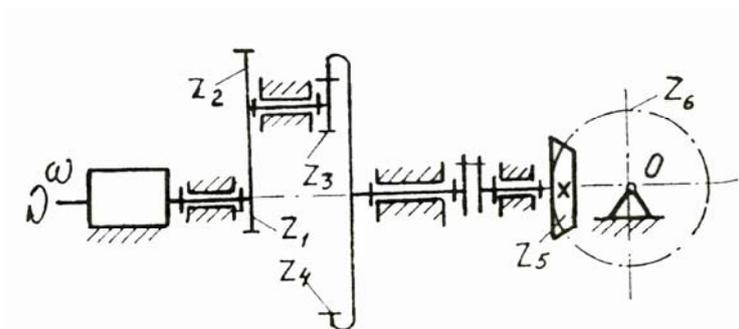


Рис. 3.2

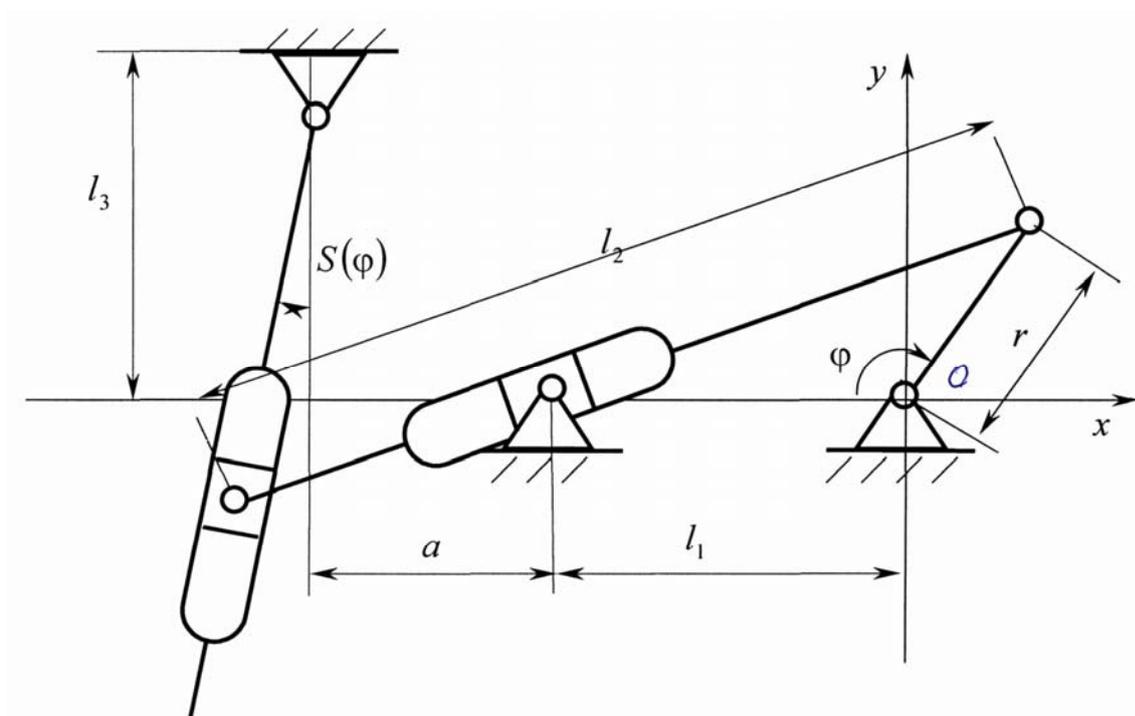


Рис.3.3

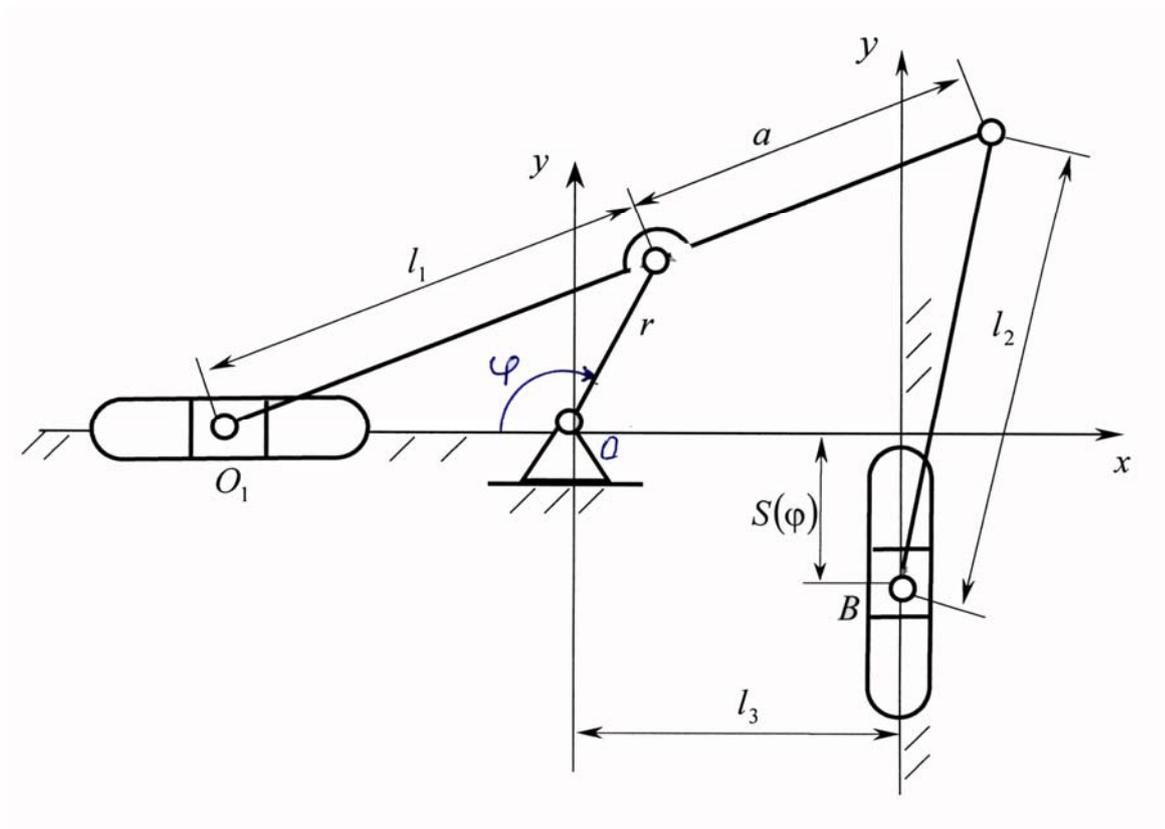


Рис. 3.4

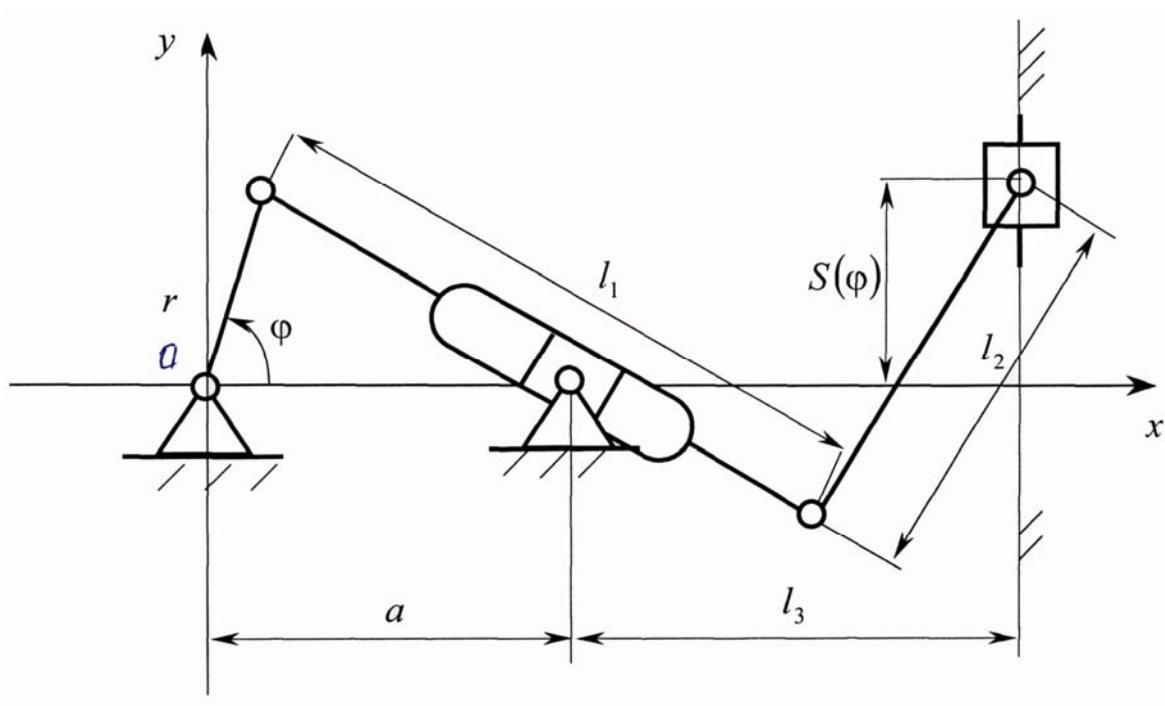


Рис. 3.5

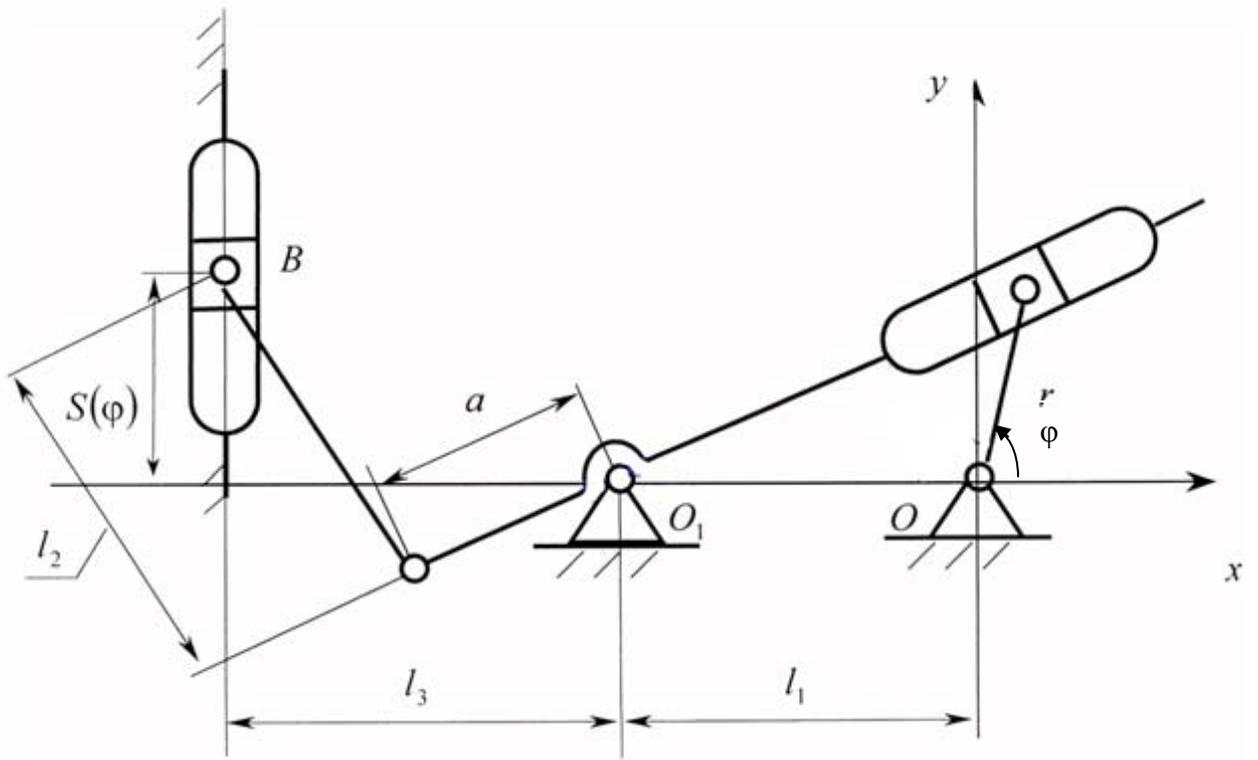


Рис. 3.6

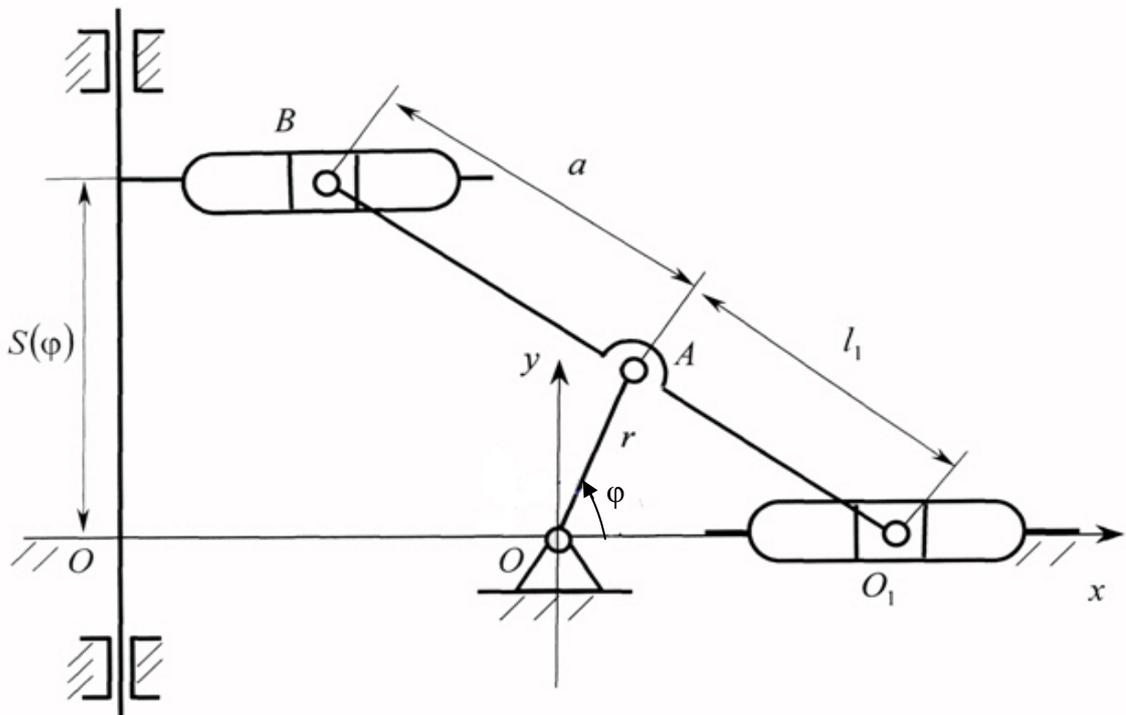


Рис. 3.7

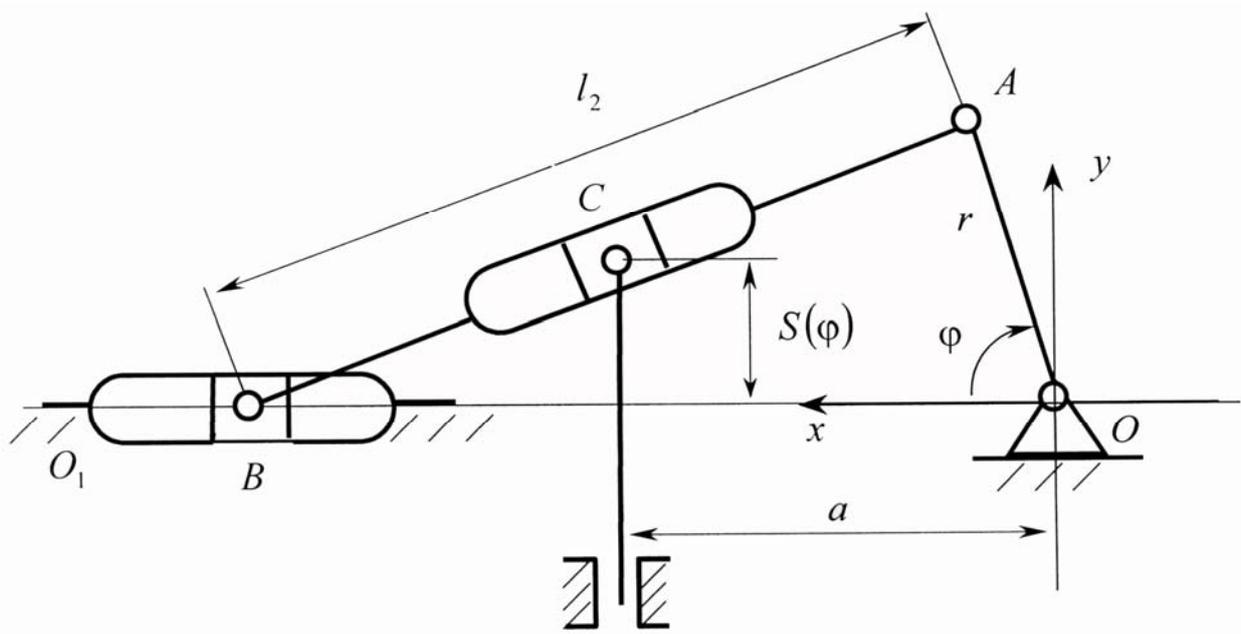


Рис. 3.8
К задаче №3

Задача 4

На рис. 4.1. ÷ 4.5 представлены схемы измерительных приборов, для которых необходимо:

1. Провести структурный анализ механизма с указанием названий звеньев, кинематических пар и определить степень подвижности по формуле Чебышева;
2. Вывести функцию положения механизма (ФПМ), приняв угол φ , определяющий поворот ведущего звена, величиной заданной, а угол α , определяющий поворот ведомого звена цепи механизма, функцией заданного угла поворота ведущего звена. Вывод ФПМ следует показать последовательно с пояснениями.
3. Определить в общем виде выражение величины частичной конечной ошибки механизма $\Delta\alpha_{\Delta r}$ от заданной первичной погрешности Δr параметра r .
4. Определить теоретическую ошибку (ТО) измерительной цепи механизма, обусловленную наличием линейной шкалы при нелинейной ФПМ.

Исходные данные для расчета выбираются из табл. 4.1, по последней цифре шифра, а номер схемы по предпоследней из табл. 4.2.

Указания к выполнению задачи

1. Выбрав схему механизма согласно своего шифра, необходимо пронумеровать звенья, начиная с ведущего, и обозначить кинематические пары.
2. Используя формулу Чебышева, определить степень подвижности измерительного механизма;
3. Используя тригонометрический метод (метод треугольников), определить функцию положения $\alpha=\alpha(\varphi)$;
4. Связь между углами поворота для зубчатых колес определяется по формуле $\varphi_1 \cdot z_1 = \varphi_2 \cdot z_2$, (φ_1, φ_2 – углы поворота соответствующих зубчатых колес); для червячных передач $\varphi_1 \cdot n_1 = \varphi_2 \cdot z_2$ (φ_1, φ_2 – угол поворота червяка и червячного колеса; n – число заходов червяка; z_2 – число зубцов червячного колеса); для механизмов винт – гайка $S = \frac{nt}{2\pi} \cdot \varphi$ (S – перемещение гайки; t – шаг винта; n – число заходов; φ – угол поворота винта).
5. Частичная ошибка положения входимого звена механизма определяется путем дифференцирования ФПМ по φ .
6. Теоретическая ошибка измерительной цепи механизма, при наличии линейной шкалы, определяется выражением: $\Delta S_T = S_0 - S_T$, где ΔS_T – теоретическая ошибка; $S_0 = \alpha(\varphi)$ – ФПМ; $S_T = k_\alpha$ – линейные закон угла поворота стрелки. Разлагая в ряд Тейлора ФПМ и вычитая S_0 из S_T , получим теоретическую ошибку выходного звена механизма.

Таблица 4.1

Предпоследняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Номер рисунка	4.5	4.4	4.3	4.2	4.1	4.5	4.4	4.3	4.2	4.1

Таблица 4.2

Параметры	Предпоследняя цифра шифра, исходные данные									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ , град	3	5	7	9	10	15	20	12	6	4
Δr , мм	5	4	3	2	1	1	2	4	4	5
r , мм	100	80	70	60	50	50	60	80	80	100
β , град	30	30	30	30	30	45	45	45	45	45
n	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2
t , мм	0,5	0,5	0,5	0,5	2	0,5	0,5	0,5	0,5	2
m , мм	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
a , мм	80	80	80	100	80	80	80	80	80	80
b , мм	50	50	50	50	50	40	40	40	40	40
z	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
z_1	60	60	90	60	60	60	60	90	60	60
z_2	120	90	90	90	210	90	90	90	90	240

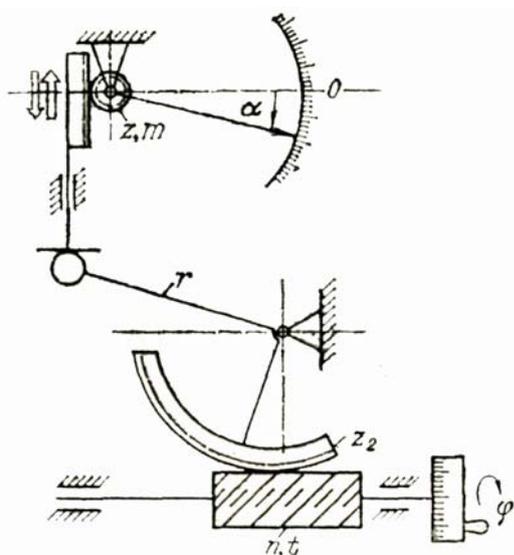


Рис. 4.1

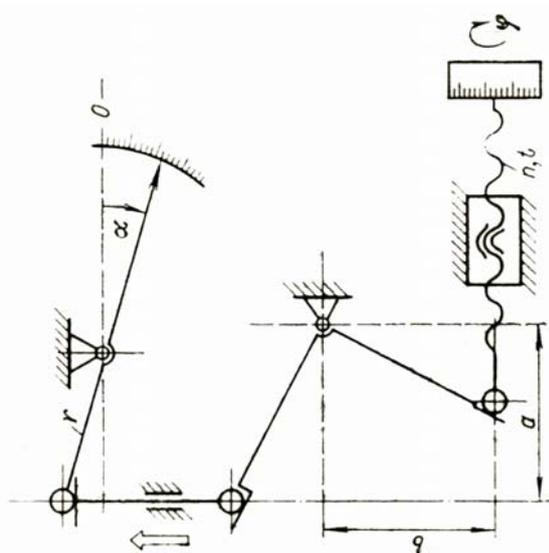


Рис. 4.2

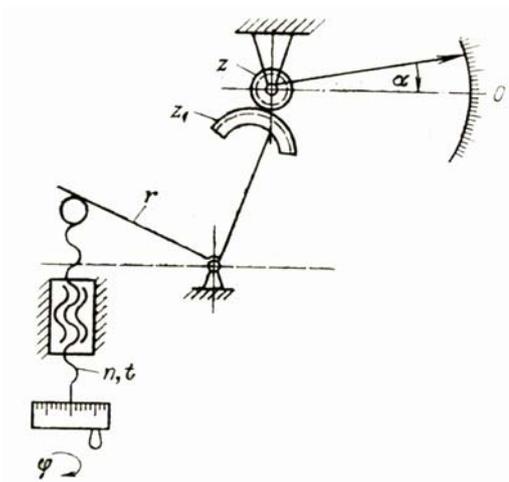


Рис. 4.3

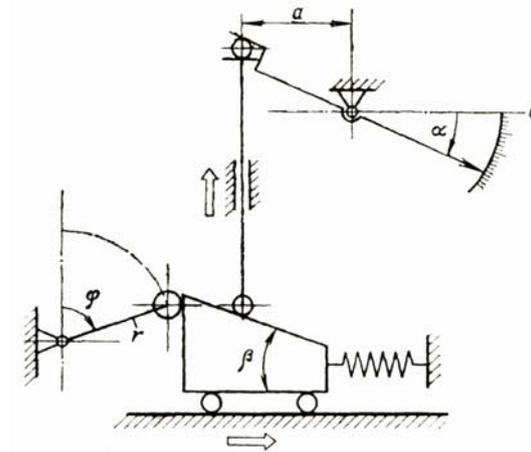


Рис. 4.4

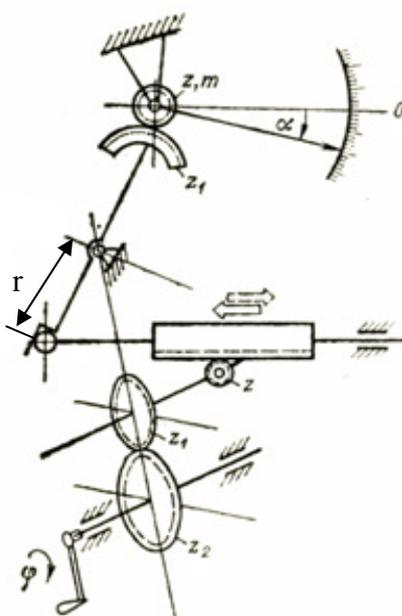


Рис. 4.5

Рис. к задаче № 4

Задача 5

Выходное звено механизма (рис.5.1) совершает возвратно-поступательное (или возвратно-вращательное) движение и нагружено на рабочем ходу постоянной силой F_c (или моментом силы T_c) полезного сопротивления. На холостом ходу при обратном направлении движения выходного звена полезное сопротивление отсутствует, но продолжают действовать вредные сопротивления. Учитывая трение в кинематических парах и зная КПД механизма η , определить:

1. Момент сил движущих T_0 , постоянный по величине, который нужно приложить к входному звену при установившемся движении с циклом, состоящим из рабочего и холостого ходов;

2. Работы сил трения на рабочем и холостом ходах, считая, что вредное сопротивление постоянно на каждом из ходов, но на рабочем ходу оно в три раза больше, чем на холостом.

3. Изменение кинетической энергии механизма за время рабочего хода и за время холостого хода.

4. Мощность, требуемую от привода при вращении входного звена со средней угловой скоростью ω_1 , и средние (за целый оборот) мощность сил полезного сопротивления и мощность сил трения.

Решение задачи основано на уравнении движения механизма, устанавливающим связь между изменением кинетической энергии и работами сил (законе об изменении кинетической энергии). Работа сил и моментов сил определяется соответственно по линейным или угловым перемещениям звеньев, на которые они действуют, для чего нужно найти положения механизма при крайних положениях выходного звена. Перемещения звеньев, линейные и угловые, можно определить по чертежу, выполненному в масштабе или рассчитать аналитически. При графическом определении перемещений звеньев необходимо построить механизм в крайних положениях и по заданным направлениям угловой скорости входного звена, и постоянной силы F_c (или момента сил T_c) полезного сопротивления установить рабочие и холостые ходы. Из графического построения определить:

1. Для входного звена его углы поворота на рабочем ходу φ_p , на холостом ходу - φ_x .

2. Для выходного звена - линейное перемещение, то есть ход S , или угол размаха ψ).

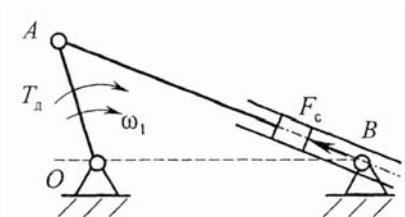
Размеры звеньев и другие необходимые величины приведены в табл. 5.1

Номер схемы выбирается по последней цифре шифра, размеры звеньев и другие величины по предпоследней цифре шифра.

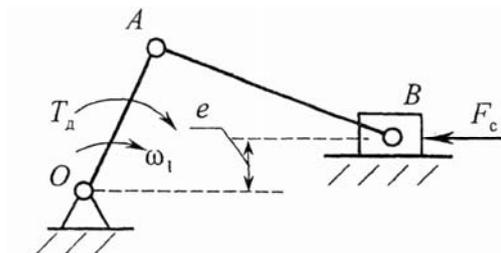
Таблица 5.1

Величина	Номер схемы (последняя цифра шифра)									
	I (0;1;2)					II (3;4;5)				
	Варианты (предпоследняя цифра шифра)									
	0 и 1	2 и 3	4 и 5	6 и 7	8 и 9	0 и 1	2 и 3	4 и 5	6 и 7	8 и 9
OA , мм	90	120	150	100	80	150	120	100	80	50
OB , мм	250	300	380	350	300	-	-	-	-	-
F_C , Н	4000	9000	5000	8000	4000	8000	9000	7000	8000	2000
η	0,75	0,77	0,74	0,75	0,78	0,76	0,7	0,86	0,9	0,7
ω_1 , рад/с	25	50	20	30	40	60	100	80	150	250
AB , мм	-	-	-	-	-	400	350	300	300	200
e , мм	-	-	-	-	-	60	50	30	20	25
Величина	Номер схемы (последняя цифра шифра)									
	III (6; 7)					IV (8; 9)				
	Варианты (предпоследняя цифра шифра)									
	0и1	2и3	4и5	6и7	8и9	0и1	2и3	4и5	6и7	8и9
OA , мм	180	120	200	150	010	140	120	100	80	70
OB , мм	700	500	600	400	200	-	-	-	-	-
F_C , Н	900	300	800	450	500	600	300	120	150	240
η	0,73	0,75	0,68	0,7	0,7	0,92	0,89	0,91	0,9	0,92
ω_1 , рад/с	12	25	10	15	8	10	80	80	50	100
OC , мм	-	-	-	-	-	280	240	200	160	150
BC , мм	-	-	-	-	-	350	300	250	200	160
AB , мм	-	-	-	-	-	350	300	250	200	200

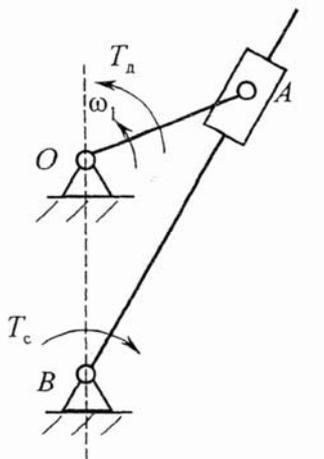
I



II



III



IV

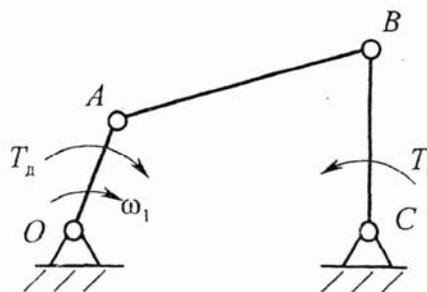


Рис. 5.1

Рис. к задаче № 5.1

Задача 6

В задаче 6 рассматривается автомобильная трехвальная, трехступенчатая коробка переключения передач (КПП), которая показана на рис. 6.1.

По аналогии с соосным двухступенчатым редуктором коробка (КПП) при включении первой передачи образует две ступени:

- быстроходную косозубую, которую образуют зубчатые колеса d_1^6 и d_2^6 ;
- тихоходную (прямозубую), которую образуют зубчатые колеса d_1^T и d_2^T .

Рассчитать тихоходную прямозубую ступень коробки переключения передач (КПП) на 1-й передаче (рис.6.1).

Зубчатые колеса изготовлены из стали 20X. Термообработка всех зубчатых колес - цементация с последующей закалкой до твердости HRC 56...63 [3]. Данные для расчета выбрать из табл. 6.1 по предпоследней цифре шифра.

Методические указания

1. Привести кинематическую схему коробки передач при включенной первой передаче;
2. Определить допустимое контактное напряжение [3], с. 167, 168, приняв коэффициент безопасности $S_H = 1,2$, коэффициент долговечности $K_{HL} = 1$;
3. Определить диаметр делительной окружности шестерни тихоходной ступени на первой передаче по формуле (8.11) [3], с.135, учитывая, что передаточное отношение тихоходной ступени коробки передач на первой передаче u_{TC}^I равно передаточному отношению быстроходной ступени коробки на первой передаче u_{bc}^I . ($u_{TC}^I = u_{bc}^I = \sqrt{u_k^I}$), а крутящий момент, передаваемый шестерней, $T_1^r = Tu'_{\delta c} \cdot k_d$, где $k_d = 1,5 \dots 2$ – коэффициент динамичности;
4. Определить модуль зацепления, расчетное значение которого округлить до ближайшего стандартного значения [3], с.116,137,138;
5. Определить числа зубцов шестерни, колеса и межосевое расстояние [3], с.138;
6. Провести расчет прочности зубцов шестерни по напряжениям изгиба [3], с.138...141.

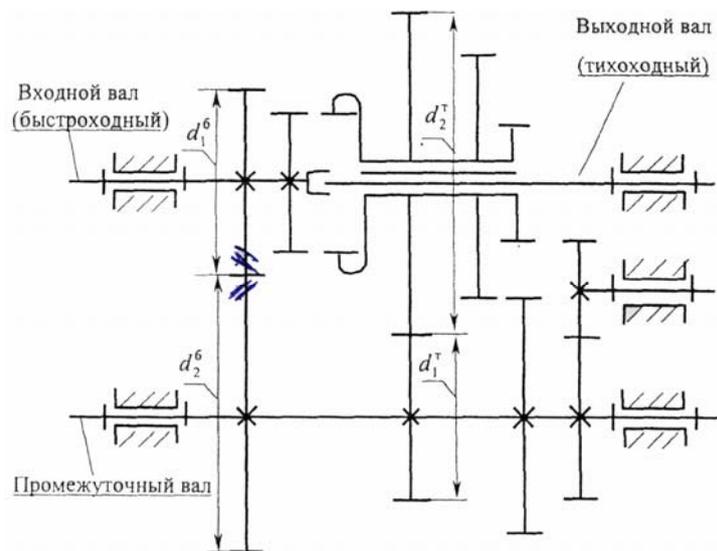


Рис. 6.1

В контрольной работе необходимо выполнить:

- 1) расчет зубчатых колес на контактную прочность;

2) проверочный расчет зубчатых колес по напряжениям изгиба.

Исходные данные для выполнения контрольной работы выбираются из табл. 6.1 по предпоследней цифре шифра.

Таблица 6.1

Параметры	Варианты и исходные данные									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
	Предпоследняя цифра шифра									
Крутящий момент, передаваемый входным (быстроходным) валом коробки $T_{ex} = T_{ob}$, Н · м	125	120	115	110	105	100	95	90	85	90
Передаточное отношение коробки на первой передаче u_k^I	4,0	3,8	3,7	3,6	3,5	3,6	3,7	3,8	3,9	4,0

Задача 7

Рассчитать быстроходную ступень коробки КПП на первой передаче. Материал и термообработка зубчатых колес приведены в задаче 6.

Данные расчета выбирать из табл. 6.1 по предпоследней цифре шифра, а также из решения задачи 6.

Методические указания

- Учитывая, что коробка КПП на первой передаче представляет собой соосную зубчатую передачу, то межосевые расстояния быстроходной и тихоходной ступеней равны, то есть $a_{\bar{o}}^I = a_m^I$, следовательно, $d_1^{\bar{o}} + d_2^{\bar{o}} = d_1^T + d_2^T$.
- Так как и $u_{\bar{o}c}^I = u_T^I$, то $d_1^{\bar{o}} = d_1^T$, $d_2^{\bar{o}} = d_2^T$.

При решении задачи необходимо:

- Определить коэффициент ширины шестерни быстроходной ступени относительно диаметра ψ_{bd} (для этого следует решить выражение (8.11) [3], с.135 относительно ψ_{bd}).
- Определить ширину шестерни быстроходной ступени

$$b_1^6 : b_1^6 = \psi_{bd} \cdot d_1^6 .$$

3. Вычислить угол наклона зубца: $\beta = \arcsin \left(\frac{\pi m_n}{b_1^6} \right) .$

4. Определить диаметры делительных окружностей шестерни d_1^6 и колеса d_2^6

Задача 8

На рис. 8.1 (схемы 1-5) представлены схемы многозвенных зубчатых механизмов, которые состоят из последовательно соединенных отдельных зубчатых механизмов (ступеней).

Определить:

1. Для каждой ступени заданные числа зубьев зубчатых колес, полученные значения округлить до ближайшего целого числа.
2. Передаточные отношения отдельных зубчатых механизмов (ступеней).
3. Общее передаточное отношение многозвенного зубчатого механизма.

Номер схемы выбирается по последней цифре шифра, а параметры по предпоследней цифре шифра из табл. 8.1 ÷ 8.5.

Указания

1. Каждый из заданных многозвенных механизмов может быть представлен как последовательное соединение отдельных ступеней. Например, многозвенный зубчатый механизм (рис. 8.1, схема 5) можно представить как последовательное соединение трех отдельных механизмов (ступеней). Первая ступень образована зубчатыми колесами с числом зубцов z_1 и z_2 ; вторая ступень образована зубчатыми колесами, с числом зубцов z_3 и z_4 ; третья ступень представляет собой 2-х ступенчатый планетарный механизм смешанного зацепления.
2. Для первой ступени (см. схему 5) следует найти z_2

$$z_2 = z_1 u_{12}$$
3. Для второй ступени необходимо найти z_3 .

Для определения z_3 воспользуемся условием соосности 1-й и 2-й ступеней,

т. е. $a_{w_{12}} = a_{w_{34}}$

$$\frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{m(z_3 + z_4)}{2}$$

Отсюда следует

$$z_1 + z_2 = z_3 + z_4, \quad z_3 = z_1 + z_2 - z_4$$

Значение модуля зацепления m следует принять для всех ступеней равным 2 мм (для всех вариантов схем $m=2$ мм).

4. Для третьей ступени необходимо найти z_5 и z_8 . Передаточное отношение 2-х ступенчатого планетарного механизма можно найти из выражения $u_{5H} = 1 - u_{58}^H$,

где u_{58}^H - передаточное отношение обращенного механизма (механизма с неподвижным водилом).

Передаточное отношение обращенного механизма равно произведению передаточных отношений его ступеней

$$u_{58}^H = u_{56} u_{78} .$$

Передаточные отношения ступеней замещающего механизма

$$u_{56} = -\frac{z_6}{z_5}; \quad u_{78} = \frac{z_8}{z_7} .$$

5. Из выражения, определяющего межосевое расстояние, находим z_5

$$a_{w_{56}} = \frac{m}{2} (z_5 + z_6).$$

6. Из условия соосности для планетарного механизма $a_{w_{56}} = a_{w_{78}}$ можно получить $z_5 + z_6 = z_8 - z_7$, и из последнего выражения определить z_7 .
7. Передаточное отношение многозвенного зубчатого механизма (см. схему5)

$$u = u_{12} u_{34} u_{5H}$$

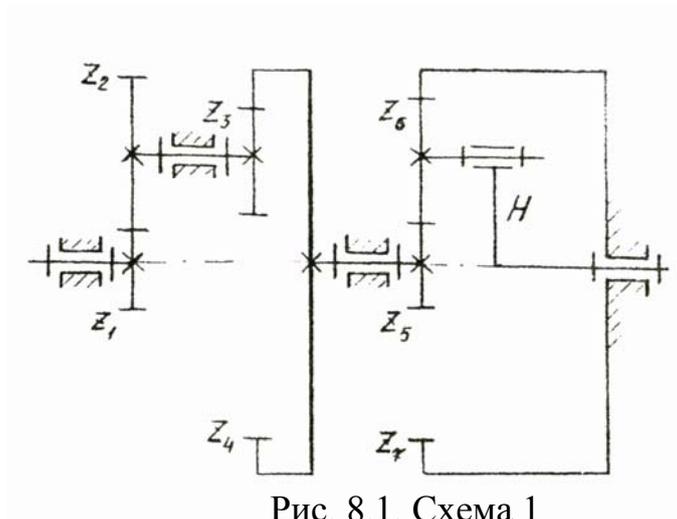


Рис. 8.1. Схема 1

Таблица 8.1

Параметры	Последн. цифра шифра	ВАРИАНТЫ (предпоследняя цифра шифра)									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	0 ИЛИ 8	17	20	19	20	18	20	20	18	18	20
a_{w12} [мм]		43	46	44	50	48	50	45	48	44	47
u_{34}		1,85	2,15	1,8	2,3	2,1	1,15	2,1	2,15	1,75	2,1
z_5		17	20	19	35	20	38	28	30	24	22
z_6		35	35	56	58	45	52	45	50	35	59

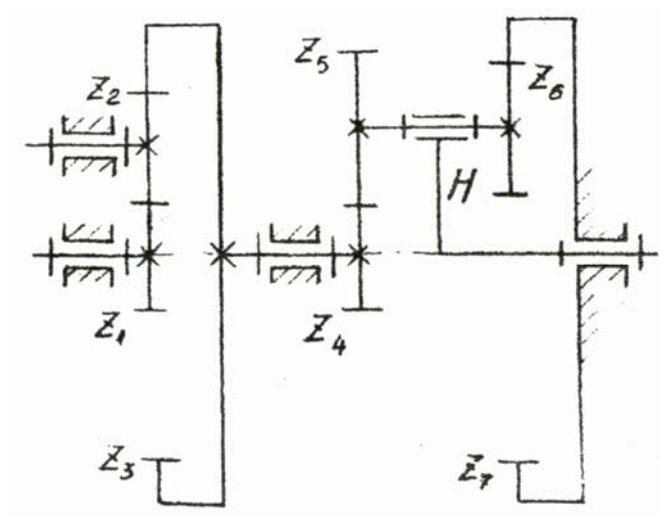


Рис. 8.1. Схема 2

Таблица 8.2

Параметры	Последн. цифра шифра	ВАРИАНТЫ (предпоследняя цифра шифра)									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_2	1 или 5	40	42	40	38	37	46	36	35	38	42
u_{12}		2,1	2,2	2,1	2,0	1,9	2,6	1,9	1,8	2,0	2,1
z_4		18	19	18	18	19	20	20	20	19	19
$a_{w_{45}}$ [мм]		75	70	65	75	75	65	75	70	75	65
u_{67}		3,5	4,2	3,1	3,4	4,0	3,6	4,1	3,7	4,5	3,3

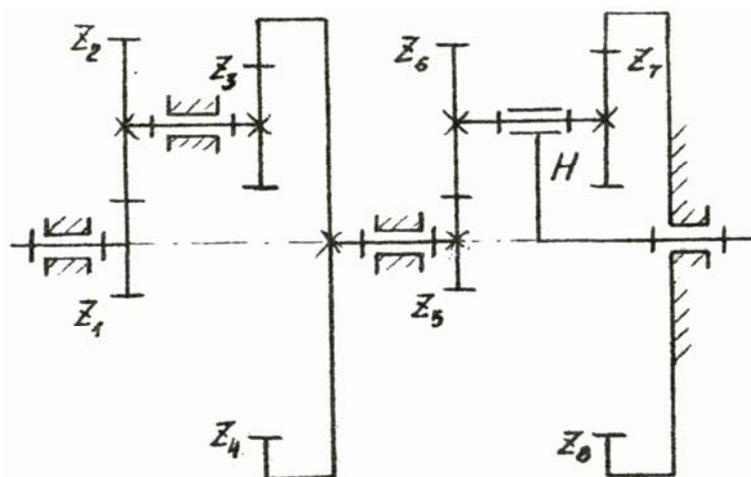


Рис. 8.1. Схема 3

Таблица 8.3

Параметры	Последн. цифра шифра	ВАРИАНТЫ (предпоследняя цифра шифра)									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_2	2 или 6	24	35	30	25	25	24	28	23	24	22
z_3		55	28	58	40	48	58	50	48	50	55
a_{12} [мм]		45	60	50	50	44	46	48	42	45	40
z_7		25	25	20	25	22	20	22	20	25	24
z_8		90	88	96	85	95	90	90	88	88	90
u_{56}		2,7	2,4	3,2	2,5	3,0	2,9	2,8	2,7	2,5	2,7

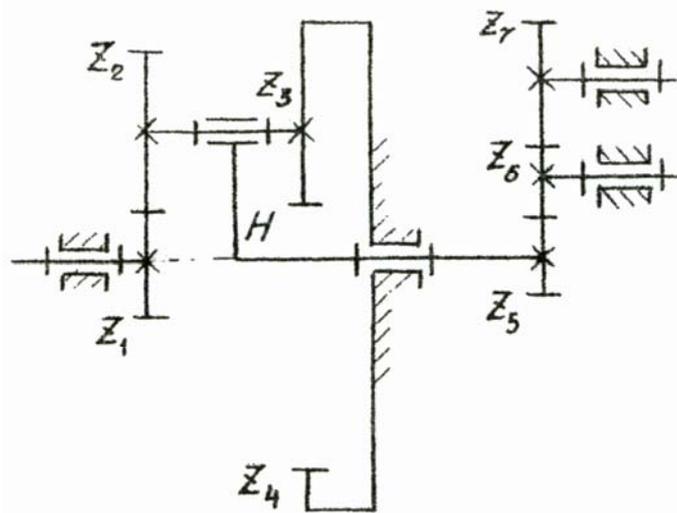


Рис. 8.1. Схема 4

Таблица 8.4

Параметры	Посл. цифра шифра	ВАРИАНТЫ (предпоследняя цифра шифра)									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_2	3 ИЛИ 9	54	45	50	45	60	55	50	52	45	55
z_3		105	90	90	85	110	100	100	95	92	95
u_{12}		3,0	2,5	2,8	2,5	3,3	2,95	2,9	3,1	2,6	3,1
z_5		19	17	19	18	17	18	17	18	19	17
z_6		23	20	19	20	26	21	25	20	22	25
$a_{w_{67}}$		50	60	50	50	60	50	55	50	60	55

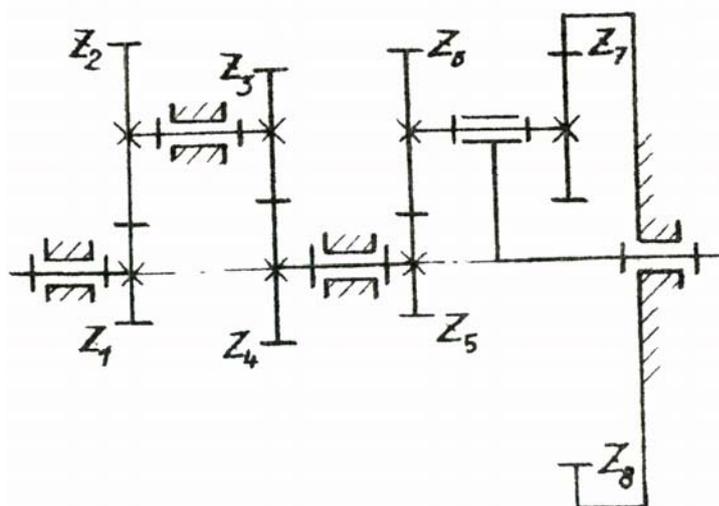


Рис. 8. Схема 5

Параметры	Последн. цифра шифра	ВАРИАНТЫ (предпоследняя цифра шифра)									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	4 или 7	22	17	18	21	22	20	20	18	19	21
z_3		21	17	19	18	19	20	22	20	18	19
u_{12}		1,55	2,0	1,8	1,3	1,6	1,65	1,6	1,55	2,1	1,55
z_5		42	42	48	45	55	38	40	48	52	42
z_7		50	50	51	52	48	52	50	50	54	50
$a_{w_{36}}$		62	60	68	65	72	60	62	65	62	62

Задача 9

Стальной стержень находится под действием продольных сил F (рис. 9.1). Найти перемещение свободного конца стержня. Модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа. Данные для решения задачи взять из табл. 9.1 по последней цифре шифра, а номер схемы рисунка по предпоследней цифре шифра.

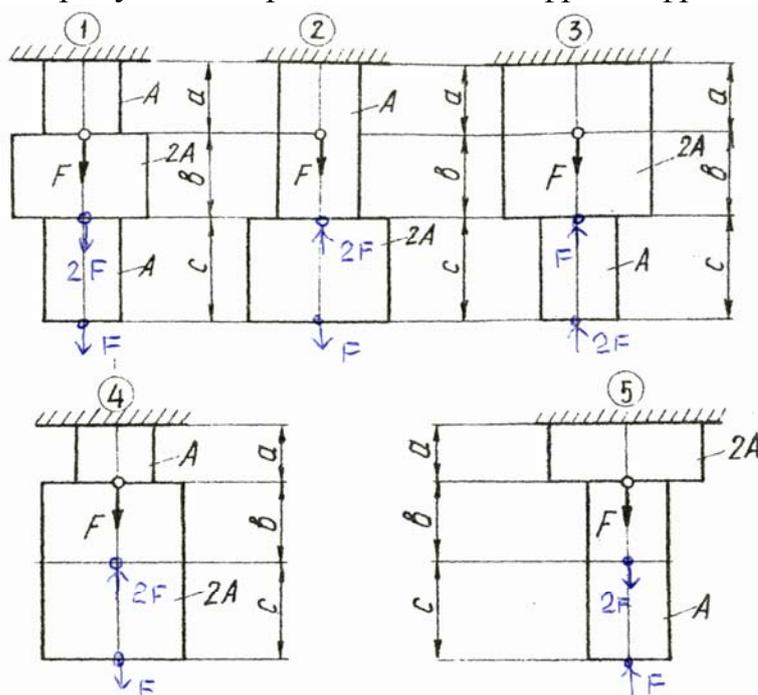


Рис. 9.1

Указания

Вычертить стержень в масштабе, указав буквенные и числовые значения всех величин. С помощью уравнений равновесия определить величину и направление опорной реакции. Применяв метод сечений, определить продольную

силу N на каждом участке сечения. Вычертить эпюру N , указав на ней знаки и числовые значения на каждом участке. Из условий прочности определить площади сечений, приняв $[\sigma]=160$ МПа. Определить перемещение конца стержня.

Задача 10

Абсолютно жесткий брус опирается на шарнирно-неподвижную опору и прикреплен к двум круглым стержням при помощи шарниров (рис. 10.1). Требуется:

1. Найти усилия и напряжения в стержнях.
2. Определить допускаемую нагрузку $[F]$, из условия прочности, приняв $[\sigma]=160$ МПа.
3. Найти предельную грузоподъемность $F_{пред}$, если предел текучести $[\sigma]=240$ МПа.

Данные взять из табл. 9.1 по последней цифре шифра, а номер схемы рисунка по последней цифре шифра.

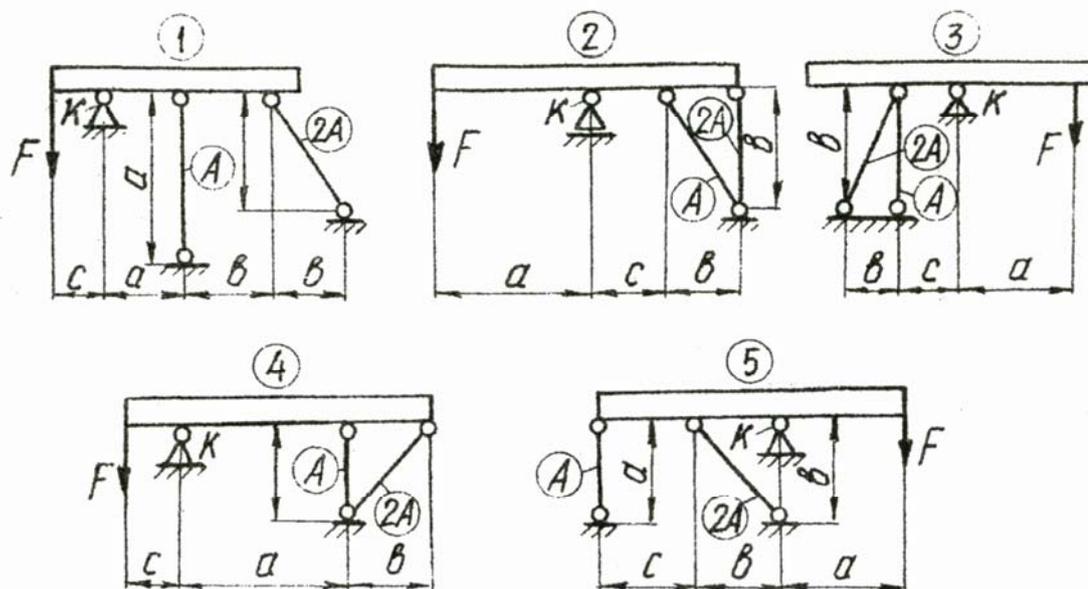


Рис. 10.1

Указания

1. Начертить брус в масштабе, указав буквенные и числовые значения всех заданных величин. Под брусом показать силовую схему, заменив

шарнирные связи реакциями; написать уравнения равновесия; определить степень статической неопределимости системы.

2. Рассечь стержни и изобразить отсеченный брус. В сечениях стержней приложить продольные силы N_1 и N_2 .
3. Составить уравнение равновесия отсеченного бруса, написав сумму моментов всех сил относительно опоры K (рис. 10.1).
4. Показать схему деформирования системы.
5. Составить уравнение совместности перемещений.
6. Определить продольные силы N_1 и N_2 , решив систему уравнений, включающую уравнение равновесия отсеченного бруса и уравнение совместности перемещений.
7. Определить допускаемую нагрузку $[F]$, приравняв большее из напряжений в двух стержнях допускаемому напряжению $[\sigma]$.
8. Найти предельную грузоподъемность системы $F_{пред}$ из уравнения равновесия отсеченной части бруса, заменив усилия N_1 и N_2 их предельными значениями $N_1 = \sigma_T \cdot A$, $N_2 = \sigma_T \cdot 2A$

Задача 11

К стальному валу приложены три известных крутящих момента:

T_1, T_2, T_3 (рис. 11.1)

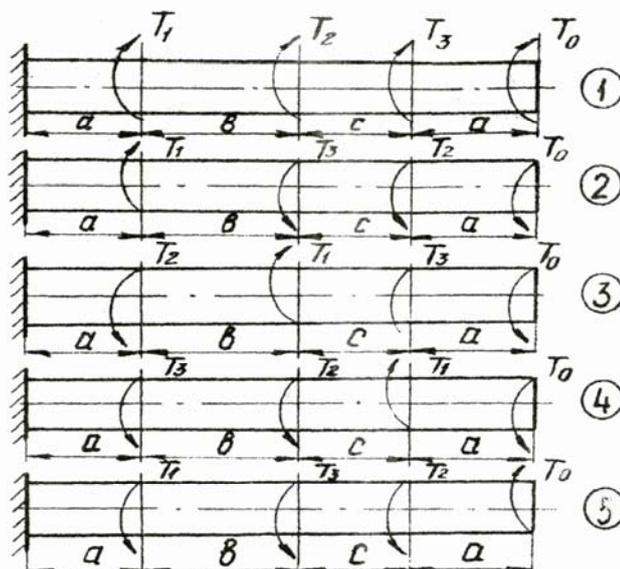


Рис. 11.1

Требуется:

1. Определить при каком значении момента T_0 угол поворота правого концевого сечения равен нулю.
2. Для найденного значения T_0 построить эпюру крутящих моментов.
3. При заданном значении $[\tau]$ определить диаметр вала из расчёта на прочность и округлить его величину до ближайшего значения 30, 35, 40, 45, 50, 60, 70, 80, 90, 100 мм.
4. Построить эпюру углов закручивания. Данные взять из табл. 9.1 по последней цифре шифра, а номер схемы рисунка по предпоследней цифре.

Указания

1. Значения момента T_0 находим из уравнения в соответствии с принципом независимости действия сил $\varphi_{\text{кон.сеч.}} = \sum \varphi_{\text{кон.сеч.}}^{T_i} = 0$.
2. Вычислить значения крутящих моментов на участках вала и построить эпюру крутящих моментов.
3. Из условия прочности определить диаметр вала и округлить его до значения из нормального ряда.
4. Определить углы закручивания сечений вала по формуле

$$\varphi_i = \frac{T_i l_i}{GI_{pi}}$$

и построить эпюру φ .

Варианты и исходные данные

Таблица 9.1

Последняя цифра шифра	Номер схемы на рис 9.1, рис.10.1, рис.11.1). По предпоследней цифре шифра	$A, \text{см}^2$	Расстояния, м			$F, \text{кН}$	Моменты, кНм			$[\tau], \text{МН/м}^2$
			a	b	c		T_1	T_2	T_3	
1	1- схема 1	11	2,1	2,0	1,0	1,1	1,0	1,1	1,2	35
2	2-схема 2	12	2,2	2,1	1,1	1,2	1,1	1,0	1,1	40
3	3- схема 3	13	2,3	2,2	1,2	1,3	1,2	1,3	1,0	35
4	4-схема 4	14	2,4	2,3	1,3	1,4	1,3	1,4	1,3	40

5	5-схема 5	15	2,5	2,4	1,4	1,5	1,4	1,5	1,4	45
6	6- схема 5	16	2,6	2,5	1,5	1,6	1,5	1,6	1,5	35
7	7- схема 4	17	2,7	2,0	1,4	1,7	1,4	1,7	1,6	40
8	8- схема 3	18	2,8	2,1	1,3	1,8	1,3	1,8	1,7	45
9	9- схема 2	19	2,9	2,2	1,2	1,9	1,2	1,9	1,8	40
0	0- схема 1	20	3,0	2,3	1,1	2,0	1,1	2,0	1,9	35

Задача 12

Балка, находящаяся на шарнирных опорах (одна неподвижная, а вторая шарнирно-подвижная опора), нагружена сосредоточенной силой F и распределенной нагрузкой интенсивности q (рис. 12.1).

Пренебрегая собственным весом балки требуется:

1. Определить опорные реакции.
2. Построить эпюры поперечных сил Q и изгибающих моментов M , применяя метод сечений.
3. Указать опасные сечения по длине балки и определить расчетные значения Q и M
4. Из условия прочности по нормальным напряжениям подобрать круглое поперечное сечение балки, приняв $[\sigma]=160$ МПа.

Данные взять из табл. 12.1 по последней цифре шифра, а номер схемы рисунка по предпоследней цифре.

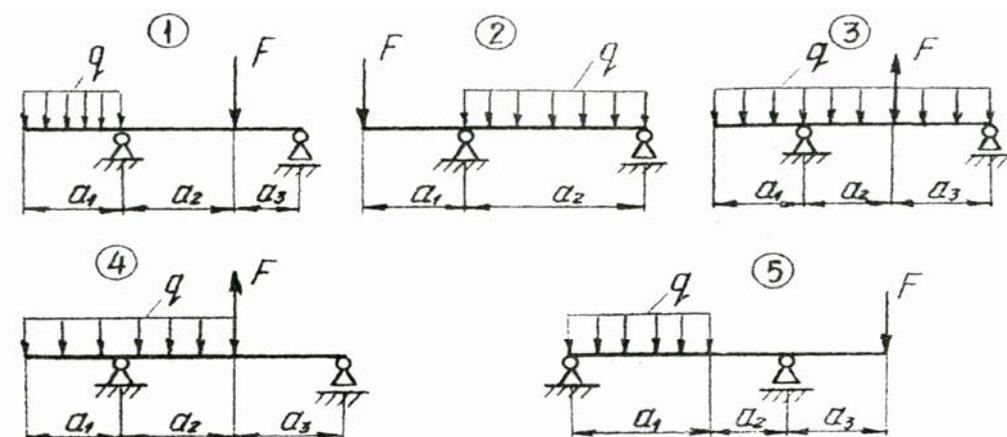


Рис. 12.1

Указания

1. Вычертить балку в масштабе, указав буквенные и числовые значения всех величин. Под рисунком балки оставить место для построения эпюр поперечных сил Q и изгибающих моментов M .
2. Показать на чертеже опорные реакции и, используя уравнения равновесия, определить их величину и действительное направление.
3. Обозначить грузовые участки на схеме балки и указать расстояние x от выбранного начала отсчета до рассматриваемого сечения на каждом грузовом участке балки. Для каждого грузового участка определить в общем виде аналитические выражения для Q и M и вычислить их числовые значения на границах участков.
4. В масштабе построить эпюры M и Q , указав их знак и числовые значения на всех участках.
5. Определить сечение, в котором действуют максимальные по абсолютной величине M и Q .
6. Из условия прочности по нормальным напряжениям определить диаметр поперечного сечения балки.

Варианты и исходные данные

Таблица 12.1

Посл. цифра шифра	Номер схемы на рис.8 по последней цифре шифра	Расстояния, м			$F, \text{кН}$	$q, \text{кН/м}$
		a_1	a_2	a_3		
1	1 – схема 1	1	1	2	4	4
2	2 – схема 2	1	4,5	-	20	10
3	3 – схема 3	1,5	4	1	10	10
4	4 – схема 4	1,5	4,5	1,5	20	20
5	5 – схема 5	2,5	2,5	2,5	6	6
6	6 – схема 4	1,5	4,5	1,5	20	20
7	7 – схема 2	1	4,5	-	20	10
8	8 – схема 5	2,5	2,5	2,5	6	6
9	9 – схема 3	1,5	4	1	10	10
0	0 – схема 1	1	1	2	4	4

Задача 13

Стальной стержень полого круглого поперечного сечения используется в качестве несущей колонны и нагружен продольной, центрально-приложенной силой F (рис.13.1).

Данные взять из табл. 13.1 по последней цифре шифра, а номер схемы рисунка по предпоследней цифре.

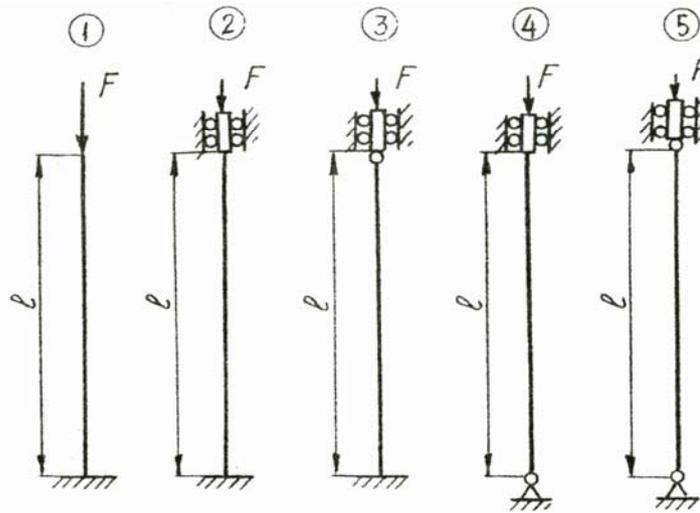


Рис. 13.1

Требуется:

1. Определить критическую нагрузку $F_{кр}$, зная тип и размер сечения.
2. Определить допускаемую нагрузку на стержень, учитывая что коэффициент запаса по устойчивости стержня $[n_y]=2$; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; $c = \frac{d}{D} = 0,8$; $\sigma_{ну}=180$ МПа, где D - наружный диаметр стержня; d - внутренний диаметр стержня.

Указания

1. Начертить схему стержня, указав значения заданных величин. В поперечном сечении провести главные оси инерции.
2. Определить минимальный момент инерции I_{min} стержня.
3. Предварительно проверить применимость формулы Эйлера, для чего определить минимальный радиус инерции сечения стержня

$$i_{min} = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}}$$

4. Вычислить гибкость стержня

$$\lambda = \frac{\mu l}{i_{min}}$$

и предельную гибкость

$$\lambda_{пр} = \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma_{пц}}}$$

Если формула Эйлера неприменима, воспользоваться эмпирическими формулами Ясинского для нахождения $\sigma_{кр}$. Для стали $\sigma_{кр} = 310 - 1,14 \lambda$; $F_{кр} = \sigma_{кр} A$; $60 < \lambda < 100$.

5. Определить допускаемую нагрузку на стержень с учетом коэффициента запаса по устойчивости $[n_y]=2$; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа.

Варианты и исходные данные

Таблица 13.1

Посл. цифра шифра	Номер схемы зацепления концов стержня по последней цифре шифра	Высота стержня, м	Наружный диаметр стержня, м
		l	D
1	1 – схема 1	3	0,3
2	2 – схема 2	2,9	0,25
3	3 – схема 3	2,5	0,22
4	4 – схема 4	2,8	0,28
5	5 – схема 5	3,2	0,31
6	6 – схема 1	2,7	0,24
7	7 – схема 3	3,5	0,32
8	8 – схема 4	3,4	0,35
9	9 – схема 5	3,1	0,3
0	0 – схема 1	3,3	0,33

4.3.Задание на курсовое проектирование и методические указания к его выполнению

В соответствии с учебным планом студенты специальностей 200101.65, 140101.65,140104.65, 140601.65, 140602.65, 240301.65, 240401.65 выполняют курсовой проект, а студенты специальности 220301.65 выполняют курсовую работу. При выполнении курсового проекта или курсовой работы следует использовать УМК.

Задания и методические указания к курсовому проектированию (курсовой работе) изданы отдельными методическими указаниями:

Прикладная механика: учеб.-метод. комплекс (блок контроля освоения дисциплины, задания на курсовые проекты (курс. работы) и метод. указания к их выполнению) / сост.: А.И. Иванов, К.У. Кутыев. – СПб.: Изд-во СЗТУ, 2009. – 118 с. [5].

4.4. Текущий контроль

Тест 1 (тема 1.1)

1. Отличительные признаки машины от механизма

- А. Наличие полезной работы.
- В. Передача энергии.
- С. Преобразование движения.

2. Отличительные признаки машины от прибора

- А. Преобразование движения.
- В. Преобразование мощности .
- С. Наличие полезной работы.

3. Дать определение понятию «звено».

- А. Тела, совершающие относительное движение.
- В. Твердые тела, совершающие относительное движение.
- С. Совокупность твердых тел, совершающих движение.

4. Дать определение материальной точки.

- А. Тело, размерами которого пренебрегают.

- В. Материальное тело, обладающее массой, размерами которого при решении ряда задач пренебрегают.
- С. Тело, совершающее движение.

Тест 2 (тема 1.2)

- 1. Признаки классификации «кинематических пар».**
 - А. По количеству независимых координат, задание которых однозначно определяют положение одного звена относительно другого.
 - В. По количеству звеньев.
 - С. По относительному движению звеньев.
- 2. Задачи кинематики – изучение...**
 - А. движения материальных тел в пространстве.
 - В. положения материальной точки.
 - С. относительного положения тел .
- 3. Дать основные способы задания движения.**
 - А. Координатный, векторный, естественный.
 - В. Координатно-векторный .
 - С. Цилиндрический, сферический .
- 4. Дать кинематические характеристики движения.**
 - А. Перемещение, траектория движения, скорость, ускорение.
 - В. Скорость и ускорение.
 - С. Траектория движения и скорость.
- 5. Векторным законом движения является**
 - А. $S=S(t)$.
 - В. $x=x(t); y=y(t); z=z(t)$.
 - С. $\vec{r} = \vec{r}(t)$.
- 6. Дать определение мгновенному центру скоростей (МЦС).**
 - А. Называется точка плоской фигуры, в которой скорость и ускорение в данный момент времени равно нулю.
 - В. Точка плоской фигуры, в которой скорость и ускорение равно нулю.
 - С. Точка плоской фигуры, в которой скорость равна нулю.

7. Назовите самый точный метод: графический, графо-аналитический, аналитический кинематического исследования механизмов.

- A. Графический.
- B. Аналитический .
- C. Графоаналитический.

8. Условие существования кривошипа в четырехзвенном шарнирном механизме, где:

- A. $a+d \leq b+c$.
- B. $a+d \leq d+c$.
- C. $a+c \leq b+d$.

Тест 3 (тема 1.3)

1. Момент инерции сечения относительно оси.

- A. $J_z = \int_{(A)} x^2 \cdot dA$.
- B. $J_z = \int_{(A)}^{(A)} x dA = \int_{(A)} x \cdot dA$.
- C. $J_z = \int_{(A)}^{(A)} A dx = \int_{(A)}^{(A)} A \cdot dxA$.

2. Элементарная работа определяется

- A. $A = F \cdot S$.
- B. $dA = F \cdot dS$.
- C. $A = F \cdot v$.

3. Выражение для мощности:

- A. $N = F \cdot S$.
- B. $N = F \cdot v_{\tau}$.
- C. $N = A \cdot S$.

4. Момент инерции сечения относительно полюса:

- A. $J = \int_{(A)} \rho^2 \cdot dA$.
- B. $J = \int_{(A)}^{(A)} \rho \cdot dA$.
- C. $J = \int_{(A)} xy \cdot dA$.

5. Основное дифференциальное уравнение системы:

A. $m\bar{\omega} = \vec{F}_k$.

B. $\sum m_i \bar{\omega}_i = \sum \bar{F}_i^e + \bar{F}_i^l$.

C. $m\bar{\omega} = \sum \bar{F}_i^l$.

6. Уравнение вращательного движения твердого тела относительно оси:

A. $J_z \cdot \ddot{\varphi} = M_z$.

B. $J_z \cdot \ddot{\varphi} = F$.

C. $m\bar{\omega} = \bar{F}$.

7. Теорема об изменении кинетической энергии:

A. $E = \frac{mv^2}{2}$.

B. $E = J \frac{\omega^2}{2}$.

C. $dE = \sum dA_i^e + \sum dA_i^l$.

8. Кинетическая энергия при вращательном движении:

A. $E = \frac{mv^2}{2}$.

B. $E = J \frac{\omega^2}{2}$.

C. $E = \sum m_i \frac{r_i^2}{2}$.

9. Идеальные связи:

A. $\sum A^i = \sum F^i \cdot S_i$.

B. $\sum A^i = 0$.

C. $\sum A^i < 0$.

10. Уравнение движения механизма в форме интеграла энергии:

A. $E_1 - E_0 = A_{сд} - A_{ст} - A_{см}$.

B. $J_{кр} \cdot \varphi'' = T_{пр}$.

11. Уравнение движения механизма в дифференциальной форме

A. $E_1 - E_0 = A_{сд} - A_{ст} - A_{см}$.

B. $J_{кр} \cdot \varphi'' = T_{пр}$.

12. Режим разбега:

A. $\Delta E > 0$.

B. $\Delta E = 0$.

C. $\Delta E < 0$.

13. Установившийся режим:

A. $\Delta E > 0$.

B. $\Delta E = 0$.

C. $\Delta E < 0$.

14. Режим выбега:

A. $\Delta E > 0$.

B. $\Delta E = 0$.

C. $\Delta E < 0$.

15. Механический коэффициент полезного действия:

A. $\eta = \frac{A_{\text{СП}}}{A_{\text{сд}}}$.

B. $\eta = 1 - \mu$.

C. $\eta = \frac{A_{\text{СМ}}}{A_{\text{сд}}}$.

16. Механический коэффициент полезного действия при последовательном соединении ряда механизмов:

A. $\eta = \prod_{i=1}^n \eta_i$.

B. $\eta = \eta_i$.

17. Коэффициент неравномерности вращения:

A. $\omega_{\text{ср}} = \frac{\omega_{\text{max}} + \omega_{\text{min}}}{2}$.

B. $\delta = \frac{\omega_{\text{max}} - \omega_{\text{min}}}{\omega_{\text{ср}}}$.

18. Формула, определяющая степень подвижности пространственного механизма

A. $W = 3n - p_4 - 2p_5$.

B. $W = 6n - \sum_{i=1}^5 p_i + q$.

C. $W = 6n + \sum_{i=1}^5 p_i$.

19. Силы, действующие в прямозубом зацеплении

- A. F_n, F_a, F_t .
- B. F_n, F_a, F_r .
- C. F_n, F_t, F_r .

20. Силы, действующие в косозубом зацеплении

- A. F_a, F_t, F_r .
- B. F_t, F_n .
- C. F_r, F_a .

Тест 4 (тема 2.1)

1. Условие существования кривошипа

- A. $a + b > c$.
- B. $a + d \leq b + c$.
- C. $d > a + b + c$.

2. Определение кулачкового механизма по наличию профиля или пары

- A. Переменной кривизны.
- B. Наличие высшей кулачковой пары.
- C. Наличие вращательной пары.

3. Угол давления в кулачковом механизме

- A. Профиль кулачка.
- B. Между нормалью в точке касания кулачка и толкателя и скорости толкателя .
- C. Между нормалью и касательной в точке касания кулачка и толкателя.

Тест 5 (тема 2.2).

1. Основная теорема зацепления

- A. $\overline{\vartheta_{ст}} + \overline{\vartheta_{пер}} = \overline{\vartheta}$.
- B. $\vec{\vartheta}_{отн} \cdot \vec{n} = 0$.
- C. $U = \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right|$.

2. Модуль зацепления

A. $d = m \cdot p.$

B. $m = \frac{p}{\pi}.$

C. $m = d \cdot z.$

D. $m = \frac{d}{p}.$

3. Передаточное отношение определяется

A. $u_{12} = \omega_1 \cdot \omega_2.$

B. $u_{12} = \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right|.$

C. $u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}.$

4. Высота зубца

A. $h=2m.$

B. $h=2,5 m.$

C. $h=2,25 m.$

5. Диаметр делительной окружности

A. $d=mz.$

B. $d=m(z+z).$

C. $d=m(z+1).$

6. Толщина зуба

A. $b=0,1m.$

B. $b=0,5 m.$

C. $b=0,2 m.$

7. Диаметр окружности вершин

A. $d_a=m(z+2).$

B. $d_a=m(z+1).$

C. $d=m(z+4).$

8. Диаметр окружности впадин

A. $d_f=m(z-1).$

B. $d_f=m(z-2).$

C. $d_f = m(z-2,5)$.

9. Передаточное отношение конической передачи

A. $u_{12} = \frac{z_2}{z_1}$.

B. $u_{12} = \frac{z_1}{z_2}$.

C. $u_{12} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$.

10. Передаточное отношение червячной передачи

A. $u_{12} = \frac{z_2}{z_1}$. z_1 – число заходов

B. $u_{12} = \frac{z_1}{z_2}$.

C. $u_{12} = z_1, z_2$.

11. Чем отличаются планетарные передачи от остальных

A. С параллельными осями

B. Со скрещивающимися осями

C. С подвижными осями

12. Передаточное отношение планетарной передачи

A. $u_{14}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_H + \omega_4}$.

B. $u_{14}^{(H)} = \frac{\omega_H + \omega_1}{\omega_1 + \omega_4}$.

C. $u_{14}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_H - \omega_4}$.

13. Условие соосности для внешнего зацепления

A. $a_\omega = d_1 + d_2$.

B. $a_\omega = \frac{d_1 + d_2}{2}$.

C. $a_\omega = \frac{d_1 - d_2}{2}$.

14. Условие отсутствия подреза ножки зубца

A. $z \geq z_{\min} = 17$.

B. $z \geq 5z_{\min}$.

C. $z \geq z_{\min} = 10$.

Тест 6 (тема 2.3)

1. Коэффициент сервиса

A. $\theta = \frac{\Psi}{4\pi}$.

B. $\theta = \frac{\Psi}{\pi}$.

C. $\theta = \frac{\Psi}{2\pi}$.

Тест 7 (тема 3.1)

1. Дайте определение модели материала:

A. Реальные элементы конструкций.

B. Абсолютно твердые тела.

C. Материал, обладающий свойствами: сплошным, однородным, изотропным.

2. Дайте определение модели элемента конструкции:

A. Брус, оболочка, массив.

B. Стержень, брус, плита.

C. Стержень, балка, вал.

3. Модели нагрузок в СМ:

A. Внешние силы, силы трения, распределенные.

B. Статистические, повторно-переменные, сосредоточенные .

C. Статические, динамические.

4. Дайте определение напряжения в точке

A. Интенсивность внутренних сил, действующая в каждой точке поперечного сечения.

B. Сила деления на площадь сечения.

C. Отношение нагрузки к площади сечения.

5. Напряжения являются допускаемыми

A. $[\sigma] = \frac{\sigma_{оп}}{[n]}$.

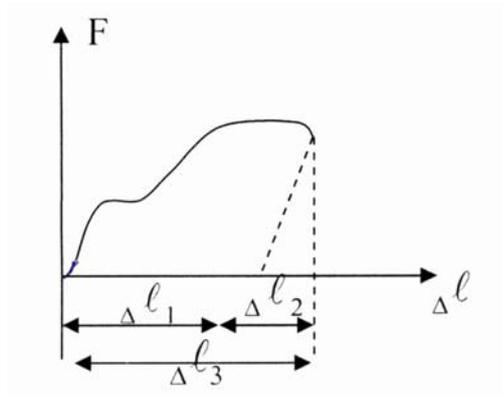
B. $[\sigma] = \frac{\sigma_{уп}}{[n]}$.

$$C. [\sigma] = \frac{\sigma_{ep}}{[n]}$$

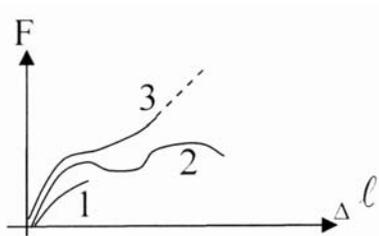
Тест 8 (тема 3.2)

1. Упругим удлинением является

- A. Δl_1 .
- B. Δl_2 .
- C. Δl_3 .

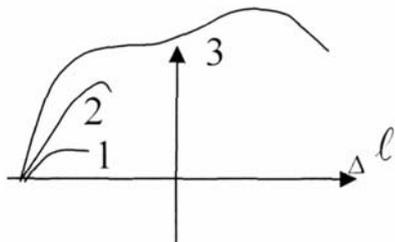


2. Диаграмма, соответствующая растяжению пластичного материала



- A. 1.
- B. 2.
- C. 3.

3. Диаграмма соответствующая сжатию чугуна



- A. 1.
- B. 2.
- C. 3.

4. Укажите виды деформаций элемента конструкции:

- A. Угловая, линейная, упругая, остаточная.
- B. Упругая, угловая.
- C. Остаточная, линейная.

5. Укажите типы деформаций элемента конструкции:

- A. Угловая, линейная.
- B. Растяжение (сжатие), сдвиг, кручение, изгиб.
- C. Упругая, остаточная.

6. Характеристики пластичности материала

- A. Удлинение остаточное, упругая деформация
- B. Относительное остаточное удлинение - δ %.
- C. относительное остаточное сужение - ϵ % .
- D. Предел текучести, предел прочности.

7. Характеристики прочности пластичного материала

- A. σ_y, σ_T .
- B. $\sigma_{пц}, \sigma_T, \sigma_B$.
- C. σ_c, σ_B .

8. Метод сечений применяется для определения:

- A. опорных реакций.
- B. внутренних силовых факторов.
- C. определения нагрузок.

9. Закон Гука при растяжении (сжатии):

- A. $\sigma = N \cdot A$.
- B. $\sigma = \frac{A}{N}$.

C. $\sigma = \varepsilon E$.

Тест 9 (тема 3.3)

1. Закон парности касательных напряжений:

A. $\tau_\alpha = -\tau_\beta$.

B. $\tau_\alpha = -\tau_\beta + \frac{\pi}{4}$.

C. $\tau_\alpha + \frac{\pi}{4} = \tau_\beta$.

2. Закон Гука при сдвиге:

A. $\sigma = \varepsilon E$.

B. $\tau = \gamma \cdot G$.

3. Закон Гука при кручении:

A. $\sigma = \varepsilon E$.

B. $\tau = \gamma \cdot G$.

C. $\tau = \frac{T \cdot \rho}{J_p}$.

4. Условие жесткости при растяжении (сжатии)

A. $\Delta l = \frac{F \cdot l}{EA} \leq [\Delta l]$.

B. $\theta = \frac{T_k}{GJ_p} \leq [\theta]$.

C. $\tau = \frac{T_k}{W_p} \leq [\tau]$.

Тест 10 (тема 3.4)

1. Напряжение при чистом изгибе

A. $\sigma = \varepsilon E$.

B. $\tau = \gamma \cdot G$.

C. $\tau = \frac{T_k}{W_p}$.

D. $\sigma = \frac{M_z \cdot y}{J_z}$.

2. Условие прочности при изгибе

A. $\sigma_{max} = \frac{F}{A} \leq [\sigma]$.

$$B. \tau_{max} = \frac{T_k}{W_p} \leq [\tau]$$

$$C. \sigma_{max} = \frac{M_z}{W_z} \leq [\sigma]$$

Тест 11 (тема 3.5).

1. Косой изгиб

- A. Изгиб в одной плоскости.
- B. Изгиб в двух плоскостях.
- C. Изгиб с кручением.
- D. Изгиб с растяжением.

2. Изгиб с кручением

- A. Изгиб в одной плоскости.
- B. Изгиб в двух плоскостях.
- C. Изгиб с кручением.
- D. Изгиб с растяжением.

3. Внецентренное растяжение (сжатие)

- A. Продольная нагрузка приложенная по оси бруса.
- B. Продольная нагрузка приложена с некоторым смещением x .
- C. Нагрузка приложена перпендикулярно к оси бруса.

4. Ядро сечения

- A. Уравнение прямой линии.
- B. Уравнение окружности.
- C. Уравнение нулевой линии.

Тест 12 (тема 3.6).

1. Местные напряжения возникают

- A. В поперечных сечениях.
- B. В круглых поперечных сечениях.
- C. В сечениях стержней, к которым приложены нагрузки.

2. Контактные напряжения возникают

- A. При контактах по поверхности.
- B. При контакте элементов конструкций в точке или по линии.
- C. При сложном нагружении.

3. Концентраторы напряжений возникают

- A. В круглых поперечных сечениях.
- B. В местах резкого изменения геометрической формы.
- C. В продольных сечениях.

4. Формула Герца определяет напряжение

- A. Растяжение (сжатие).
- B. Изгиба.
- C. Кручения.
- D. Контактные.

Тест 13 (тема 4.1)

1. Определение размера

- A. Числовое значение линейной величины.
- B. Длина.
- C. Ширина.
- D. Высота.

2. Определение допуска

- A. Измеренный размер.
- B. Разность между номинальным и действительным размерами.
- C. Размер, полученный в результате расчета.

D. Разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами.

3. Предельный размер

A. Номинальный размер.

B. Алгебраическая разность между номинальным и действительными размерами.

C. Разность между максимальным и минимальным размерами.

4. Наиболее распространенный материал в машиностроении

A. Сталь.

A. Вольфрам .

B. Титан .

C. Медь .

5. Критерии работоспособности резьбовых соединений

A. Разрушение резьбы.

B. Плотность и прочность резьбового соединения.

C. Поломка болтов над головкой.

Тест 14 (тема 4.2)

1. Проектный расчет зубца зубчатого колеса

A. $[\sigma]_u$.

B. $[\sigma_k]$.

C. $[\tau]$.

2. Конструкции вала редуктора

A. Сплошной .

B. Польный .

C. Ступенчатый .

3. Отличие оси от вала

A. Передает крутящий момент.

B. Не передает крутящий момент.

С. Несет поперечные нагрузки.

4. Отличие прочностных расчетов конических передач от прямозубых цилиндрических

А. Ничем .

А. Введением коэффициента $\kappa=0,85$.

В. Рассчитываются как косозубые зубчатые колеса.

5. Поломка зубьев связана с напряжениями:

А. нормальными;

Б. касательными;

С. полными;

Д. изгиба .

6. Силы, действующие в прямозубом зацеплении:

А. радиальная, радиально- упорная;

Б. нормальная, окружная;

С. радиальная и окружная.

7. Силы, действующие в косозубом зацеплении:

А. радиальная, радиально- упорная;

Б. нормальная, окружная;

С. радиальная, окружная и осевая.

8. Основной материал для изготовления зубчатых колес:

А. медь;

Б. латунь;

С. баббит;

Д. стали.

9. Особенностью планетарных передач являются:

А. определение передаточного отношения;

Б. распределение сил и моментов;

- С. конструкция;
- Д. габариты.

Тест 15 (тема 4.3)

1. Отличие подшипники скольжения от подшипников качения

- А. Конструкцией .
- В. Надежностью.
- С. Снижением нагрузок.

2. Муфты применяются для...

- А. Соединения валов.
- В. Соединения валов и компенсации различных видов...
- С. Защиты вала от корпуса.

3. Определить внутренний диаметр подшипника качения

- А. По двум последним цифрам маркировки подшипника.
- В. По первым двум цифрам на маркировке подшипника, умноженным на 5.
- С. По всем цифрам на маркировке подшипника.

4. Отличие вала от оси:

- А. передачей усилия;
- Б. передачей крутящего момента;
- С. Передает мощность.

5. Назначение вала:

- А. передача мощности;
- Б. преобразование момента;
- С. передача мощности;
- Д. передача сил.

6. Назначение муфты:

- А. для соединения концов вала ;
- Б. регулирование мощности;

С. снижение усилий.

7. Для определения внутреннего диаметра подшипника качения необходимо:

- А. измерить внутренний диаметр;
- Б. определить маркировку на подшипнике;
- В. две последних цифры маркировки умножить на 5х.

Тест 16 (тема 4.4)

1. Разъемные соединения

- А. Отделение одной детали от другой без повреждения.
- Б. Паяные.
- С. Сварные.

2. Основной критерий работоспособности соединений

- А. Жесткость.
- Б. Устойчивость.
- С. Прочность.

3. Неразъемные соединения

- А. Винтовые.
- Б. Шлицевые.
- С. Шпоночные.
- Д. Сварные.

Тест 17 (тема 4.5)

1. Сварные соединения относятся

- А. К разъемным.
- Б. К неразъемным.
- С. К смешанным.

2. Расчет стыковых соединений (условие прочности)

A. $\sigma \leq [\sigma]$.

B. $\tau \leq [\tau]$.

C. $\sigma \leq [\sigma]; \tau \leq [\tau]$.

3. Условие прочности сварного соединения внахлестку

A. $\sigma \leq [\sigma]$.

B. $\tau \leq [\tau]$.

C. $\tau = \frac{F}{0,7kl} \leq [\tau]$.

4. Определение сечения стержня болта

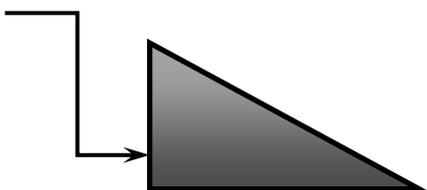
A. $\tau = \frac{T}{W_p}$.

B. $d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot [\sigma_p]}}$

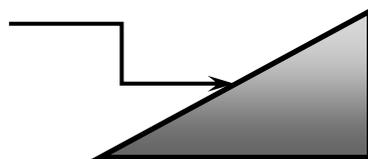
C. $d \geq \sqrt[3]{\frac{\tau}{[\tau] \cdot 0,1}}$

5. Шов сварного соединения рассчитывается по

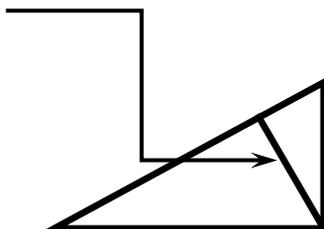
A. катету



B. гипотенузе



C. перпендикуляру, опущенному на гипотенузу



Правильные ответы на тренировочные тесты

Раздел	Номер теста	№ темы	Номер вопроса/правильный ответ												
			1	2	3	4									
1	1	1.1	1	2	3	4									
			C	C	B	B									
	2	1.2	1	2	3	4	5	6	7	8					
			A	A	A	A	C	A	B	A					
	3	1.3	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
			C	B	B	A	B	A	C	B	B	A	B	A	B
14			15	16	17	18	19	20							
			B	B	A	B	B	C	A						
2	4	2.1	1	2	3										
			B	B	B										
	5	2.2	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
			B	B	B	C	A	B	A	C	A	A	C	C	A
			14												
			A												
6	2.3	1													
			A												
3	7	3.1	1	2	3	4	5								
			C	A	C	A	A								
	8	3.2	1	2	3	4	5	6	7	8	9				
			B	C	B	A	B	B	B	B	C				
	9	3.3	1	2	3	4									
A			B	C	A										
10	3.4	1	2												
			B	C											
	11	3.5	1	2	3	4									
			B	C	B	C									
	12	3.6	1	2	3	4									
			C	B	B	D									
4	13	4.1	1	2	3	4	5								
			A	B	C	A	B								
	14	4.2	1	2	3	4	5	6	7	8	9				
			B	C	B	B	D	C	C	D	A				
	15	4.3	1	2	3	4	5	6	7						
			A	B	A	B	D	A	C						
	16	4.4	1	2	3										
			C	C	D										
17	4.5	1	2	3	4	5									
		B	A	C	B	C									

4.5. Итоговый контроль

Вопросы к экзамену

1. Дайте определение понятий машина, механизм, машины-автомата, автоматической линии.
2. Дайте определение звену, кинематической пары, кинематической цепи, детали, сборочной единицы.
3. Перечислите основные требования, предъявляемые к объектам техники.
4. Как определяется класс кинематической пары?
5. Поясните смысл структурной формулы определения степени подвижности механизма.
6. Начертите схемы основных типов механизмов (рычажных, кулачковых, зубчатых).
7. Что такое избыточные связи?
8. Назовите основные методы кинематического анализа механизмов.
9. Дайте определение функции положения механизма.
10. В чем сущность метода планов скоростей и ускорений?
11. Как определяется точность механизма?
12. Как определяется аналог скорости и ускорения?
13. Какие силы действуют на звенья механизма?
14. Напишите уравнение движения механизма в интегральной форме.
15. Какие режимы движения механизма?
16. Как определяется КПД сложного механизма?
17. Для каких целей применяется маховик?
18. Что такое балансировка?
19. Начертите шарнирный механизм.
20. Дайте определение правила Грасгофа для для четырехзвенного шарнирного механизма.
21. Дайте определение кулачковому механизму.
22. Угол давления и его свойства?

23. Начертите мальтийский механизм.
24. Определите конечную погрешность механизмов.
25. Дайте классификацию зубчатых передач.
26. Сформулируйте основную теорему зацепления.
27. Дайте определение модуля зацепления.
28. Определите передаточное отношение зубчатых передач.
29. Перечислите силы, действующие в зацеплении цилиндрической косозубой передачи.
30. Назовите основное отличие планетарных передач от зубчатых.
31. Определите передаточные отношения планетарной передачи.
32. Дайте определение манипулятору.
33. Сформулируйте основные допущения при схематизации материалов.
34. Какие нагрузки прилагаются к элементам конструкций?
35. В чем сущность метода сечений?
36. Дайте определение напряжения в данной точке.
37. Для каких целей определяются допускаемые напряжения?
38. Приведите геометрические характеристики сечений.
39. Что такое предел пропорциональности, текучести, прочности?
40. Дайте определение чистому сдвигу?
41. Дайте последовательность расчета элементов конструкций на прочность.
42. Сформулируйте цель и задачи сопротивления материалов.
43. Для каких целей производятся испытания образцов материалов?
44. Начертите характерную диаграмму растяжения (сжатия) эластичного материала.
45. Сформулируйте закон Р. Гука.
46. Определите геометрические характеристики сечений.
47. Назовите внутренние силовые факторы.
48. Виды разрушений сопутствующих деформации: линейной и угловой.
49. Для каких целей выбирается допускаемое напряжение $[\sigma]$?
50. Дайте определение коэффициенту Пуассона.

51. Напишите выражения, связывающее три постоянные E , G , ν .
52. Дайте определение закону парности касательных напряжений.
53. Дайте последовательность построения эпюр и для каких целей строятся эпюры.
54. Напишите формулу Эйлера для определения устойчивости.
55. Дайте определение критической силы?
56. Назовите гипотезы (теории) прочности.
57. Дайте последовательность расчета элементы конструкций при изгибе с кручением.
58. Перечислите виды сложных нагружений.
59. Дайте определение концентратору напряжения.
60. Дайте определение контактными напряжениями.
61. Дайте определение усталости материала.
62. Поясните назначение коэффициентов динамичности при ударе и колебаниях.
63. Перечислите методы применяемые для повышения усталостной прочности.
64. Какие стадии и этапы работ при проектировании машин и механизмов?
65. Какие конструкционные материалы применяются в машиностроении?
66. Для каких целей вводится стандартизация и взаимозаменяемость?
67. Что такое размер?
68. Что такое допуск?
69. Почему при проектных расчетах зубчатые колеса рассчитывают на контактную прочность?
70. По каким напряжениям производят проверочные расчеты зубчатых колес?
71. Чем отличаются прочностные расчеты конических зубчатых колес?
72. Изобразите конструкцию вала зубчатой передачи.
73. Дайте последовательность расчета валов.
74. В каких случаях применяют подшипники скольжения?

75. Из каких деталей состоят подшипники скольжения?
76. Из каких деталей состоят подшипники качения?
77. Классификация подшипников качения.
78. Назначение и классификация муфт.
79. Из каких материалов изготавливают корпуса, станины?
80. Для каких целей применяют смазочные материалы?
81. Какие виды сварных соединений знаете?
82. По каким напряжениям рассчитываются сварные соединения?
83. Какие типы резьбовых соединений применяются в машиностроении?
84. Как рассчитывают резьбовые соединения на прочность?

Содержание

1. Информация о дисциплине	3
1.1. Предисловие	3
1.2. Содержание дисциплины и виды учебной работы	5
1.2.1. Содержание дисциплины по ГОС	5
1.2.2. Объем дисциплины и виды учебной работы	6
1.2.3. Перечень видов практических занятий и контроля	6
2. Рабочие учебные материалы	11
2.1. Рабочая программа	11
2.2. 1. Тематический план дисциплины (для студентов очной формы обучения)	15
2.2. 1. Тематический план дисциплины (для студентов очно-заочной формы обучения)	16
2.2. 1. Тематический план дисциплины (для студентов заочной формы обучения)	17
2.3. Структурно-логическая схема дисциплины	19
2.4. Временной график изучения дисциплины	20
2.5. Практический блок	21
2.5.1. Практические занятия	21
2.5.2. Лабораторный практикум	21
2.6. Балльно-рейтинговая система оценки знаний	22
3. Информационные ресурсы дисциплины	23
3.1. Библиографический список	23
3.2. Опорный конспект	24
Раздел 1. Основы машиноведения	25

1.1. Основные понятия и определения	26
1.1.1. Построение расчетной модели	27
1.1.2. Основные требования к объектам техники	28
1.1.3. Основы структуры механизмов	29
1.1.4. Классификация кинематических пар	30
1.1.5. Определение степени подвижности механизма	30
1.1.6. Кинематические схемы основных типов механизмов	31
1.1.7. Избыточные связи	32
1.2. Основы кинематики механизмов	39
1.2.1. Задачи кинематики и методы кинематического анализа	39
1.2.2. Аналитический метод	40
1.2.3. Графические методы кинематического анализа	42
1.3. Основы динамики механизмов	44
1.3.1. Основные задачи динамики	44
1.3.2. Силы, действующие на звенья механизмов	44
1.3.3. Уравнение движения механизма в интегральной и дифференциальной формах	45
1.3.4. Режимы движения	48
1.3.5. Механический коэффициент полезного действия	48
1.3.6. Понятие о регулировании хода машин. Силы энергии и их уравновешивание	49

Вопросы для самопроверки	51
Раздел 2. Основные типы механизмов	52
2.1. Рычажные механизмы	52
2.1.1. Кинематический анализ кривошипно-ползунного механизма	53
2.1.2. Кулачковые механизмы	54
2.1.3. Определение основных размеров кулачкового механизма	55
2.1.4. Мальтийский механизм	56
2.1.4.1. Определение основных размеров мальтийского механизма	56
2.1.5. Счетно-решающие и измерительные механизмы	57
2.2. Теория зубчатых передач	60
2.2.1. Основные геометрические параметры цилиндрического зубчатого колеса	63
2.2.2. Коническая зубчатая передача	64
2.2.3. Червячная передача	64
2.2.4. Силы, действующие в зацеплении	65
2.2.5. Планетарные передачи	68
2.3. Манипуляторы и промышленные роботы	71
2.3.1. Геометрические характеристики манипуляторов	71
Вопросы для самопроверки	72
Раздел 3. Обеспечение прочностной надежности	73
3.1. Построение расчетной модели. Общие принципы расчета элементов конструкций	73
3.1.1. Модели материала	74
3.1.2. Модели формы	74
3.1.3. Принцип независимости действия сил (принцип супозиции)	74

3.1.4. Нагрузки, действующие на элементы конструкций	75
3.1.5. Механические свойства конструкционных материалов (диаграмма растяжения (сжатия))	75
3.1.6. Геометрические характеристики материалов	78
3.1.7. Метод сечений. Внутренние силовые факторы. Напряжения: полное, нормальное и касательное. Деформация: линейная, угловая	82
3.1.8. Допускаемые напряжения и условия прочности. Общая методика определения допустимых напряжений	83
3.1.9. Общая методика расчетов на прочность	84
3.2. Растяжение (сжатие) бруса	86
3.2.1. Напряжения, действующие на наклонных площадках	87
3.2.2. Удельная потенциальная энергия деформации	87
3.3. Сдвиг и кручение бруса	88
3.3.1. Напряжения и деформации при чистом сдвиге	88
3.3.2. Кручение цилиндрического бруса	89
3.4. Изгиб бруса	92
3.4.1. Чистый и поперечный изгиб	92
3.4.2. Напряжения при изгибе	94
3.4.3. Касательные напряжения при плоском изгибе	97
3.4.4. Дифференциальное уравнение изогнутой оси балки	98
3.4.4.1. Статически неопределимые системы	99
3.4.5. Устойчивость деформированного состояния бруса.	100
Формула Эйлера	
3.5. Расчет элементов конструкций при сложном нагружении	102
3.5.1. Гипотезы (теории) прочности	103
3.5.2. Расчет на прочность элементов конструкций	104
3.5.2.1. Косой изгиб	104
3.5.2.2. Изгиб с растяжением (сжатием)	104

3.5.2.3. Изгиб с кручением	104
3.6. Местные и контактные напряжения	105
3.6.1. Динамические нагрузки	105
3.6.2. Условие прочности при переменных напряжениях	106
Вопросы для самопроверки	107
Раздел 4. Конструирование и расчет деталей машин	109
4.1. Общие принципы конструирования	109
4.1.1. Конструкционные материалы и их классификация	109
4.1.2. Основы взаимозаменяемости и стандартизации	110
4.2. Расчет зубчатых передач	112
1.3. Валы, подшипники, муфты	114
4.3.1. Валы, оси	114
4.3.2. Подшипники	115
4.3.3. Муфты	116
4.4. Корпусные детали	117
1.4.1. Смазочные и уплотнительные устройства	117
1.5. Соединения деталей	118
1.5.1. Сварные соединения	118
1.5.2. Резьбовые соединения	120
Вопросы для самопроверки	125
Заключение	131
3.3. Глоссарий	132
3.4. Методические указания к выполнению лабораторных работ	136
3.5. Методические указания к выполнению практических работ	136

4. Блок контроля освоения дисциплины	137
4.1. Общие указания	137
4.2. Задание на контрольные работы и методические указания к их выполнению	138
4.3. Задание на курсовой проект и методические указания к его выполнению	171
4.4. Текущий контроль. Тренировочные тесты	171
4.5. Итоговый контроль. Вопросы к экзамену	191

Анатолий Ильич Иванов

Каюм Усманович Кутыев

Прикладная механика

Учебно-методический комплекс

Редактор И.Н. Садчикова

Сводный темплан 2009 г.
Лицензия ЛР № 020308 от 14.02.97

Подписано в печать				Формат 60x84 1/16
Б.кн.-журн.	П.л.	Б.л.	.	Изд-во СЗТУ
Тираж				Заказ

Северо-западный государственный заочный технический университет
Издательство СЗТУ, член Издательско-полиграфической ассоциации
университетов России

191186, Санкт-Петербург, ул. Миллионная, д. 5