

Министерство образования Московской области
ГБПОУ МО «Серпуховский колледж»

СОГЛАСОВАНО

Зам. директора по УР

_____ С.А.Назарова

« ____ » _____ 20__ г.

**Методические рекомендации по
выполнению лабораторных работ
по дисциплине**

ОП.02 «Техническая механика»

**Специальность 23.02.03 «Техническое обслуживание и ремонт
автомобильного транспорта»**

Одобрены на заседании предметно-цикловой комиссии профессионального цикла специальности 23.02.03 «Техническое обслуживание и ремонт автомобильного транспорта»

Протокол № _____ от « ____ » _____ 20__ г.

_____ (А.С. Рачков)

Серпухов

Содержание

ВВЕДЕНИЕ	7
ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ И ЗАЩИТЫ РАБОТЫ. ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ ОТЧЕТА ...	9
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1 ПЛОСКАЯ СИСТЕМА СХОДЯЩИХСЯ СИЛ	11
Краткие теоретические сведения	11
Описание установки	15
Порядок выполнения работы.....	16
Содержание отчета	17
Контрольные вопросы	17
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2 ПЛОСКАЯ СИСТЕМА ПРОИЗВОЛЬНО РАСПОЛОЖЕННЫХ СИЛ	18
Краткие теоретические сведения	18
Описание установки	22
Порядок выполнения работы.....	23
Содержание отчета	24
Контрольные вопросы	24
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №3 ПРОСТРАНСТВЕННАЯ СИСТЕМА СИЛ	25
Краткие теоретические сведения	25
Порядок выполнения работы.....	29
Содержание отчета	29
Контрольные вопросы	29
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПОРНЫХ РЕАКЦИЙ И ВНУТРЕННИХ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ БАЛКИ ПРИ ПЛОСКОМ ПОПЕРЕЧНОМ ИЗГИБЕ	30
Краткие теоретические сведения	30
Описание установки	34
Порядок выполнения работы.....	35
Содержание отчета	36
Контрольные вопросы и задания	36
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №5 СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ	37
Краткие теоретические сведения	37
Порядок выполнения работы.....	55

Контрольные вопросы и задания	57
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №6 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ .	.. 58
Краткие теоретические сведения	58
Порядок выполнения работы.....	67
Контрольные вопросы и задания	68
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №7 СИЛОВОЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ 69
Краткие теоретические сведения	69
Порядок выполнения работы.....	77
Контрольные вопросы и задания	79
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №8 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗНАЧЕНИЙ ПРОГИБА ДВУХОПОРНЫХ БАЛОК 80
Описание установки	80
Порядок выполнения работы.....	81
Содержание отчета	83
Контрольные вопросы и задания	83
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №9 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС 84
Краткие теоретические сведения	84
Порядок выполнения работы.....	87
Содержание отчета	89
Контрольные вопросы и задания	90
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №10 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РЕДУКТОРА С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ ПРЯМОЗУБЫМИ КОЛЕСАМИ 91
Краткие теоретические сведения	91
Описание установки	94
Техника безопасности	95
Порядок выполнения работы.....	95
Содержание отчета	98
Использование установки в УИРС	99
Контрольные вопросы и задания	99

**ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №11 ПОСТРОЕНИЕ ЗУБЬЕВ
С ЭВОЛВЕНТНЫМ ПРОФИЛЕМ МЕТОДОМ
ОБКАТКИ 100**

Краткие теоретические сведения	100
Описание установок	107
Порядок выполнения работы.....	109
Содержание отчета	111
Контрольные вопросы и задания	112

**ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №12 ОПРЕДЕЛЕНИЕ
ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
РЕДУКТОРА С ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ 113**

Краткие теоретические сведения	113
Описание установки	118
Техника безопасности	120
Порядок выполнения работы.....	120
Содержание отчета	122
Использование установки в УИРС	123
Контрольные вопросы и задания	124

**ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №13 ОПРЕДЕЛЕНИЕ
ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
РЕДУКТОРА С ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ 125**

Краткие теоретические сведения	125
Описание установки	127
Техника безопасности	128
Порядок выполнения работы.....	129
Содержание отчета	132
Использование установки в УИРС	132
Контрольные вопросы и задания	133

**ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №14 ОПРЕДЕЛЕНИЕ
ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
РЕМЕННОЙ
ПЕРЕДАЧИ 134**

Краткие теоретические сведения	134
Описание установки	138
Техника безопасности	139
Порядок выполнения работы.....	139
Содержание отчёта	141
Контрольные вопросы и задания	142

**ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №15 ИЗУЧЕНИЕ
КОНСТРУКЦИЙ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ
ХАРАКТЕРИСТИК ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ 143**

Краткие теоретические сведения	143
Порядок выполнения работы.....	152
Содержание отчета	152
Контрольные вопросы и задания	152
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	153

Главной целью аудиторных занятий является ознакомление с основными разделами дисциплины и консультирование по наиболее сложным темам, а также выявление уровня освоения материала дисциплины каждым студентом. При этом до 50 % объема часов выделяется для работы студентов, направленной на самостоятельное освоение необходимого материала дисциплины ОП.02 «Техническая механика» и выполнение требуемых видов работ.

Курс ОП.02 «Техническая механика» является комплексной дисциплиной и содержит основные положения теоретической механики, сопротивления материалов, теории механизмов и машин и деталей машин.

Основные задачи курса ОП.02 «Техническая механика» – освоение расчетов на прочность элементов конструкций и общих принципов проектирования машин и механизмов. В расчетах методы механики нужно использовать творчески.

В настоящем практикуме представлены лабораторные работы, в ходе выполнения которых у студентов должны сформироваться практические навыки по проведению исследований различных видов механических передач.

Цикл лабораторных работ по дисциплине ОП.02 «Техническая механика» реализуется в рамках выделенных часов для проведения данных аудиторных занятий:

Количество и последовательность проведения лабораторных работ уточняются непосредственно при реализации занятий в зависимости от объема часов, выделенных для данного вида учебной работы и оснащенности аудитории, в которой они осуществляются.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ И ЗАЩИТЫ РАБОТЫ. ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ ОТЧЕТА

Перед каждым лабораторным занятием необходимо изучить соответствующие разделы лекционного материала с целью предварительной подготовки к выполнению лабораторной работы. Успешность выполнения каждой лабораторной работы определяется уровнем подготовки студента.

Задания лабораторной работы выполняются самостоятельно студентом во время аудиторного занятия в присутствии преподавателя. Снятые показания или выполненные задания лабораторной работы каждый студент должен самостоятельно представить преподавателю для проверки. Замечания по ходу выполнения и оформлению лабораторной работы, а также выявленные ошибки устраняются студентом самостоятельно. Каждая лабораторная работа защищается студентом лично. Защита лабораторной работы проводится в форме беседы или тестирования, предусматривает решение практических задач или тестов и призвана выявить уровень знаний

студента по теме защищаемой лабораторной работы. Подготовка к защите лабораторной работы осуществляется самостоятельно каждым студентом с проработкой разделов лекционного материала, охватывающего тему данной лабораторной работы, и включает в себя оформление отчета в соответствии со стандартом организации (СТО) и Единой системой конструкторской документации (ЕСКД).

Выполненная лабораторная работа оформляется в виде отчета на листах белой бумаги форматом А4 и включает следующие разделы: титульный лист, задание, цель работы, решение требуемых заданий, содержащее необходимые уравнения, теоремы и расчеты, сопровождаемые пояснениями, требуемыми рисунками и чертежами. В конце отчета приводятся выводы о достигнутых в работе результатах, список литературных источников, использованных студентом при подготовке к выполнению лабораторной работы.

Необходимый графический материал выполняется на листах формата А4 или А3 и подшивается к отчету после списка литературы. При написании текста используются чернила синего или черного цвета, при оформлении графического материала – простые карандаши и чертежные принадлежности. Использование цветных карандашей допускается только для оформления графиков и рисунков. Чертежи, схемы другие графические построения выполняются простыми карандашами в соответствии с ЕСКД. Использование фломастеров не допускается.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ И ЗАЩИТЫ РАБОТЫ. ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ ОТЧЕТА

При оформлении отчетов по лабораторным работам допускается полное или частичное использование ПЭВМ. При использовании ПЭВМ сдается и электронная версия отчета по лабораторной работе. Использование ПЭВМ не является основанием для нарушения или несоблюдения предъявленных требований и положений ЕСКД и СТО.

Отчеты лабораторных работ, оформленные небрежно и без соблюдения предъявляемых требований ЕСКД и СТО, не рассматриваются, не засчитываются и возвращаются студенту для переоформления.

Выполненные и оформленные в соответствии с ЕСКД и СТО отчеты лабораторных работ должны быть представлены преподавателю для проверки.

Проверка правильности выполнения лабораторных работ и оформления отчета осуществляется в течение семестра на аудиторных занятиях или консультациях, проводящихся в соответствии с расписанием преподавателя. Проверенные отчеты лабораторных работ и допущенные преподавателем к защите студент обязан самостоятельно защитить до момента сдачи итогового контроля, т. е. зачета или экзамена в зависимости от особенностей организации данного вида учебной аудиторной работы согласно учебному плану специальности. Срок защит лабораторных работ оканчивается по завершении зачетной недели или с началом сессии. Без выполненных и защищенных лабораторных работ, предусмотренных рабочей программой, студент не получает зачет и не допускается к сдаче экзамена. В этом случае защита лабораторных работ проводится только в конце сессии.

Консультации или дополнительные занятия со студентами в течение семестра, направленные на оказание консультативной помощи по оформлению отчетов лабораторных работ и подготовке к их защите, проводятся только при выделении деканатами соответствующих факультетов нагрузки (часов) для организации данного вида работы. В случае отсутствия нагрузки (часов) для проведения данного вида работы консультации и дополнительные занятия не проводятся, а студенты осуществляют оформление отчетов и подготовку к защите лабораторных работ самостоятельно.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1 ПЛОСКАЯ СИСТЕМА СХОДЯЩИХСЯ СИЛ

Цель работы: ознакомиться с определением равнодействующей и уравновешивающей сил от плоской системы сходящихся сил.

Оборудование: лабораторная установка, тарированные грузы.

Краткие теоретические сведения

Сходящимися называются силы, линии действия которых пересекаются в одной точке.

Если к телу приложены две силы, линии действия которых пересекаются в одной точке, то по аксиоме параллелограмма сил (*равнодействующая двух пересекающихся сил приложена в точке их пересечения и изображается диагональю параллелограмма, построенного на этих силах*) их равнодействующая приложена в точке A пересечения линий действия сил; она изображается диагональю параллелограмма, построенного на этих силах (рис. 1.1). Построение параллелограмма сил можно заменить построением треугольника сил ABD (рис. 1.2).

Направление равнодействующей силы R по контуру силового треугольника противоположно направлению обхода контура треугольника, определяемому слагаемыми силами.

При помощи параллелограмма или треугольника сил можно решить и обратную задачу: разложить силу P на две составляющие P_1 и P_2 , приложенные в той же точке и направленные по заданным линиям действия KL и DE (рис. 1.3).

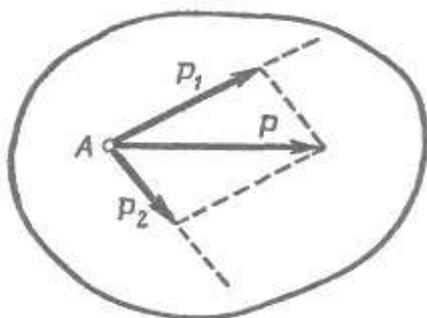


Рис. 1.1. Схема определения вектора равнодействующей силы методом параллелограмма

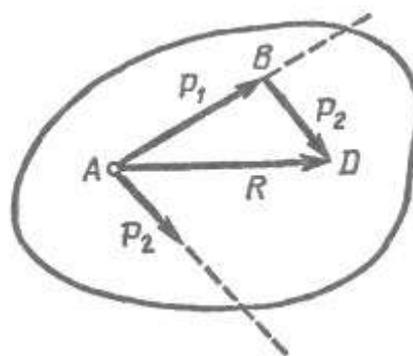


Рис. 1.2. Схема определения вектора равнодействующей силы методом

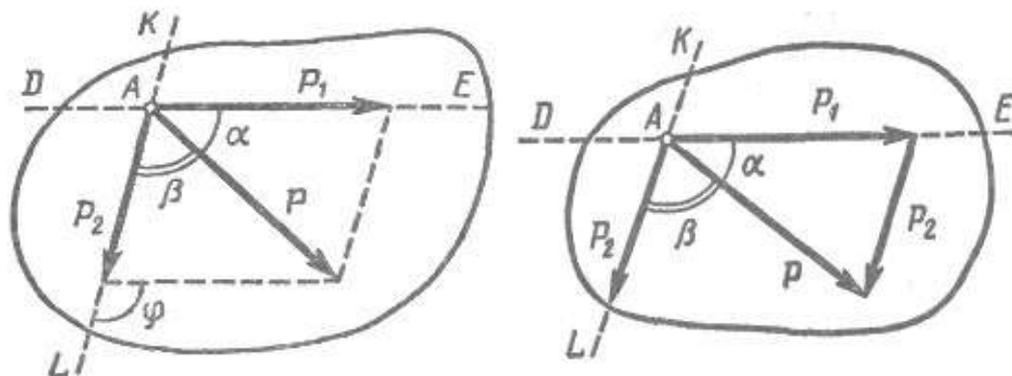


Рис. 1.3. Схемы определения векторов составляющих равнодействующей силы

Значение сил P_1 и P_2 можно определить с помощью теоремы синусов:

$$\frac{P_1}{\sin(180^\circ - \phi)} = \frac{P_2}{\sin \alpha} = \frac{P}{\sin \beta} \quad (1.1)$$

Так как $\phi = \alpha + \beta$, то

$$P^1 = \frac{\sin \beta}{\sin(\alpha + \beta)} P ; \quad P^2 = \frac{\sin \alpha}{\sin(\alpha + \beta)} P \quad (1.2)$$

Условие равновесия сходящихся сил. Пусть к твердому телу в точках A_1, A_2, A_3, A_4, A_5 приложены сходящиеся силы P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 (рис. 1.4). Все эти силы можно перенести в точку O пересечения линий их действия и, строя треугольники сил, последовательно сложить. Тогда равнодействующая этих сил изобразится замыкающей стороной многоугольника сил.

Таким образом, равнодействующая сходящихся сил приложена в точке O пересечения линий действия сил и равна их геометрической сумме:

$$R = P_1 + P_2 + \dots + P_n \quad (1.3)$$

Направление равнодействующей по контуру силового многоугольника противоположно направлению обхода этого контура, определяемому направлением первой силы.

Если к твердому телу приложены три сходящиеся силы, не лежащие в одной плоскости, то их равнодействующая приложена в точке пересечения линий действия сил и изображается диагональю параллелепипеда, построенного на этих силах (рис. 1.5).

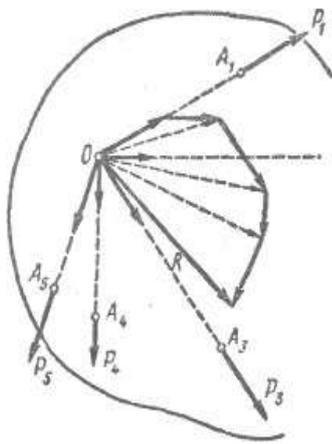


Рис. 1.4. Схема определения вектора равнодействующей плоской системы сходящихся лежащих сил

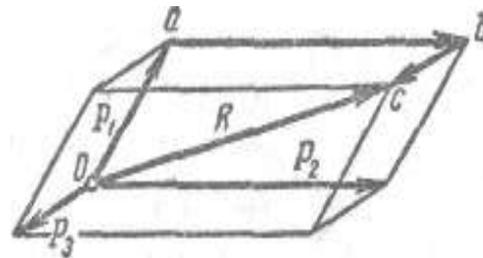


Рис. 1.5. Схема определения равнодействующей трех сходящихся сил, не лежащих в одной плоскости

Действительно, диагональ параллелепипеда Oc является замыкающей стороной многоугольника $Oabc$, т. е.

$$Oc = P_1 + P_2 + P_3 = R. \quad (1.4)$$

Правило сложения трех сходящихся сил в пространстве называется *правилом параллелепипеда сил*.

Сходящиеся силы уравниваются в случае, если их равнодействующая равна нулю, т. е. многоугольник сил замкнут (рис. 1.6):

$$P_1 + P_2 + \dots + P_n = 0 \text{ или } R = 0.$$

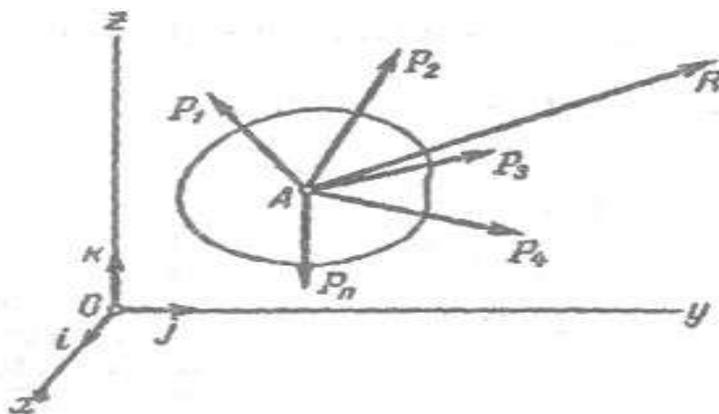


Рис. 1.6. Схема определения равнодействующей для n сил

В замкнутом многоугольнике сил все силы направлены по контуру многоугольника в одну сторону в зависимости от направления обхода.

Три сходящиеся силы уравниваются, если треугольник этих сил замкнут.

Условие равновесия сходящихся сил, расположенных в пространстве и на плоскости, одно и то же. Однако графический метод решения задач на

равновесие сходящихся сил практически применяется только для сил, расположенных в одной плоскости. Решение задач на равновесие сходящихся сил в пространстве построением замкнутого многоугольника сил весьма сложно, так как стороны этого многоугольника не лежат в одной плоскости.

Все задачи на равновесие сил, приложенных к твердому телу (точке), решают по следующему плану:

1. Выделяют твердое тело (точку), к которому приложена система взаимно уравновешивающихся сил.
2. Показывают все действующие на тело активные (задаваемые) силы.
3. Согласно принципу освобождения от связей, действие связей на тело заменяют соответствующими силами – реакциями связей.
4. К полученной системе сил применяют условия равновесия, соответствующие этой системе.
5. Из этих условий определяют искомые величины.

Для аналитического определения равнодействующей системы сходящихся сил составляют уравнения равновесия сил:

$$\begin{aligned} X &= X_1 + X_2 + \dots + X_n, \\ Y &= Y_1 + Y_2 + \dots + Y_n, \quad (1.5) \quad Z = Z_1 + Z_2 + \dots + Z_n. \end{aligned}$$

Здесь X, Y, Z – равнодействующая от сил на каждую из координатных осей.

Проекция силы на каждую координатную ось определяется произведением модуля силы на косинус угла между направлениями оси и силы

(рис. 1.6):

$$\begin{aligned} X_1 &= P_1 \cos(P i_1,); X_2 = P_2 \cos(P i_2,); X_3 = P_3 \cos(P i_3,); \\ Y_1 &= P_1 \cos(P j_1,); Y_2 = P_2 \cos(P_2, j); Y_3 = P_3 \cos(P j_3,); \end{aligned} \quad (1.6)$$

$$Z_1 = P_1 \cos(P k_1,); Z_2 = P_2 \cos(P k_2,); Z_3 = P_3 \cos(P k_3,).$$

Зная величины проекции равнодействующей X, Y, Z , определяют модуль и направление равнодействующей:

$$R = \sqrt{X^2 + Y^2 + Z^2}. \quad (1.7)$$

Если же силы взаимно уравновешиваются, их равнодействующая R равна нулю.

Таким образом, для сходящихся сил в пространстве имеем следующие три уравнения равновесия:

$$\sum X_i = 0; \sum Y_i = 0; \sum Z_i = 0. \quad (1.8)$$

При помощи уравнений (1.8) можно решать задачи на равновесие сходящихся сил, если число неизвестных в задаче не превышает трех. Такой метод решения этих задач называется *аналитическим*.

Если все сходящиеся силы находятся в одной плоскости, то можно применять два уравнения равновесия:

$$\sum X_i = 0; \sum Y_i = 0. \quad (1.9)$$

При помощи этих уравнений можно решить задачу на равновесие сходящихся сил на плоскости, если число неизвестных в ней равно двум.

Если в задаче на равновесие сходящихся сил число неизвестных превышает число уравнений равновесия, то ее нельзя решить методами статики твердого тела.

Описание установки

Установка (рис. 1.7) выполнена в настольном исполнении и состоит из двух оснований 1 с рамой, собранной из стальных цилиндрических стержней 2 с помощью втулок 3. На раме закреплены подвижные блоки с роликами 4. На раме закреплены подвижные блоки с роликами 4. На раме закреплены подвижные блоки с роликами 4.

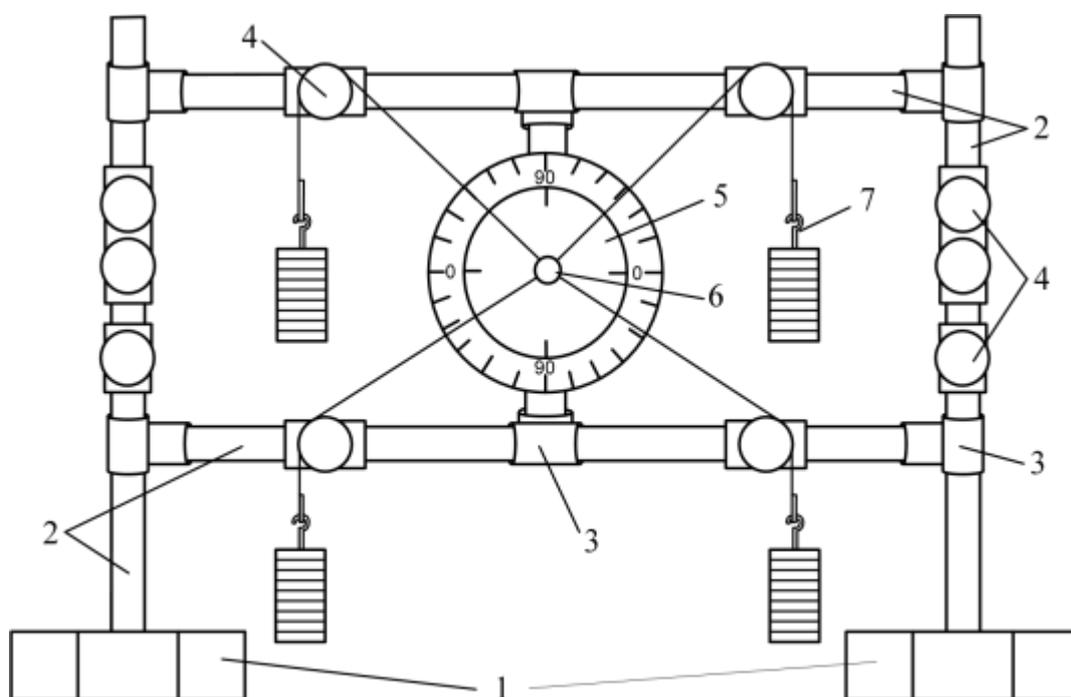


Рис. 1.7. Схема лабораторной установки

В центральной части установки крепится устройство визуального контроля 5, представляющее собой чашку с неподвижным транспортом и

подвижным диском на пружинах, в центре которого установлен палец для крепления капроновых тросиков 6. К тросикам привязываются подвесы 7 с тарированными грузами.

Работа установки для изучения системы плоских сходящихся сил основана на принципе определения величины и направления равнодействующей силы посредством уравновешивающей силы.

Установка позволяет произвести экспериментальное подтверждение правила сложения плоской системы сходящихся сил. Заданные силы должны быть кратными 1 Н и не превышать 10 Н. Углы между линиями действия устанавливаются от 0 до 360° и кратные 10°. Перемещая блоки с роликами по стержням рамы, закрепить их согласно заданной схеме действия сил.

При выполнении лабораторной работы необходимо установить на 3 подвеса грузы заданной величины, при этом палец устройства визуального контроля под действием прикрепленных к нему тросиков с грузами переместится в направлении равнодействующей силы. Для создания уравновешивающей силы нужно натянуть тросик на 4-м блоке в направлении, противоположном направлению равнодействующей силы, и нагрузить 4-й подвес грузами до тех пор, пока не совпадут риски подвижного диска и транспортира. Величина силы определяется массой грузов на уравновешивающем подвесе, а направление – углом силы и горизонтальной осью установки.

Порядок выполнения работы

1. Для плоской системы сходящихся сил следует графическим способом построить в масштабном коэффициенте силовой многоугольник и определить модуль и направление равнодействующей силы.

2. Разместить установку на ровной горизонтальной поверхности стола.

3. Произвести настройку устройства визуального контроля до совпадения рисок на подвижном диске с рисками транспортира посредством натяжения пружин регулировочными гайками.

4. Для расчета результирующей силы системы сходящихся сил необходимо использовать настройку лабораторной установки (см. рис. 1.7) в определенной последовательности:

надеть на палец устройства визуального контроля петли с капроновыми тросиками и привязанными подвесами; установить подвижные блоки в выбранные положения и перебросить через ролики блоков тросики с подвесами; нагрузить подвесы заданными наборами гирь (не превышающими 10 Н)

и определить углы наклона натянутых тросиков к осям X и Y ; проверить, уравновешена ли система сил, приложенная к подвижному диску. Если нет, то смещение пальца на подвижном диске совпадает с направлением равнодействующей данной системы сил; вычислить проекции равнодействующей, суммируя проекции задан-

ных сил. Определить модуль равнодействующей и направляющие косинусы ее вектора по соответствующим формулам; установить один из капроновых тросиков в направлении, обратном смещению пальца неподвижного диска, и нагружать прикрепленный к нему подвес до тех пор, пока риски подвижного диска не совпадут с рисками шкалы транспорта. Сумма весов грузов на этом подвесе будет равна модулю уравнивающей силы.

5. Для заданной системы сил аналитически определить модуль и направление равнодействующей.

6. Сравнить результаты, полученные аналитическим и экспериментальным путем. Выявленные небольшие расхождения теоретических результатов с экспериментальными данными объясняются тем, что при расчетах не учитывается влияние веса тросиков и трения в осях блоков.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Приборы и инструменты, необходимые для проведения лабораторной работы.
3. Система сходящихся сил.
4. Силовой многоугольник (построенный в масштабном коэффициенте сил) для определения модуля и направления равнодействующей R .
5. Модуль равнодействующей R и направление, а также модуль и направление уравнивающей силы $P_{ур}$, рассчитанные по формулам [\(1.5\)](#), [\(1.6\)](#), [\(1.7\)](#).
6. Значение R и его направление, полученное практическим путем.
7. Выводы по выполненной работе.

Контрольные вопросы

1. Как определяется направление равнодействующей системы сходящихся сил при построении векторного силового многоугольника?
2. Каковы условия и уравнения равновесия системы сходящихся сил, расположенных в плоскости?
3. Каковы условия и уравнения равновесия системы сходящихся сил, расположенных в пространстве?
4. Как формулируется план решения задач статики на равновесие сил?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2

ПЛОСКАЯ СИСТЕМА ПРОИЗВОЛЬНО РАСПОЛОЖЕННЫХ СИЛ

Цель работы: ознакомиться с определением равнодействующей и уравновешивающей силы при действии на тело плоской системы произвольно расположенных сил.

Оборудование: лабораторная установка, тарированные грузы.

Краткие теоретические сведения

Под *плоской системой произвольно расположенных сил* понимают совокупность сил, расположенных в одной плоскости, линии действия которых не пересекаются в одной точке. Плоскую систему произвольно расположенных сил можно значительно упростить, приведя силы к одному центру O .

В результате чего в этом центре будет приложена сила R , называемая *главным вектором*, и к телу в целом будет приложена пара сил с моментом M_O , называемым *главным моментом относительно этого центра*.

Главный вектор R равен геометрической сумме сил, входящих в данную систему, а главный момент M_O – алгебраической сумме моментов сил относительно центра приведения, включая и алгебраическую сумму моментов пар сил:

$$R = \sum F_k, M_O = \sum m_O(F_k).$$

Численное значение главного вектора определяют по его проекциям на координатные оси:

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2},$$

где $R_x = \sum F_{kx}$ и $R_y = \sum F_{ky}$

Направление главного вектора находят по косинусам направляющих углов:

$$\cos(R, i) = \frac{R_x}{R}, \quad \cos(R, j) = \frac{R_y}{R},$$

где i, j – орты осей Ox и Oy .

Условиями равновесия тела под действием произвольной плоской системы сил являются равенство нулю главного вектора и главного момента относительно любого центра O :

$$R = 0 \quad \text{и} \quad M_O = 0.$$

Эти условия выполняются, если:

$$\sum F_{kx} = 0,$$

$$\left\{ \begin{aligned} \sum F_{ky} &= 0, \\ \sum m_O(F_k) &= 0. \end{aligned} \right. \quad (2.1)$$

Уравнения (2.1) называются основными уравнениями равновесия. Существуют еще две формы уравнений равновесия:

$$\left\{ \begin{aligned} \sum m_A(F_k) &= 0, \\ \sum m_B(F_k) &= 0, \\ \sum F_{kx} &= 0, \end{aligned} \right. \quad (2.2) \quad \sum m_{\tilde{N}}$$

$(F_k) = 0.$

В системе уравнений (2.2) ось x не должна быть перпендикулярной к прямой, проходящей

$$\left\{ \begin{aligned} \sum m_A(F_k) &= 0, \\ \sum m_B(F_k) &= 0, \end{aligned} \right. \quad (2.3)$$

Геометрическое сложение сил F_1, F_2, \dots, F_n основывается на построении в масштабе векторного многоугольника, замыкающая сторона которого

представляет эту сумму и называется главным вектором R (рис. 2.1):

$$R = F_1 + F_2 + \dots + F_n = \sum F_k \quad (k=1, 2, \dots, n).$$

Аналитическое сложение сил основано на известной теореме векторной алгебры: проекция вектора суммы на ось равна алгебраической сумме проекций слагаемых векторов на ту же ось, т. е.

$$\begin{aligned} R_x &= F_1x + F_2x + \dots + F_nx = \sum F_{kx}, \\ R_y &= F_1y + F_2y + \dots + F_ny = \sum F_{ky}, \\ R_z &= F_1z + F_2z + \dots + F_nz = \sum F_{kz}. \end{aligned}$$

Модуль (численное значение) главного вектора

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2 + R_z^2}.$$

Действие силы на твердое тело может вызвать вращательный эффект, который для плоской системы сил оценивается моментом силы относительно какой-либо точки O на плоскости (рис. 2.2):

$$m_O(F_1) = F_1 \cdot h_1; \quad m_O(F_2) = -F_2 \cdot h_2,$$

где h_1, h_2 – плечи сил F_1 и F_2 относительно точки O .

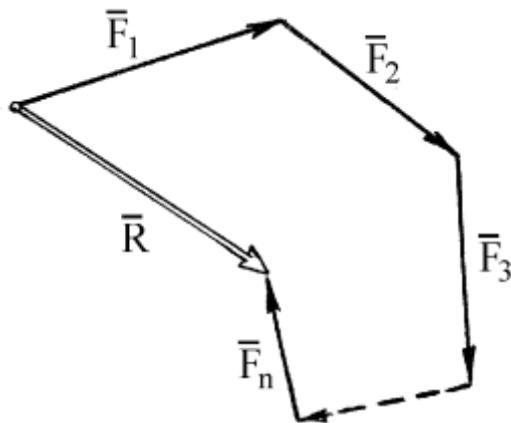


Рис. 2.1. Замкнутый многоугольник векторов сил

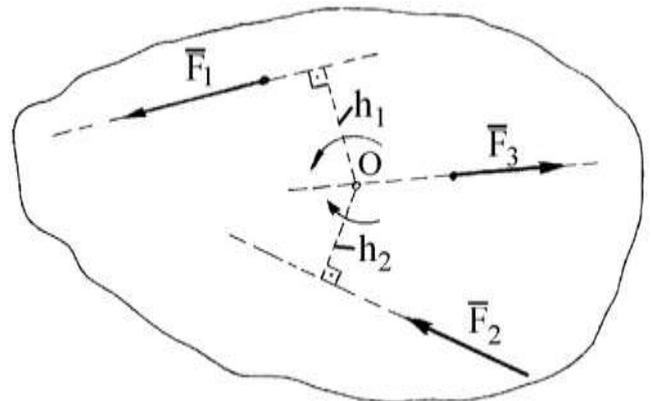


Рис. 2.2. Схема определения плеч моментов пары сил

Плечом называется длина перпендикуляра, опущенного из точки O на линию действия соответствующей силы. Если данная сила стремится вращать тело вокруг точки O против хода часовой стрелки, то ее моменту относительно этой точки приписывают знак «+». Момент силы относительно точки равен нулю, если линия действия силы проходит через эту точку, так как

при этом плечо равно нулю (например, $m_o(F_3)=0$).

Вычисление момента силы относительно какой-либо точки во многих случаях упрощается, если эту силу разложить на две взаимно перпендикулярные составляющие и применить теорему Вариньона, согласно которой момент равнодействующей сходящихся сил относительно любого центра равен сумме моментов составляющих сил относительно того же центра. Например, для равнодействующей силы F и ее составляющих F' и F'' (рис. 2.3) имеем

$$m_o(F) = m_o(F') + m_o(F'')$$

где $|F'| = F' = F \cos \alpha$, $|F''| = F'' = F \sin \alpha$. Таким

образом,

$$m_o(F) = -F \cdot \cos \alpha (a + c) + (F \sin \alpha) b.$$

Вращательный эффект вызывает также пара сил, под которой понимается совокупность двух сил, равных по модулю, направленных в противоположные стороны и линии действия которых параллельны (рис. 2.3).

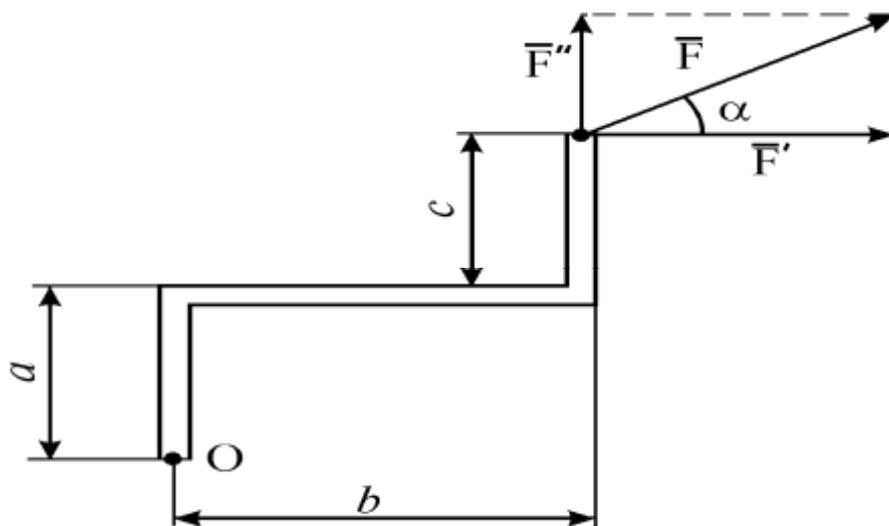


Рис. 2.3. Схема применения теоремы Вариньона

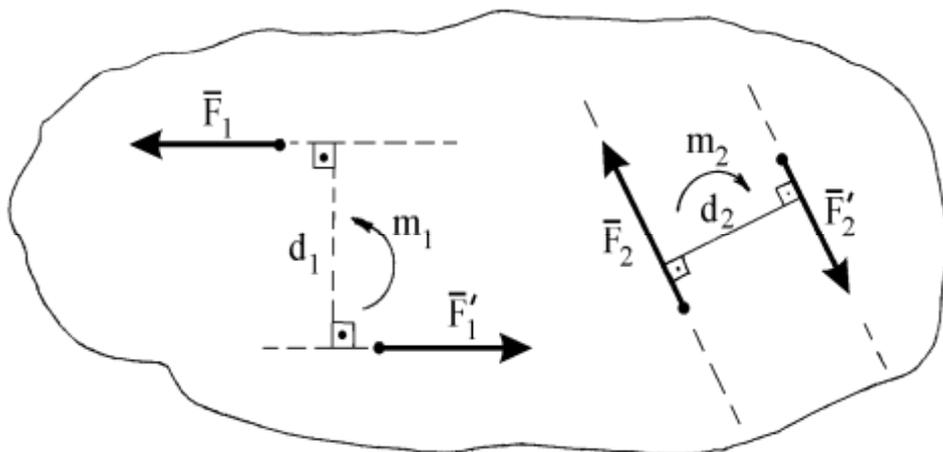


Рис. 2.4. Схемы определения направлений действия моментов пар сил

Пара сил, стремящаяся вращать тело против хода часовой стрелки, считается положительной, а по ходу часовой стрелки – отрицательной. Пара сил характеризуется ее моментом, который равен взятому со знаком «плюс» или «минус» произведению модуля одной из сил данной пары на плечо пары, т. е. на кратчайшее расстояние между линиями действия сил пары.

Обозначив момент пары буквой m , а плечо пары буквой d , будем иметь (рис. 2.4)

$$m_1 = F_1 \cdot d_1; m_2 = -F_2 \cdot d_2.$$

Систему пар сил, расположенных в одной плоскости, можно заменить одной эквивалентной парой, момент которой M равен алгебраической сумме моментов пар:

$$M = m_1 + m_2 + \dots + m_n = \sum m_k (k = 1, 2, \dots, n).$$

Описание установки

Установка (рис. 2.5) выполнена в настольном исполнении и состоит из основания и рамы, собранной из стальных цилиндрических стержней с помощью втулок. На раме закреплены подвижные блоки с роликами.

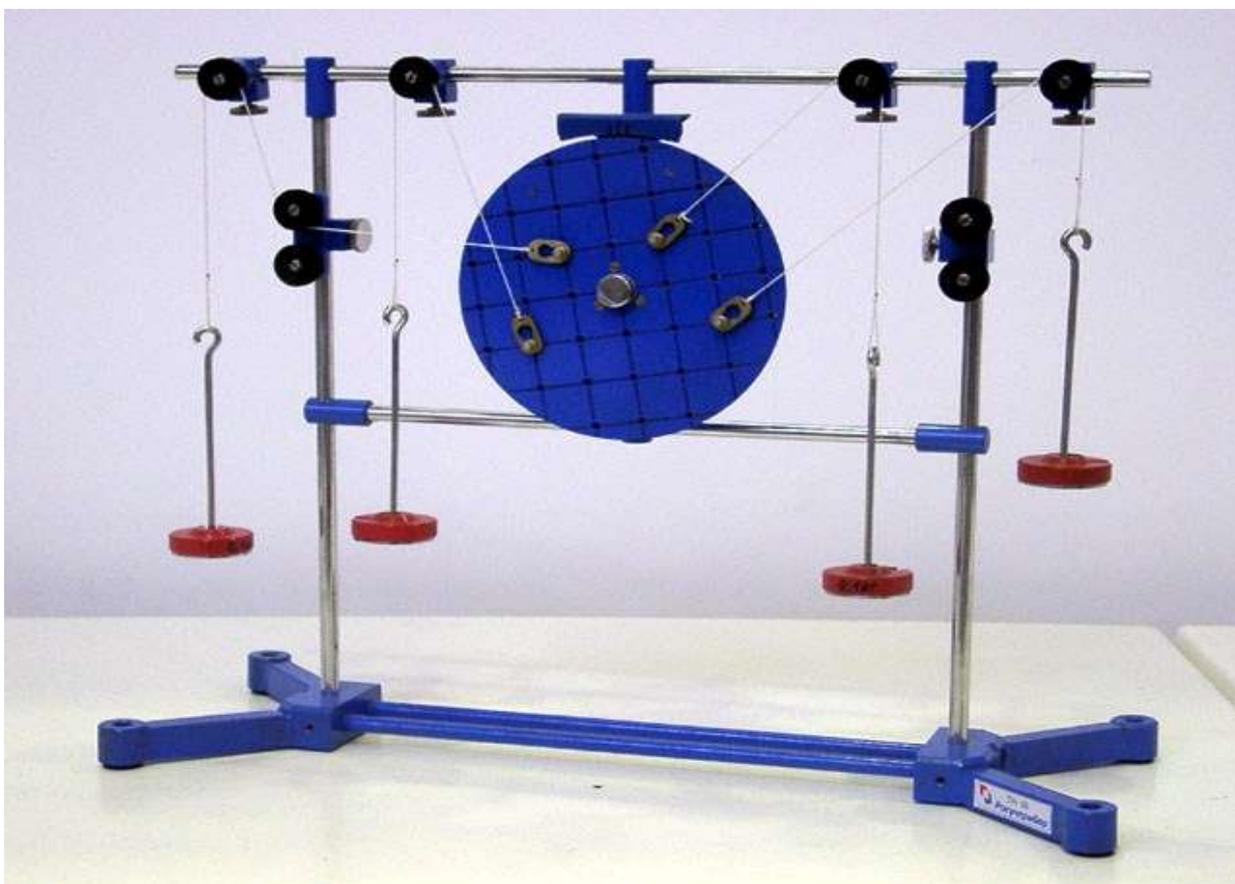


Рис. 2.5. Лабораторная установка

В центральной части установки крепится устройство визуального контроля, состоящее из транспортера, неподжно закрепленного на раме, и подвижного диска, закрепленного посредством пружин. На диске устанавливаются пальцы для крепления капроновых тросиков. К тросикам привязываются подвесы с тарированными грузами.

Работа установки основана на принципе определения величины и направления равнодействующей силы посредством уравновешивающей силы.

Установка позволяет произвести экспериментальное подтверждение правила сложения плоской системы произвольно расположенных сил. Заданные силы должны быть кратными 1 Н и не превышать 10 Н. Углы между линиями действия устанавливаются от 0 до 360° и кратные 10°. Перемещая блоки с роликами по стержням рамы, требуется закрепить их согласно заданной схеме действия сил.

При выполнении лабораторной работы необходимо установить на 3 подвеса грузы заданной величины, при этом палец устройства визуального контроля под действием прикрепленных к нему тросиков с грузами переместится в направлении равнодействующей силы. Для создания уравновешивающей силы нужно натянуть тросик на 4-м блоке в направлении, противоположном направлению равнодействующей силы, и нагружать 4-й подвес грузами до тех пор, пока не совпадут риски подвижного диска и транспортира. Величина силы определяется массой грузов на уравновешивающем подвесе, а направление – углом силы и горизонтальной осью установки.

Порядок выполнения работы

1. Для плоской системы произвольно расположенных сил следует графическим способом построить в масштабном коэффициенте силовой многоугольник и определить модуль и направление равнодействующей силы.

2. Разместить установку на ровной горизонтальной поверхности стола.

3. Произвести настройку устройства визуального контроля до совпадения рисок на подвижном диске с рисками транспортира посредством натяжения пружин регулировочными гайками.

4. Для расчета результирующей силы системы сходящихся сил необходимо использовать настройку лабораторной установки ([рис. 2.5](#)) в такой последовательности:

надеть на палец устройства визуального контроля петли с капроновыми тросиками и привязанными подвесами;
установить подвижные блоки в выбранные положения и перебросить через ролики блоков тросики с подвесами;
нагрузить подвесы заданными наборами гирь (не превышающими 10 Н) и определить углы наклона натянутых тросиков к осям X и Y ;
проверить, уравновешена ли система сил, приложенная к подвижному диску, если нет, то смещение пальца на подвижном диске совпадает с направлением равнодействующей данной системы сил;
вычислить проекции равнодействующей, суммируя проекции заданных сил.
определить модуль равнодействующей и направляющие косинусы ее вектора по соответствующим формулам;
установить один из капроновых тросиков в направлении, обратном смещению пальца неподвижного диска, и нагружать прикрепленный к нему подвес до тех пор, пока риски подвижного диска не совпадут с рисками шкалы транспортира.

Сумма весов грузов на этом подвесе будет равна модулю уравновешивающей силы.

5. Для заданной системы сил аналитически определить модуль и направление равнодействующей.

6. Сравнить результаты, полученные аналитическим и экспериментальным путем.

Содержание отчета

1. Цель работы.

2. Приборы и инструменты, необходимые для проведения лабораторной работы.

3. Система произвольно расположенных сил.

4. Силовой многоугольник (построенный в масштабном коэффициенте сил) для определения модуля и направления равнодействующей R .

5. Модуль равнодействующей R и направление, а также модуль и направление уравнивающей силы $P_{ур}$, полученное аналитическим путем по формулам.

6. Значение R и его направление, полученное практическим путем.

7. Выводы по выполненной работе.

Контрольные вопросы

1. Как определяется направление равнодействующей системы произвольно расположенных сил при построении векторного силового многоугольника?

2. Каковы условия и уравнения равновесия системы произвольно расположенных сил в плоскости?

3. Каковы условия и уравнения равновесия системы произвольно расположенных сил в пространстве?

4. Как формулируется план решения задач статики на равновесие сил?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №3 ПРОСТРАНСТВЕННАЯ СИСТЕМА СИЛ

Цель работы: ознакомиться с определением равнодействующей и уравнивающей сил при действии на тело пространственной системы сил. **Оборудование:** лабораторная установка, тарированные грузы.

Краткие теоретические сведения

Моментом силы F относительно центра O называется приложенный в этом центре вектор $m_o(\vec{F})$, модуль которого равен произведению модуля

силы \vec{F} на ее плечо h и который направлен перпендикулярно плоскости, проходящей через центр O и линию действия силы в ту сторону, откуда «вращение», совершаемое силой вокруг точки O , представляется происходящим против хода часовой стрелки (рис. 3.1):

$$|m_o(\vec{F})| = F h. \quad (3.1)$$

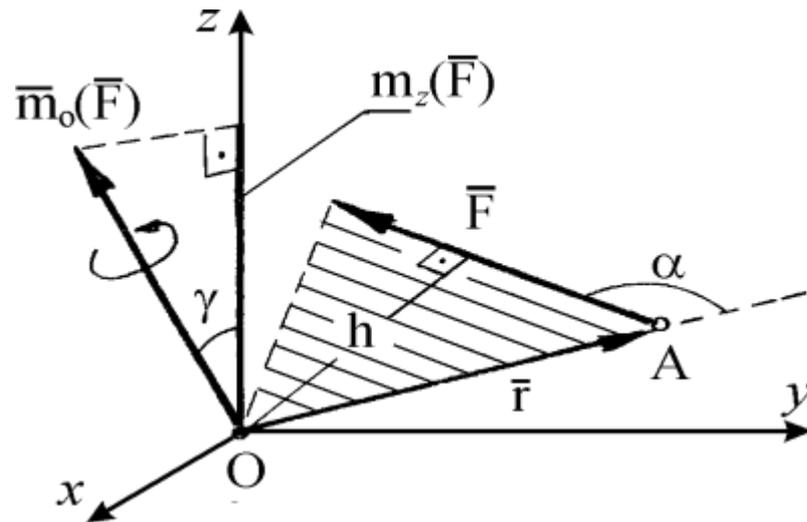


Рис. 3.1. Схема определения момента силы пространственной системы

Момент силы F относительно центра O может быть представлен в виде векторного произведения:

$$m_o(\vec{F}) = \vec{r} \times \vec{F}, \quad (3.2)$$

где \vec{r} – радиус-вектор точки приложения силы.

Таким образом, модуль векторного произведения равен

$$|m_o(\vec{F})| = r F \sin \alpha = F h \quad (3.3)$$

Заметим также, что вектор $m_o(\vec{F})$ направлен перпендикулярно плоскости,

проходящей через векторы \vec{r} и \vec{F} , в ту сторону, откуда кратчайший

поворот вектора \vec{r} к направлению вектора \vec{F} представляется происходящим против хода часовой стрелки.

Моментом силы F относительно какой-либо оси z , проходящей через центр O (рис. 3.1), называется скалярная величина, равная проекции вектора $m_o(\vec{F})$ на эту ось:

$$m_z(\vec{F}) = |\vec{r}| |\vec{F}| \sin \gamma.$$

Механический смысл величины $m_z(\vec{F})$ состоит в том, что она характеризует

вращательный эффект силы, когда эта сила стремится повернуть тело вокруг оси z . Если разложить силу F на составляющие F_{xy} и F_z , где

$F_z \parallel Oz$ (рис. 3.2), то поворот вокруг оси z будет совершать только состав-

ляющая F_{xy} и вращательный эффект всей силы F будет определяться величиной $m_z(F) = \pm F h_{xy}$. Составляющая же F_z повернуть тело вокруг оси z не может (она лишь может сдвинуть тело вдоль оси z).

Момент силы относительно оси z будет иметь знак «плюс», когда с положительного конца этой оси поворот, который стремится совершить сила

F_{xy} вокруг этой оси, виден происходящим против хода часовой стрелки, и знак «минус» – когда по ходу часовой стрелки.

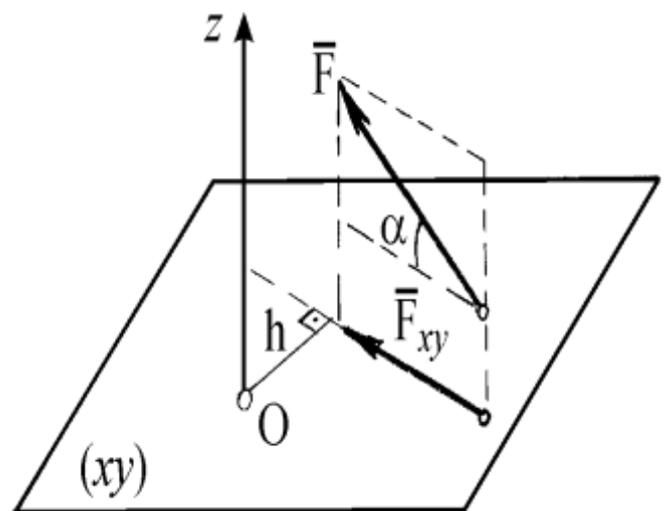
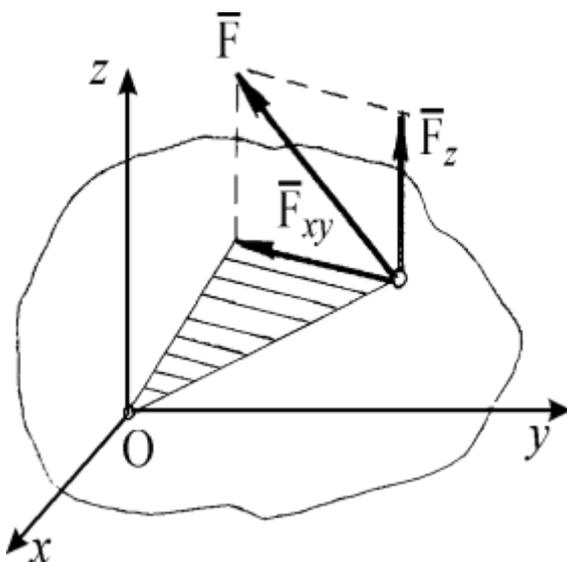


Рис. 3.2. Схема определения проекций силы сил пространственной системы системы

Рис. 3.3. Схема определения момента пространственной системы

Для того чтобы определить момент какой-либо силы \vec{F} относительно какой-либо оси z (рис. 3.3), нужно провести любую плоскость (xy), перпендикулярную к данной оси, и, спроектировав силу на эту плоскость, найти алгебраическую величину момента полученной проекции F_{xy} относительно точки O пересечения оси z с плоскостью xy :

$$m_z(F) = m_O(F_{xy}) = F h \cdot \cos \alpha.$$

Момент силы относительно оси равен нулю, когда сила параллельна оси либо когда линия действия силы пересекает ось.

При рассмотрении равновесия произвольной пространственной системы сил приходится определять моменты пар сил относительно осей, для чего момент пары сил представляют в виде вектора.

Момент пары, как вектор, направлен по перпендикуляру к плоскости действия пары в ту сторону, откуда вращение тела парой сил представляется происходящим против направления вращения часовой стрелки.

Изображенные на рис. 3.4 векторы \vec{M}_1 и \vec{M}_2 представляют собой, со-

ответственно, моменты пар (F_1, F_1') и (F_2, F_2') .

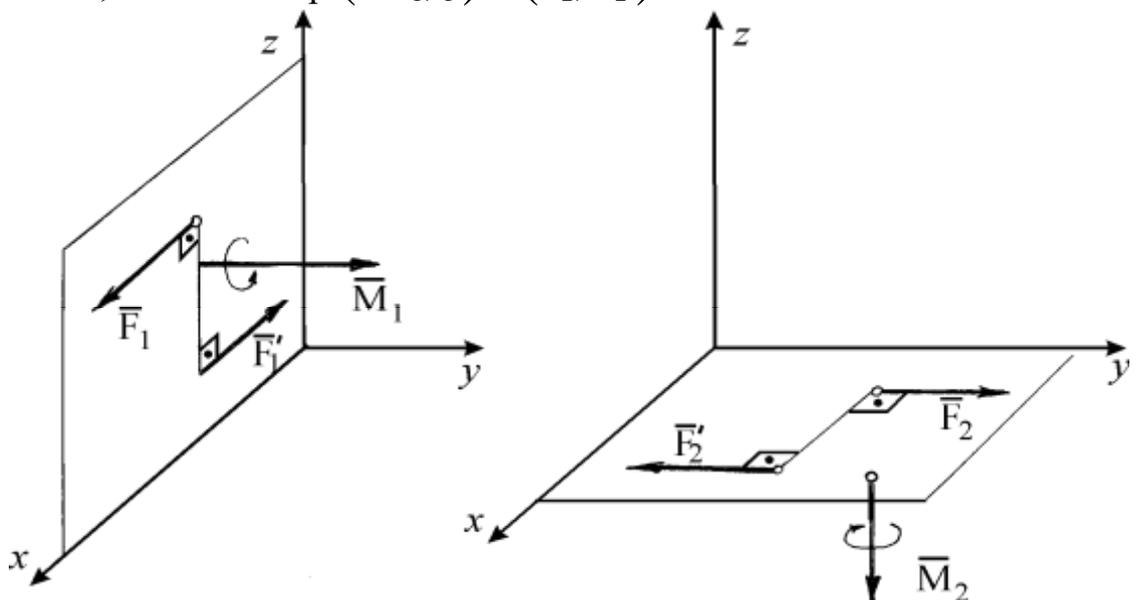


Рис. 3.4. Схема определения направления действия момента пары сил в пространственной системе

Так как пару сил можно переносить в ее плоскости действия и в любую другую плоскость, ей параллельную, то ее момент M не имеет определенной

точки приложения и является *свободным вектором*. Такие векторы можно переносить параллельно самим себе в любую точку тела.

При определении момента пары сил относительно какой-либо оси достаточно найти проекцию вектора-момента этой пары на данную ось. Так, на примере, изображенном на [рис. 3.4](#), будем иметь

$$\begin{aligned} M_{1x} &= 0; & M_{1y} &= M_1; & M_{1z} &= 0; \\ M_{2x} &= 0; & M_{2y} &= 0; & M_{2z} &= -M_2. \end{aligned}$$

Если требуется сложить пары сил, то достаточно сложить их векторы-моменты как свободные векторы, т. е. перенести эти векторы параллельно самим себе в общую точку и применить правило сложения векторов.

Так, на примере двух пар сил (F_1, F_1') и (F_2, F_2') , расположенных в плоскостях xBy и xBz соответственно ([рис. 3.5](#)), будем иметь

$$\vec{M} = \vec{M}_1 + \vec{M}_2$$

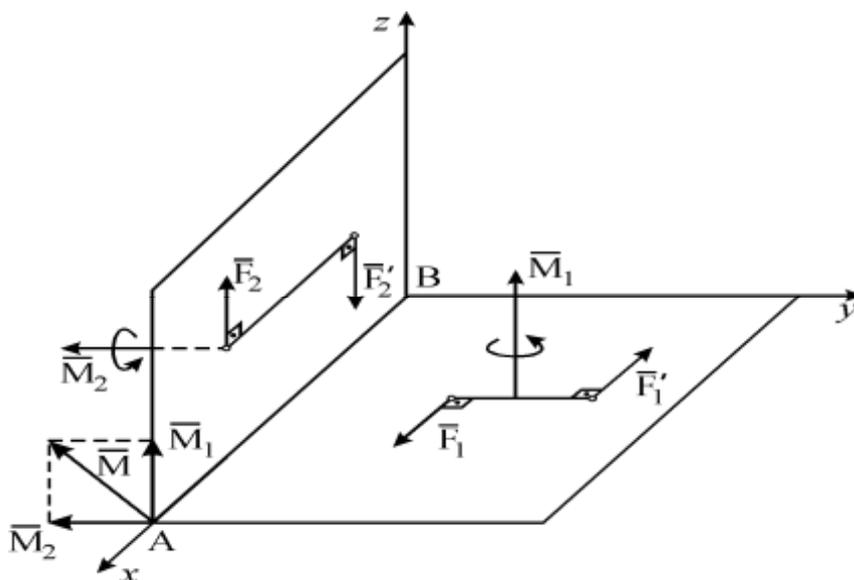


Рис. 3.5. Схема определения результирующего момента сил пространственной системы

Модуль M результирующего вектора \vec{M} находим как величину диагонали прямоугольника, построенного на векторах M_1 и M_2 :

$$M = \sqrt{M_{12}^2 + M_{22}^2},$$

или в проекциях на координатные оси:

$$\begin{aligned} M_x &= M_{1x} + M_{2x} = 0; \\ M_y &= M_{1y} + M_{2y} = -M_2; \\ M_z &= M_{1z} + M_{2z} = M_1, \end{aligned}$$

следовательно,

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{(-M_2)^2 + M_{.12}^2}$$

Любую пространственную систему сил можно привести к некоторому центру O , в результате чего будет получен главный вектор \vec{R} , приложенный в этом центре, и главный момент M_O относительно этого центра O . Как известно, главный вектор равен геометрической сумме всех сил:

$$\vec{R} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \dots + \vec{F}_n = \sum \vec{F}_k, \quad (3.4)$$

и не зависит от выбора центра приведения, а главный момент M_O равен геометрической сумме векторов-моментов всех сил относительно этого центра (включая и векторы-моменты всех пар сил) и зависит от выбора центра приведения:

$$M_O = \sum m F_O(k). \quad (3.5)$$

Условиями равновесия произвольной пространственной системы сил являются равенство нулю главного вектора этой системы сил и главного момента относительно любого центра, что выражается шестью уравнениями равновесия в проекциях на оси декартовой системы координат:

$$\begin{aligned} R_x = \sum F_{kx} = 0; & \quad M_{Ox} = \sum m_x (F_k) = 0; \\ R_y = \sum F_{ky} = 0; & \quad M_{Oy} = \sum m F_y(k) = 0; \\ R_z = \sum F_{kz} = 0; & \quad M_{Oz} = \sum m F_z(k) = 0. \end{aligned} \quad (3.6)$$

Порядок выполнения работы

1. Получить задание у преподавателя.
2. Для пространственной системы сходящихся сил следует графическим способом построить в масштабном коэффициенте силовой многоугольник и найти модуль и направление равнодействующей силы.

3. Для заданной системы сил аналитически определить модуль и направление равнодействующей, используя зависимости [\(3.1\)](#), [\(3.2\)](#), [\(3.3\)](#), [\(3.4\)](#), [\(3.5\)](#), [\(3.6\)](#).

4. Сравнить результаты, полученные аналитическим и графическим методами.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Приборы и инструменты, необходимые для проведения лабораторной работы.
3. Система произвольно расположенных сил.
4. Силовой многоугольник (построенный в масштабном коэффициенте сил) для определения модуля и направления равнодействующей R .

Модуль равнодействующей R и направление, а также модуль и направление уравновешивающей силы $P_{ур}$, полученное аналитическим путем по выведенным формулам на основе зависимостей [\(3.1\)](#), [\(3.2\)](#), [\(3.3\)](#), [\(3.4\)](#), [\(3.5\)](#), [\(3.6\)](#).

5. Значение R и его направление, полученное практическим путем.
6. Выводы по выполненной работе.

Контрольные вопросы

1. Как определить момент силы относительно оси?
2. В каких случаях момент силы относительно оси равен нулю?
3. Как представить вектор-момент пары сил, расположенной в пространстве?
4. Как складываются пары сил в пространстве?
5. Как вычислить главный вектор и главный момент пространственной произвольной системы сил?
6. Каковы условия и уравнения равновесия произвольной пространственной системы сил?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПОРНЫХ РЕАКЦИЙ И ВНУТРЕННИХ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ БАЛКИ ПРИ ПЛОСКОМ ПОПЕРЕЧНОМ ИЗГИБЕ

Цель работы: научиться определять внутренние силовые факторы балки при плоском поперечном изгибе.

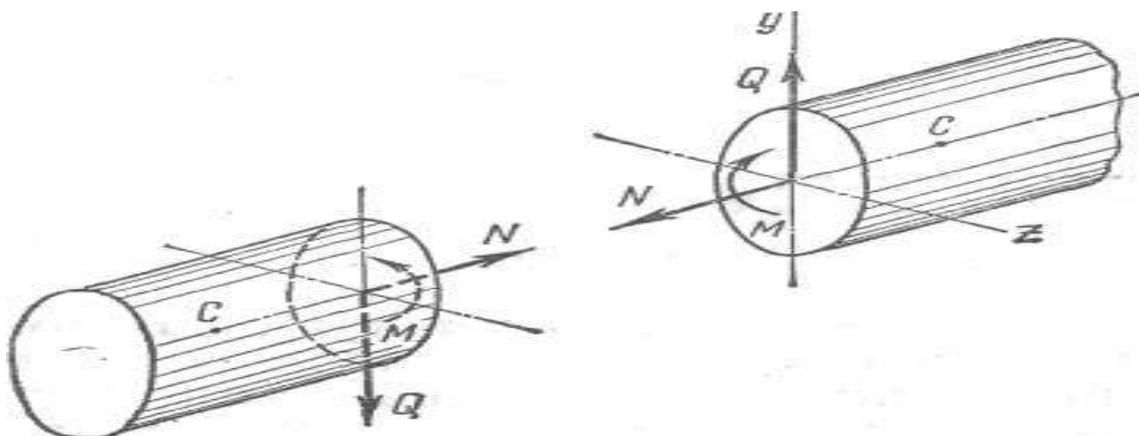
Оборудование: лабораторная установка, тарированные грузы, измерительные индикаторы часового типа.

Краткие теоретические сведения

В случаях деформации растяжения-сжатия или кручения прямых брусьев их оси остаются прямыми и после деформации. В отличие от этих видов деформаций при изгибе происходит искривление осей прямых брусьев или изменение кривизны осей кривых брусьев.

Различают два вида изгиба: *прямой изгиб* (возникает, когда изгибающий момент в поперечном сечении бруса действует в плоскости, проходящей через одну из главных центральных осей инерции сечения) и *косой изгиб* (возникает, когда плоскость действия изгибающего момента в поперечном сечении бруса не проходит ни через одну из главных центральных осей инерции сечения).

При расчете конструкций встречаются различные внешние нагрузки (сосредоточенные силы F , распределенные силы q и сосредоточенные моменты M). Внешние нагрузки, действующие на брус, вызывают появление в них внутренних усилий.



Ри
с.

4.1. Схема действия внутренних силовых факторов в поперечном сечении бруса

При действии на брус внешних нагрузок, расположенных в одной плоскости, проходящей через ее ось (т. е. в случае плоского действия сил), в каждом поперечном сечении бруса возникают внутренние силовые факторы (усилия), действующие в этой же плоскости, а именно (рис. 4.1):

продольная сила N , приложенная в центре тяжести сечения, действующая перпендикулярно к сечению; *поперечная сила Q* , действующая в плоскости поперечного сечения, проходящая через его центр тяжести; *изгибающий момент M_x* , действующий в плоскости, перпендикулярной к поперечному сечению. Изгибающий момент обозначается также M_y ,

M_z (где индекс y или z указывает на ось, расположенную в поперечном сечении бруса, относительно которой действует момент) или просто M .

Опоры

Множество видов нагрузок, действующих на различные конструкции, не бывают взаимно уравновешенными; неподвижность конструкции под действием этих нагрузок обеспечивается благодаря наличию опор, соединяющих ее с основанием. В опорах возникают реакции, которые вместе с заданными нагрузками представляют уравновешенную систему внешних сил, действующих на конструкцию.

Рассмотрим различные типы опор плоских систем (рис. 4.2).

1. *Защемление, или заделка* (рис. 4.2, а). Защемленный (или заделанный) конец бруса не может ни смещаться поступательно, ни поворачиваться. Следовательно, число степеней свободы бруса с защемленным концом равно нулю. В данном виде опоры возникают: вертикальная реакция R , препятствующая вертикальному смещению конца бруса; горизонтальная реакция (сила H), исключающая возможность его горизонтального смещения, и реактивный момент M , препятствующий повороту. Силы R и H являются составляющими одной реактивной силы. Поэтому значения указанных составляющих определяют отдельно.

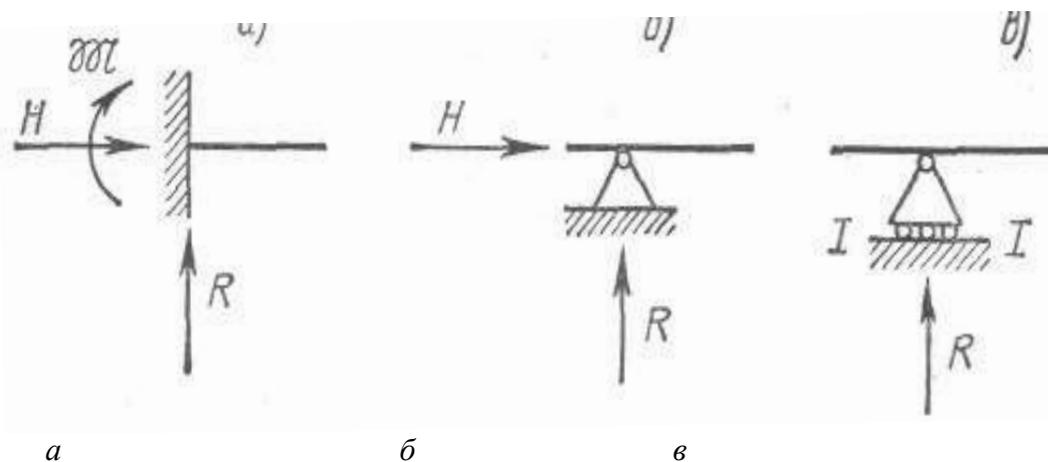


Рис. 4.2. Типы опор

2. *Шарнирно-неподвижная опора* (рис. 4.2, б). Поперечное сечение бруса, проходящее через шарнирно-неподвижную опору, не может смещаться поступательно. В опоре возникает реактивная сила, проходящая через центр шарнира. Ее составляющими являются вертикальная сила R , препятствующая вертикальному смещению, и горизонтальная сила H , исключающая горизонтальное смещение закрепленного сечения бруса.

3. *Шарнирно-подвижная опора* (рис. 4.2, в). Поперечное сечение бруса, проходящее через шарнирно-подвижную опору, может смещаться параллельно опорной плоскости I–I и поворачиваться, но оно не может

смещаться перпендикулярно к опорной плоскости. В опоре возникает только одна реакция – в виде силы R , перпендикулярной к опорной плоскости.

Изгибающий момент и поперечная сила

При расчетах необходимо учитывать знак изгибающего момента (рис. 4.3). Изгибающий момент $M_{из}$ в поперечном сечении считается отрицательным, когда элемент бруса изгибается выпуклостью вверх (рис. 4.3, а). Поперечная сила Q считается положительной, когда она стремится повернуть элемент по часовой стрелке (рис. 4.3, б). Продольная сила N в сечении положительна при растяжении.

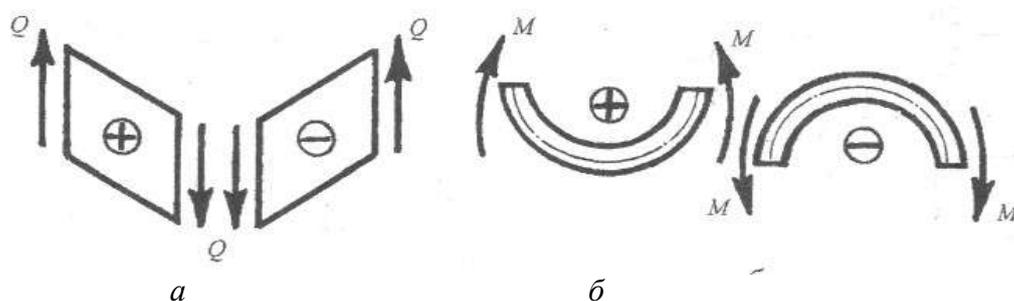


Рис. 4.3. Знаки поперечной силы и изгибающего момента

Необходимо отметить, что при определении внутренних усилий моменты и проекции вычисляются от всех внешних сил, приложенных к брусу по одну (и только по одну) сторону от рассматриваемого поперечного сечения.

Между изгибающим моментом, поперечной силой и интенсивностью распределенной нагрузки имеются дифференциальные зависимости.

Первая производная от изгибающего момента по абсциссе сечения равна поперечной силе:

$$Q = \frac{dM}{dx}. \quad (4.1)$$

Первая производная от поперечной силы по абсциссе сечения равна интенсивности распределенной нагрузки, перпендикулярной к оси балки:

$$q = \frac{dQ}{dx}. \quad (4.2)$$

Используя зависимости (4.1) и (4.2), можно сделать ряд важных выводов, которые применяют при контроле правильности построения эпюр Q и $M_{из}$:

1. В сечении, где приложен сосредоточенный момент M , эпюра изгибающих моментов $M_{из}$ имеет скачок на величину данного момента.

Направление же и величина сосредоточенного момента не влияют на эпюру поперечных сил Q .

2. На участке балки, на котором поперечная сила имеет постоянное значение, эпюра $M_{и}$ ограничена прямой линией.

3. На участках балки, где поперечная сила положительна, изгибающий момент возрастает (слева направо), а на участках, на которых она отрицательна, – убывает.

4. Изгибающий момент достигает максимального или минимального значения в тех сечениях балки, в которых поперечная сила равна нулю.

5. В сечении, где приложена сосредоточенная сила F , эпюра поперечных сил Q имеет скачок на величину данной силы. На эпюре $M_{и}$ в данном сечении отмечается излом, т. е. смежные участки эпюры не имеют в точке сопряжения общей касательной.

6. На участках балки, на которых распределенная нагрузка q отсутствует, эпюра поперечных сил постоянна, а эпюра изгибающих моментов меняется по линейному закону.

На участках балки, на которых присутствует распределенная нагрузка, эпюра Q изменяется по длине участка по линейному закону. Эпюра $M_{и}$ на этом участке изменяется по закону квадратной параболы. При этом выпуклость параболы обращена навстречу распределенной нагрузке.

Порядок построения эпюр Q и $M_{и}$

Составляется расчетная схема балки (в виде оси) с изображением действующих на нее нагрузок.

1. Отбрасываются опоры, а их влияние на балку заменяется соответствующими реакциями R ; указываются обозначения реакций и принятые их направления.

2. Составляются уравнения равновесия балки, решением которых определяются значения опорных реакций.

3. Балка разбивается на участки, границами которых являются точки приложения внешних сосредоточенных сил и моментов, а также точки начала и окончания действия или изменения характера распределенных нагрузок.

4. Составляются выражения изгибающих моментов $M_{и}$ и поперечных сил Q для каждого участка балки. На расчетной схеме указывается начало и направление отсчета расстояний x для каждого участка.

5. По полученным выражениям вычисляются ординаты эпюр для ряда сечений балки в количестве, достаточном для изображения этих эпюр.

6. Определяются сечения, в которых поперечные силы равны нулю и в которых, следовательно, действуют моменты $M_{и}$, или вычисляются значения этих моментов.

7. По полученным значениям ординат строятся эпюры.

8. Производится проверка построенных эпюр путем сопоставления их друг с другом.

В ряде случаев отдельные этапы построения эпюр из приведенных выше можно не выполнять. Например, можно не изображать балку без опор, а обозначения и направления опорных реакций указывать на расчетной схеме балки; при расчете балок, заделанных одним концом, нет необходимости определять опорные реакции и т. д.

Эпюры Q и $M_{и}$ можно строить, не составляя выражений для Q и $M_{и}$, а ограничиваясь вычислением значений поперечных сил и изгибающих моментов в характерных сечениях балки и используя выводы из дифференциальных зависимостей.

Описание установки

Установка (рис. 4.4) выполнена в настольном исполнении и состоит из основания 1 с двумя опорными стойками 2, на которых установлена стальная балка 3 трубчатого сечения или зажатая на левой опоре консольная балка. Закрепленные на пружинящих корпусах 4 измерительные индикаторы часового типа 5 позволяют определить модули горизонтальных и вертикальных составляющих опорных реакций с погрешностью не более 5 %.

Равномерно распределенная нагрузка на балку создается посредством набора стальных брусков 10, свободно устанавливаемых сверху. Нагружения балки сосредоточенными силами осуществляются при помощи грузов 6 и 8, подвешиваемых на нитях, концы которых прикреплены к подвижным ползунам 9 (можно передвигать вдоль балки). Одна из нитей (на которой подвешивается груз 8) может отклоняться от вертикали роликом 11, установленным на конце штанги штатива 12, закрепленного на основании 1. Штанга с роликом может перемещаться по вертикали и фиксируется винтом.

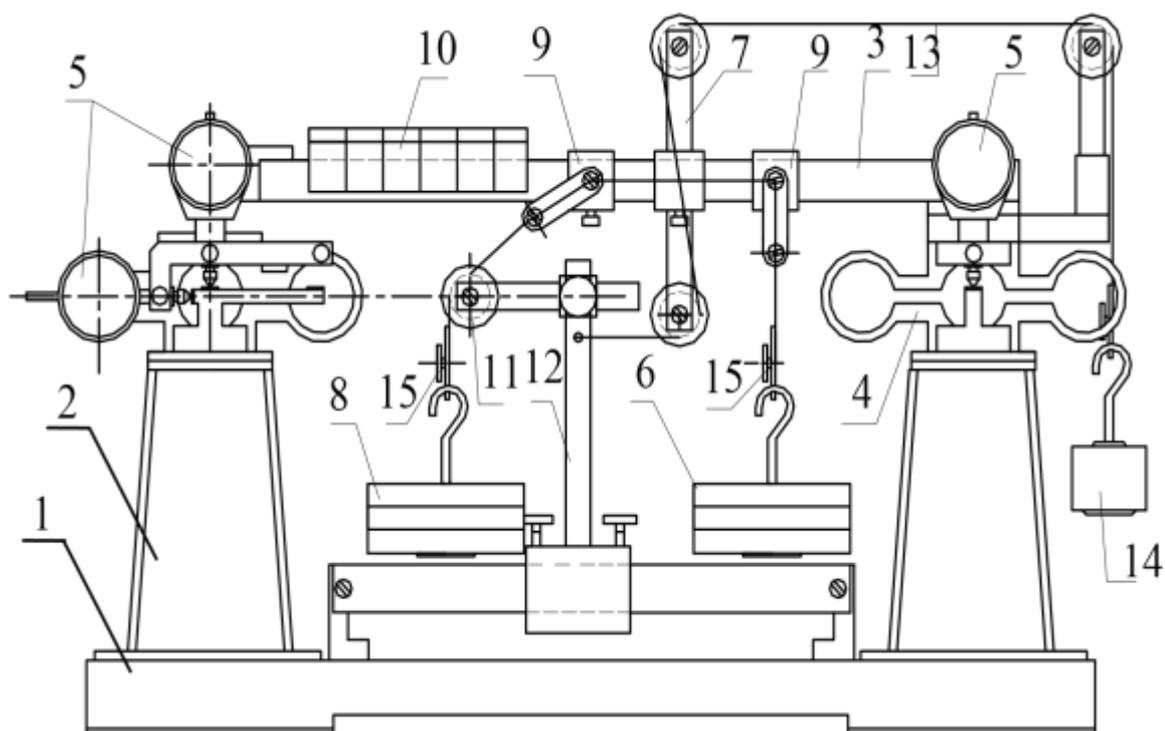


Рис. 4.4. Схема лабораторной установки

Для приложения к балке пары сил служит двулучий рычаг 7, на концах которого также установлены ролики, охватываемые нитью 13. Один конец этой нити крепится к стойке 12, а к другому концу подвешивается груз 14, сила тяжести которого равна каждой из двух сил пары, нагружающей балку. Серьги 15 служат для подвешивания грузов и регулировки длин нитей.

Порядок выполнения работы

1. Разместить установку на ровной горизонтальной поверхности лабораторного стола.

2. Собрать установку с заданной для исследования балкой (с консольным защемлением, балка на двух опорах).

3. Произвести нагружения балки последовательно одной из видов нагрузки:

сосредоточенной силой до 40 Н в заданных точках по длине балки при помощи груза 6; *сосредоточенной силой* до 40 Н, действующей под углом 30, 45, 60° к

оси балки, в заданных точках по длине балки при помощи груза 8 и отклоняющего ролика 11; *распределённой нагрузкой* $g = 200$ Н/м, с помощью набора стальных

брусков 10 (от одного до шести в заданных местах по длине балки);

сосредоточенным изгибающим моментом до 2 Н·м в заданных местах по длине балки при помощи груза 14 и двулучевого рычага 7.

4. Снять показания измерительных индикаторов при каждом виде нагружения балки.
5. Перевести показания измерительных индикаторов в силу по тарировочному графику.
6. Оформить результаты в виде таблицы.
7. Построить схемы нагружения балок и эпюры поперечных сил и изгибающих моментов для каждого вида нагружения.
8. Сравнить практические данные с расчетными.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Приборы и инструменты, необходимые для проведения лабораторной работы.
3. Схема нагружения исследуемой балки.
4. Расчет реакций в опорах.
5. Расчет поперечных сил Q и изгибающих моментов $M_{из}$, возникающих в сечениях балки.
6. Эпюры поперечных сил и изгибающих моментов.
7. Практическое определение реакций в опорах для заданной схемы нагружения исследуемой балки.
8. Таблица значений внешних нагрузок и внутренних силовых факторов:

№ п/п	$F_1, \text{Н}$				$F_2, \text{Н}$				$q, \text{Н/м}$	$M_{из}, \text{Н}\cdot\text{м}$	$R_A, \text{Н}$	$R_B, \text{Н}$
	30°	45°	60°	90°	30°	45°	60°	90°				
1												
2												
3												
4												
5												

9. Анализ результатов определения значений реакций в опорах, полученных аналитическим и практическим способами.
10. Вывод.

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте понятие деформации изгиба.

2. Чем отличается прямой изгиб от косого?
3. Какие внутренние силовые факторы возникают при изгибе балок? Как их определяют?
4. Какие виды опор вы знаете и какие усилия в них возникают?
5. Какие зависимости существуют между поперечной силой, изгибающим моментом и интенсивностью распределенной нагрузки?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №5 СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы: изучить разновидности элементов структуры и этапы синтеза основных видов механизмов и машин, а также научиться выполнять структурный анализ и метрический синтез рычажных механизмов.

Оборудование: модели механизмов.

Краткие теоретические сведения

Основными понятиями дисциплины «Теория машин и механизмов» являются машина и механизм, которые рассматриваются как технические системы.

Техническая система – это ограниченная область реальной действительности, осуществляющая взаимодействие с окружающей средой. При этом под *окружающей средой* понимается совокупность внешних объектов, осуществляющих взаимодействие с технической системой.

Каждая техническая система предназначена для выполнения определенных функций и имеет собственную структуру, изучение которой осуществляется с помощью заменяющих образов, или моделей.

Модель – это устройство (или образ) какого-либо объекта или явления, адекватно отражающее его свойства.

Модель любого механизма или машины составляется по критериям подобия, формулируемым в зависимости от принятых допущений, основные из которых следующие:

- 1) все звенья механизмов и машин являются абсолютно твердыми и жесткими, т. е. не подвержены деформациям никакого рода;
- 2) контактирующие поверхности звеньев механизмов и машин являются абсолютно гладкими;
- 3) все механизмы предназначены только для преобразования движения и силовых факторов.

Наиболее распространенным видом моделей является схемный образ, или схема. Для одного и того же механизма или машины различают:

функциональную, структурную, геометрическую, кинематическую и динамическую схемы.

Машины и механизмы

Машина – это техническая система, выполняющая механическое движение для преобразования энергии, материалов и информации.

Все машины предназначены для облегчения физического и умственного труда человека, т. е. для повышения его качеств и производительности.

Все существующие машины можно разделить на четыре вида:

Энергетические машины – это машины, преобразующие энергию одного вида в энергию другого вида (двигатели и генераторы).

Рабочие машины – это машины, использующие механическую энергию для совершения работы по перемещению и преобразованию объектов или материалов (транспортные и технологические машины).

Информационные машины – это машины, предназначенные для обработки и преобразования информации (математические и контрольноуправляющие машины).

Кибернетические машины – это машины, управляющие машинами других видов, которые способны изменять программу своих действий в зависимости от состояния окружающей среды. К ним относятся машины, обладающие элементами искусственного интеллекта.

С целью выполнения функционального назначения машины разных видов взаимодействуют друг с другом. Совокупность нескольких машин образует привод.

Привод – это система взаимосвязанных устройств, предназначенная для приведения в движение одного или нескольких звеньев, входящих в состав механизма или машины.

Все приводы можно разделить на три основных вида: гидравлический, пневматический и электрический.

Доступность электропитания в учреждениях и организациях мирового сообщества, а также сравнительная простота обусловили наибольшее распространение электропривода.

Все машины состоят из механизмов, которые призваны обеспечивать выполнение требуемых функций. В зависимости от сложности схемы машины могут содержать несколько механизмов одновременно.

Механизм – это техническая система, состоящая из подвижных звеньев, стойки и кинематических пар, образующих кинематические цепи.

Все механизмы машин и приводов выполняют определенное служебное назначение и являются действительными механизмами. Однако, следуя принятым допущениям построения моделей, изучение структуры механизмов можно выполнять без учета специфики их дальнейшей эксплуатации, что позволяет разбить механизмы на типовые группы по

принципу сходности строения структуры и воспользоваться уже разработанными для них методами и алгоритмами анализа и синтеза. Полученные таким образом механизмы называются типовыми.

Типовой механизм – это простой механизм, имеющий при различном функциональном назначении широкое применение в машинах разных видов.

Использование типовых механизмов позволяет существенно упростить любой вид анализа или синтеза механизмов и машин.

Звенья механизмов

Все механизмы состоят из совокупности звеньев. *Звено (контур)* – это тело или система жестко связанных тел, входящих в состав механизма.

Звенья (*контур*) любого механизма подразделяются: по структурному состоянию, конструктивному исполнению, служебному назначению, кинематическому состоянию, а также по преобразованию движения и силовых факторов.

По структурному состоянию выделяют:

твердое звено – это звено, упругая деформация которого не вносит существенных изменений в работу механизма; *упругое звено* – это звено, упругая деформация которого вносит суще-

ственные изменения в работу механизма (пружины, мембраны и др.); *гибкое звено* – это звено, обладающее способностью изменения формы рабочих поверхностей для обеспечения функционирования механизма (ремни, цепи, канаты и др.); *жидкое звено* – это звено, обладающее жидкой структурой (вода, масло и др.); *газообразное звено* – это звено, обладающее газообразной структурой, (газ, воздух).

По конструктивному исполнению звенья бывают простыми и сложными.

Простое звено (одно- или двухвершинное) – это звено, входящее в состав двух и более кинематических пар, через геометрические центры которых можно провести одну прямую ([рис. 5.1, а–в](#)).

Сложное, или составное, звено (трех- и более вершинное) – это звено, входящее в состав трех и более кинематических пар, через геометрические центры которых невозможно провести одну прямую ([рис. 5.1, г, д](#)).

Простые звенья на схемах механизмов изображают в виде линий или кривых ([рис. 5.1, а–в](#)), а сложные, или составные, звенья ([рис. 5.1, г, д](#)) обозначаются в виде замкнутых и незамкнутых геометрических фигур. Замкнутые геометрические фигуры, изображающие сложные, или составные, звенья, заштриховываются ([рис. 5.1, г](#)).

Сложные, или составные, звенья ([рис. 5.1, г, д](#)) образованы неподвижным соединением нескольких простых звеньев, которые не могут совершать движения относительно друг друга, однако могут перемещаться совместно как единое целое, т. е. одно звено. В большинстве случаев сложные, или составные, звенья вводятся в состав механизма с целью

увеличения жесткости звеньев или для реализации сложной структуры механизма.

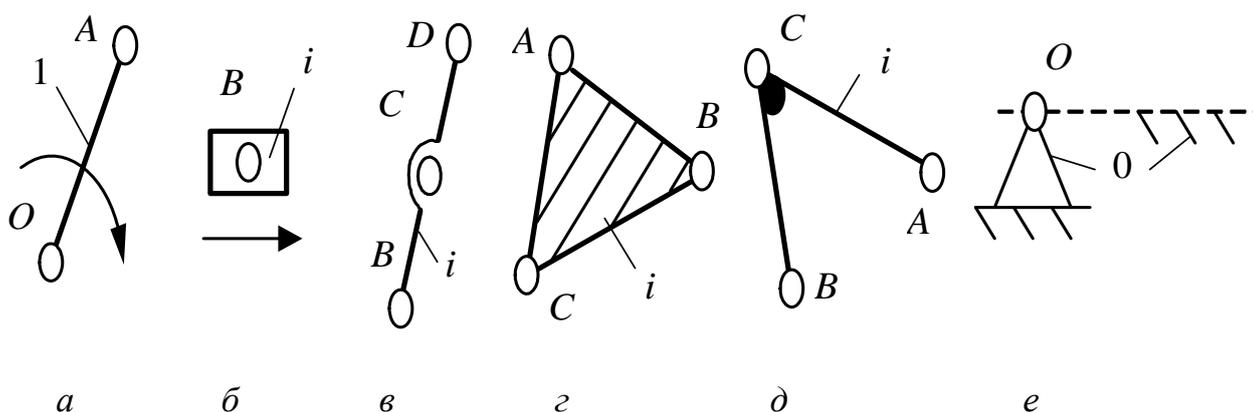


Рис. 5.1. Условные обозначения звеньев механизмов

Разделение звеньев механизмов на сложные или составные и простые несовершенно, так как не оказывает влияния на анализ и синтез механизмов. Более актуально разделение звеньев механизмов по числу конечных элементов (вершин) звена, которыми оно взаимодействует с другими звеньями механизма и входит в состав кинематических пар.

По служебному назначению звенья могут быть задающими и ведомыми.

Начальное, или задающее, звено – это звено, координата которого принята за обобщенную координату (рис. 5.1, а, б).

Ведомое звено – это звено, не являющееся начальным (задающим) или ведущим звеном (рис. 5.1, в–д).

Согласно ГОСТ 2.703-68 ведущее звено в схемах механизмов обозначается единицей и выделяется стрелочкой, которая указывает на вид и направление совершаемого движения (рис. 5.1, а, б), а звенья, (рис. 5.1, в–д) не отмеченные стрелочками, являются ведомыми и обозначаются произвольно. При этом под *обобщенными координатами* понимаются независимые друг от друга параметры механизма, однозначно определяющие возможные положения его звеньев в пространстве или на плоскости в рассматриваемый момент времени.

По кинематическому состоянию выделяются:

подвижное звено – это звено механизма, имеющее возможность совершать какое-либо движение (рис. 5.1, а–д); *стойка* – это звено механизма, условно принятое при его анализе и синтезе за неподвижное звено (рис. 5.1, е).

В схемах механизмов все неподвижные элементы относятся к стойке, которая обозначается 0. За стойку принимают то звено, относительно которого производится изучение закономерностей движения всех звеньев механизма. Например, при анализе металлорежущих станков, технологических линий за стойку принимают станину с фундаментом; при анализе составляющих их приводов, т. е. редукторов, компрессоров, насосов,

– корпус; при анализе автомобилей, поездов, самолетов – колеса или шасси и т. д. Стойка в составе механизма всегда одна, но в составе схемы она может быть представлена несколькими элементами: шарнирно неподвижными опорами и направляющими ползунов (рис. 5.1, е), т. е. присоединений подвижных звеньев к стойке может быть сколько угодно. В качестве стойки может выступать любое звено механизма, которое в составе схемы помечается штриховкой под углом 45°.

По преобразованию движения и силовых факторов звено может быть входным, выходным или промежуточным.

Входное, или ведущее, звено – это звено механизма, которому сообщается заданное движение и соответствующие силовые факторы (силы и моменты пар сил).

Выходное звено – это звено механизма, на котором получают требуемое движение и требуемые силовые факторы.

Промежуточное звено – это звено механизма, расположенное между входным и выходным звеньями и предназначенное для передачи движения и преобразования силовых факторов.

Кинематические пары

В процессе движения механизма звенья взаимодействуют друг с другом, образуя подвижные и неподвижные соединения. Подвижные соединения звеньев называются кинематическими парами (КП).

Кинематическая пара – это подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее относительные движения.

В зависимости от конструктивного исполнения, служебного назначения и видов движения звеньев все кинематические пары классифицируются по следующим признакам:

1) по относительному движению звеньев кинематической пары: вращательные, поступательные, винтовые, плоскостные, сферические;

2) по виду контакта звеньев:

низшие – это кинематические пары, в которых контакт звеньев, их образующих, осуществляется по плоскости или по поверхности; *высшие* – это кинематические пары, в которых контакт звеньев, их образующих, осуществляется по линии или в точке;

3) по способу обеспечения контакта звеньев, образующих кинематические пары:

силовые – это кинематические пары, в которых постоянство контакта звеньев обеспечивается за счет действия сил тяжести или силы упругости пружины; *геометрические* – это кинематические пары, в которых постоянство контакта звеньев реализуется за счет конструкции рабочих поверхностей звеньев;

4) по числу условий связи, накладываемых на относительное движение звеньев, образующих кинематическую пару (число условий связи определяет класс кинематической пары);

5) по числу подвижностей в относительном движении звеньев (число подвижностей определяет подвижность кинематической пары).

Рассмотрим более подробно два последних признака классификации кинематических пар.

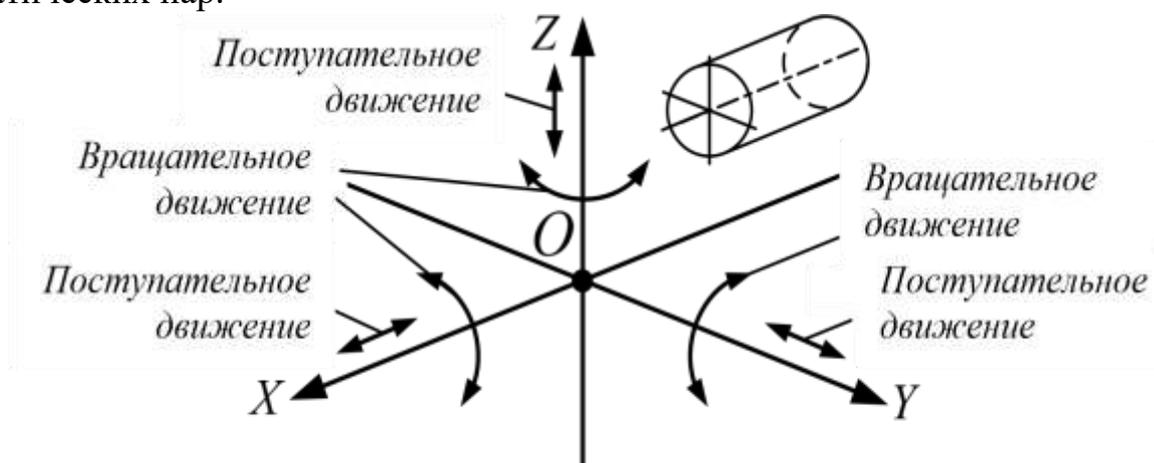


Рис. 5.2. Схема движений свободного тела в трехмерном пространстве

Известно, что человечество в силу специфики своего организма воспринимает окружающий мир только в трехмерном пространстве. Следовательно, в общем случае свободное абсолютно твердое тело (звено), находясь в трехмерном пространстве, может максимально совершить шесть движений: три вращательных – вокруг осей X , Y , Z ; три поступательных движения – вдоль этих же осей (рис. 5.2). Однако движения звеньев в пространстве или на плоскости ограничиваются конструктивными особенностями кинематической пары, образованной этими звеньями. Конструктивные ограничения, наложенные на перемещения звеньев кинематической пары, называются условиями связей или связями.

Связи – это ограничения, наложенные на движения звеньев механизма, делающие их несвободными и предназначенные для передачи энергии или информации между этими звеньями.

Число связей определяет класс кинематической пары, а число разрешенных движений соответствует ее подвижности.

Для образования кинематической пары необходимо наличие как минимум одной связи, ибо в случае равенства числа связей нулю, звенья не взаимодействуют, т. е. не соприкасаются, следовательно, кинематическая пара не существует. В этом случае имеются два тела, совершающих определенные движения в пространстве или на плоскости независимо друг от друга. Число связей может быть только целым числом и должно быть меньше шести, так как в случае равенства числа связей шести звенья теряют способность совершать даже простейшие относительные движения (вращательные или поступательные) и кинематическая пара перестает существовать, поскольку соединение, образованное этими звеньями,

является неподвижным. Следовательно, максимально возможное число подвижностей кинематической пары равно пяти, а минимальное – единице. При этом число подвижностей любой кинематической пары определяется по выражению

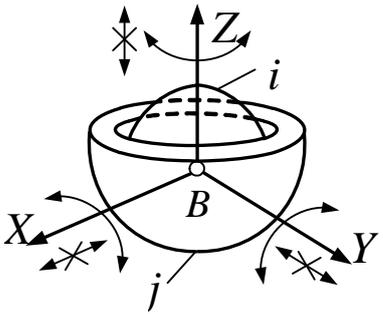
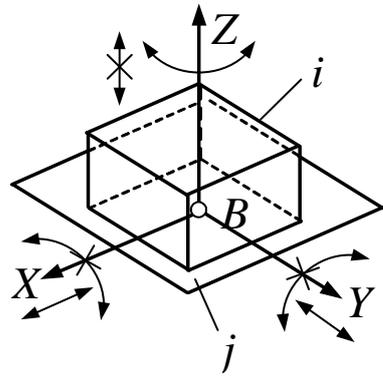
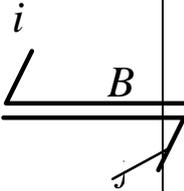
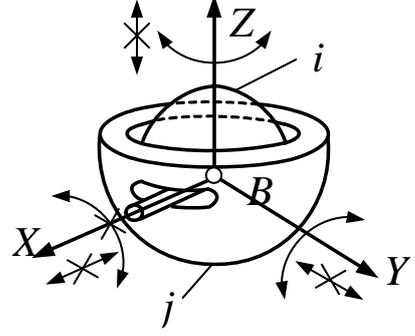
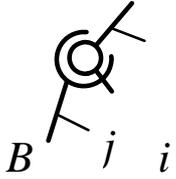
$$H = 6 - S,$$

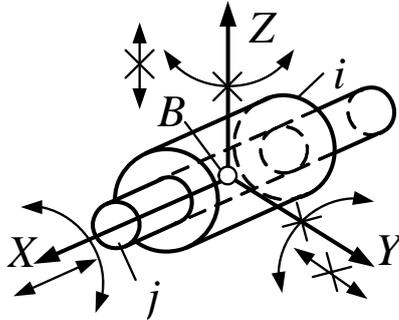
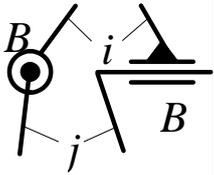
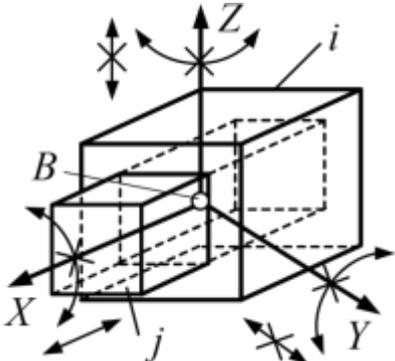
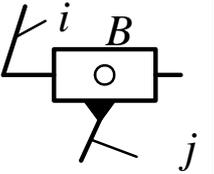
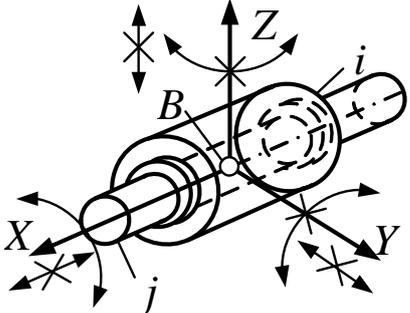
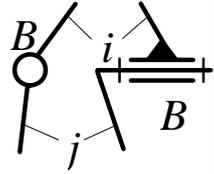
где S , H – число связей и число подвижностей кинематической пары соответственно.

Исходя из вышесказанного, классификация кинематических пар по двум последним признакам представлена в [табл. 5.1](#).

Таблица
5.1

Класс	Число связей	Подвижность	Пространственная схема	Вид контакта	Условное обозначение
1	Кинематическая пара «Шар – плоскость»				
	1	5		Точка «высшая»	
2	Кинематическая пара «Цилиндр – плоскость»				
	2	4		Линия «высшая»	
3	Кинематическая пара «Сферическая»				

3	3		Поверхность <hr/> «низшая»	$B /$ 
Кинематическая пара «Плоскостная»				
3	3		Плоскость <hr/> «низшая»	
4 Кинематическая пара «Сферическая с пальцем»				
4	2		Поверхность <hr/> «низшая»	
Кинематическая пара «Цилиндрическая»				

4	2		Поверхность _____ «низшая»				
5	Кинематическая пара «Поступательная»		5	1		Поверхность _____ «низшая»	
5	Кинематическая пара «Вращательная»		5	1		Поверхность _____ «низшая»	
5	Кинематическая пара «Винтовая»						

5	1		Поверхность <hr/> «низшая»	
---	---	--	-------------------------------	--

Стрелочки у координатных осей X , Y , Z на пространственных схемах показывают возможные вращательные и поступательные движения звеньев. Если стрелочка перечеркнута, то данное движение в кинематической паре запрещено, т. е. на него наложена связь. При этом несмотря на то, что у координатной оси X на пространственной схеме «винтовой» кинематической пары не перечеркнуты две стрелочки, звенья этой пары могут совершать по отношению друг к другу только по одному простейшему движению, а именно: звено j – вращательное движение вокруг оси X , а звено i – поступательное движение вдоль этой же оси.

Кинематические цепи

Все механизмы состоят из совокупности звеньев, образующих кинематические пары, которые составляют кинематические цепи.

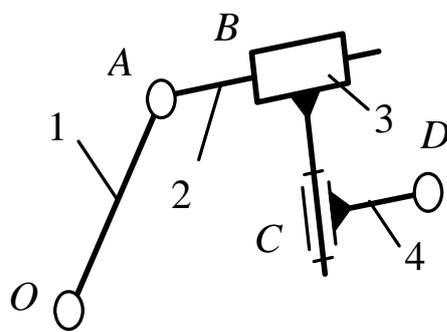
Кинематическая цепь – это система звеньев, образующих между собой кинематические пары (табл. 5.1).

Кинематические цепи подразделяются:

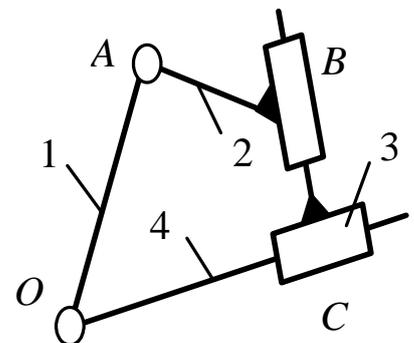
1) по конструктивному исполнению:

простая – это кинематическая цепь, каждое звено которой входит в состав не более двух кинематических пар, т. е. она содержит только одно- или двухвершинные звенья (рис. 5.3); *сложная* – это кинематическая цепь, которая имеет хотя бы одно звено,

входящее в состав трех и более кинематических пар, т. е. содержит хотя бы одно звено с тремя или более вершинами (рис. 5.3).



а



б

Рис. 5.3. Простые кинематические цепи

2) по взаимодействию звеньев:

незамкнутая, или *разомкнутая* – это кинематическая цепь, в которой хотя бы одно звено имеет свободный элемент, не взаимодействующий с другими звеньями и не образующий с ними кинематических пар (рис. 5.3, а, 5.4, а);

замкнутая – это кинематическая цепь, каждое звено которой входит в состав как минимум двух кинематических пар (рис. 5.3, б, 5.4, б).

Соединения кинематических цепей со стойкой образуют механизмы. Взаимодействие кинематических цепей между собой приводит к образованию кинематических соединений.

Кинематическое соединение – это кинематическая пара, образованная звеньями нескольких кинематических цепей.

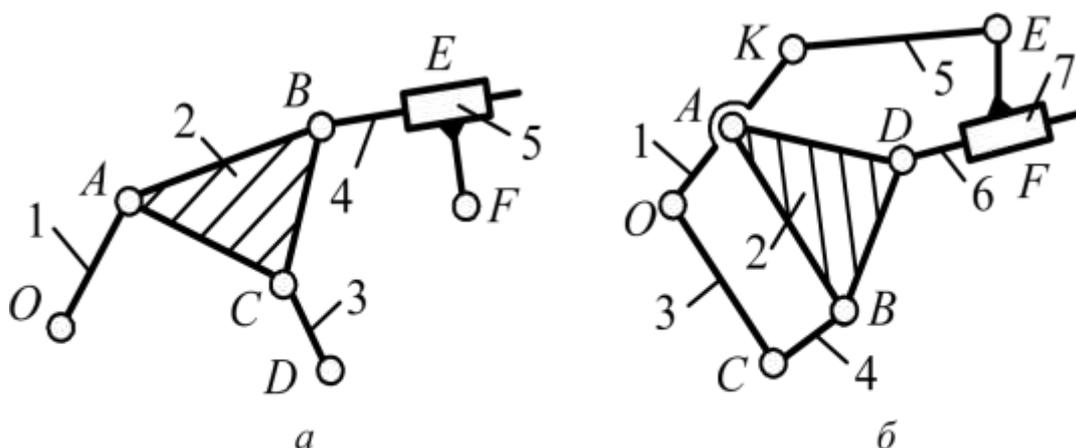


Рис. 5.4. Сложные кинематические цепи

В зависимости от сложности структуры в механизме может присутствовать несколько кинематических соединений.

Механизмы с низшими кинематическими парами

Механизмы с низшими кинематическими парами – это механизмы, структура которых содержит только низшие кинематические пары (рис. 5.5).

Все многообразие механизмов с низшими кинематическими парами можно свести к следующим группам:

клиновые механизмы (рис. 5.5, а);

винтовые механизмы (рис. 5.5, б);

рычажные механизмы (рис. 5.6).

Клиновой механизм – это механизм, структура которого содержит только низшие поступательные кинематические пары (рис. 5.5, а).

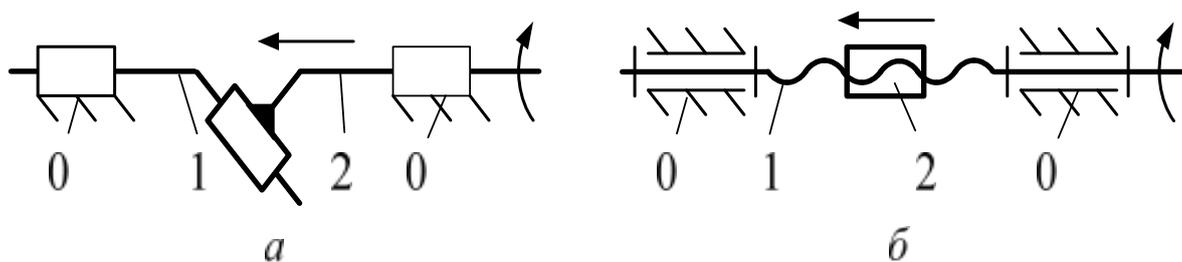


Рис. 5.5. Структурные схемы механизмов с низшими кинематическими парами

Клиновые механизмы предназначены для передачи движения и силовых факторов между звеньями с пересекающимися осями вращения. Все клиновые механизмы относятся к разновидности механизмов, преобразующих поступательное движение звена 1 в поступательное движение звена 2.

Винтовой механизм – это механизм, структура которого содержит только низшие кинематические пары, хотя бы одна из которых является винтовой (рис. 5.5, б).

Винтовые механизмы предназначены для передачи движения и силовых факторов между соосными звеньями. Все винтовые механизмы относятся к разновидности механизмов, преобразующих вращательное движение в поступательное.

Схема типового винтового механизма содержит: стойку и два подвижных звена (рис. 5.5, б). Подвижными звеньями типовых винтовых механизмов являются винт 1 и гайка 2.

Винт – это звено винтового механизма, выполненное в виде цилиндра, имеющего внешнюю рабочую поверхность в виде винтовой линии.

Гайка – это звено винтового механизма, выполненное в виде втулки, имеющей внутреннюю рабочую поверхность в виде винтовой линии.

В винтовых механизмах преобразование движения и силовых факторов осуществляется путем непосредственного касания рабочей поверхности винта с рабочей поверхностью гайки. В этом случае вследствие разности скоростей движения контактирующих звеньев в зоне их контакта имеет место трение-скольжения, что приводит к интенсивному износу этих поверхностей, а также к росту потерь, уменьшению КПД и ресурса работы механизма. Для замены в винтовой паре трения-скольжения на трение-качение в схему винтового механизма вводят дополнительное звено, которое называется шариком. С целью повышения эффективности шариков в схеме обычно несколько, а полученный механизм является *шарико-винтовым*.

Рычажные механизмы

Рычажный механизм – это механизм, образованный звеньями, выполненными в виде стержневых конструкций-рычагов.

Рычажные механизмы широко распространены практически во всех видах машин. Все плоские рычажные механизмы сводятся к основным типовым схемам:

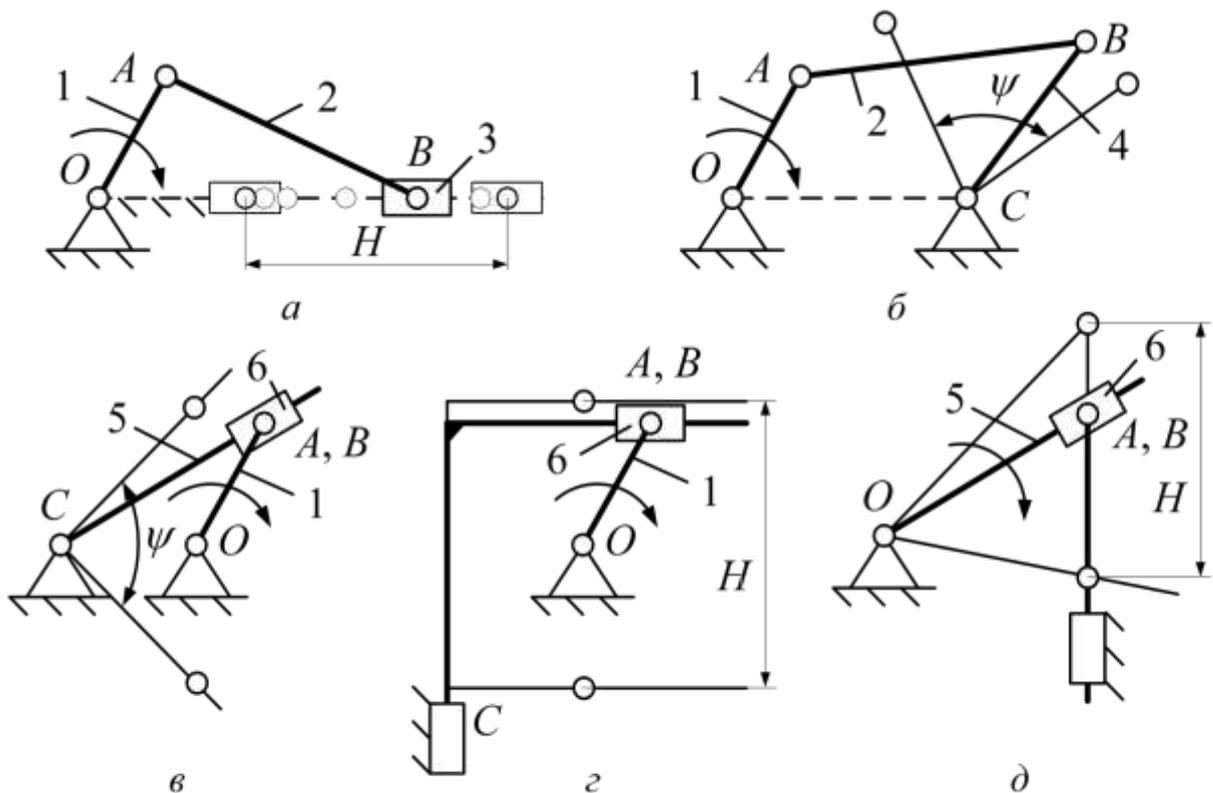
кривошипно-ползунный механизм (рис. 5.6, *a*); шарнирный механизм (рис. 5.6, *б*); кулисный механизм (рис. 5.6, *в*); синусный механизм (рис. 5.6, *г*); тангенсный механизм (рис. 5.6, *д*).

Подвижные звенья плоских рычажных механизмов могут совершать как простейшие виды движений, так и сложные.

К звеньям, совершающим вращательные движения, относятся кривошип, коромысло, кулиса и качающийся ползун.

Кривошип – это звено рычажного механизма, входящее в состав только вращательных кинематических пар и обладающее возможностью поворота вокруг оси вращения на угол более 360° (рис. 5.6, звено 1).

Коромысло – это звено рычажного механизма, входящее в состав только вращательных кинематических пар и обладающее возможностью поворота вокруг оси вращения на угол менее 360° (рис. 5.6, звено 4).



Кулиса – это звено рычажного механизма, входящее в состав враща-

Рис. 5.6. Структурные схемы типовых плоских рычажных механизмов

тельных и поступательных кинематических пар и обладающее возможностью поворота вокруг оси вращения на угол менее 360° ([рис. 6, звено 5](#)).

Качающийся ползун – это звено рычажного механизма, образующее поступательную кинематическую пару со штоком и вращательную кинематическую пару со стойкой.

Все представленные звенья взаимодействуют со стойкой. При этом кривошип в большинстве случаев является начальным, ведущим или задаваемым звеном.

К звеньям, совершающим поступательные движения, относятся ползун, камень и шток.

Ползун – это звено, образующее поступательную кинематическую пару со стойкой ([рис. 5.6, звено 3](#)).

Камень – это звено, образующее поступательную кинематическую пару с кулисой ([рис. 5.6, звено 6](#)).

Шток – это звено, образующее поступательную кинематическую пару с качающимся ползуном.

Звеньями, совершающими сложные движения, являются шатуны.

Шатун – это звено рычажного механизма, образующее кинематические пары только с подвижными звеньями, не имеющими связей со стойкой ([рис. 5.6, звено 2](#))

Структура механизмов и ее дефекты

Структура механизма – это совокупность звеньев, образующих подвижные и неподвижные соединения.

Структура механизма на уровне звеньев и структурных групп описывается структурной схемой.

Структурная схема – это графическое изображение механизма, выполненное без соблюдения масштабов с использованием условных обозначений, рекомендованных ГОСТ.

Все типовые механизмы обладают рациональной структурой, однако большинство действительных механизмов содержит дефекты структуры.

Рациональная структура – это структура механизма, которая не содержит дефектов.

К дефектам структуры механизмов относятся ([рис. 5.7](#)):

избыточные, или пассивные, связи – это связи в механизме, которые повторяют связи, уже имеющиеся по данной координате, и поэтому не изменяют реальной подвижности механизма; *местные подвижности* – это подвижности механизма, которые не оказывают влияния на его передаточные функции, а введены в состав механизма с целями иного характера.

Дефекты структуры необходимо устранять или исключать. В качестве примера исключения (устранения) дефектов структуры рассмотрим плоский рычажный механизм, обладающий нерациональной структурой (рис. 5.7). Данный механизм сохраняет работоспособность только при условии, что длины звеньев находятся в следующих соотношениях: $l_{OA} = l_{BC}$, $l_{AB} = l_{DE} = l_{OC}$ и

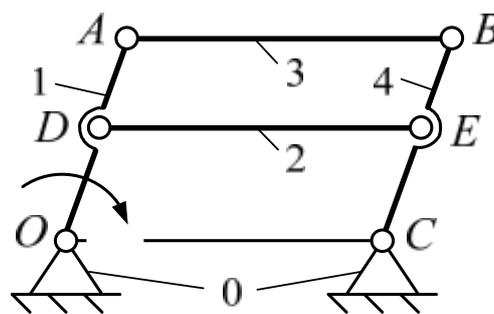


Рис. 5.7. Схема механизма с дефектами структуры

$l_{OD} = l_{EC}$. Следовательно, точки механизма образуют фигуру $OABC$, всегда представляющую собой параллелограмм. Тогда, не изменяя совершаемых движений звеньев механизма, можно удалить шатун 2, так как данное звено, образуя со звеньями 1 и 4 кинематические пары с центрами шарниров в точках D и E , налагает на эти звенья условия связи, не оказывающие влияния на характер их движения. При этом условия связи, наложенные шатуном 2 на звенья 1 и 4, являются пассивными, или избыточными. Подвижности кинематических пар с центрами шарниров в точках D и E представляют собой пример местных подвижностей, так как при их отсутствии подвижность остальных звеньев механизма не изменится. Аналогичная ситуация будет иметь место и при исключении из структуры механизма шатуна 3.

Структурный анализ механизмов

Структурный анализ – это исследование структуры механизма, т. е. определение числа звеньев и структурных групп, числа и вида кинематических пар, количества и вида кинематических цепей, числа основных и местных подвижностей, избыточных, или пассивных, связей.

Структурный анализ механизмов проводится с целью выявления дефектов их структуры.

В общем случае структурный анализ рычажных механизмов сводится к решению следующих задач:

- для пространственных механизмов: 1) определение подвижности механизма; 2) определение маневренности механизма;

для плоских механизмов:

- 1) определение подвижности механизма; 2) определение состава структуры механизма.

Подвижность механизма – это число независимых обобщенных координат, однозначно определяющих положения звеньев механизма на плоскости или в пространстве в рассматриваемый момент времени.

Подвижность механизмов рассчитывается по структурным формулам: плоских механизмов – по формуле Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4,$$

пространственных механизмов – по формуле Сомова-Малышева:

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1,$$

где n – количество подвижных звеньев; p_5 , p_4 , p_3 , p_2 , p_1 – число кинематических пар, соответственно, пятого, четвертого, третьего, второго и первого класса.

Маневренность – это подвижность манипулятора (пространственного рычажного механизма) при неподвижном выходном звене.

Обеспечение работоспособности манипулятора (пространственного рычажного механизма) возможно только при выполнении условия

$$m = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 \geq 1,$$

где все слагаемые идентичны слагаемым, представленным выше.

Для решения второй задачи структурного анализа плоских рычажных механизмов профессором Л.В. Ассуром была предложена оригинальная структурная классификация, согласно которой механизмы, не имеющие избыточных связей и местных подвижностей, состоят из первичных (элементарных) механизмов и структурных групп звеньев.

Первичный механизм (ПМ) – это элементарный механизм, состоящий из подвижного и неподвижного звеньев, которые образуют кинематическую пару с одной или несколькими подвижностями.

Структурная группа звеньев (СГЗ) – это кинематическая цепь, образованная подвижными звеньями, подвижность которой в пространстве и на плоскости равна нулю в любой момент времени, и не распадающаяся на более простые цепи, обладающие подобными свойствами.

Условие существования структурной группы с низшими кинематическими парами записывается следующим образом:

$$W_{\Gamma} = 3 \cdot n_{\Gamma} - 2 \cdot p_1 - p_2 = 0,$$

где W_{Γ} , n_{Γ} – подвижность и число подвижных звеньев структурной группы соответственно; p_1 , p_2 – количество кинематических пар соответствующей подвижности.

Структурные группы могут быть образованы четным количеством звеньев (рис. 5.8). Степень сложности структурной группы определяется ее классом, который устанавливается по количеству звеньев и кинематических пар с учетом числа вершин наиболее сложного звена. Соответственно, класс механизма определяется классом наиболее сложной структурной группы,

входящей в его состав. В пределах класса структурные группы подразделяются на порядки. Порядок структурной группы соответствует числу поводков.

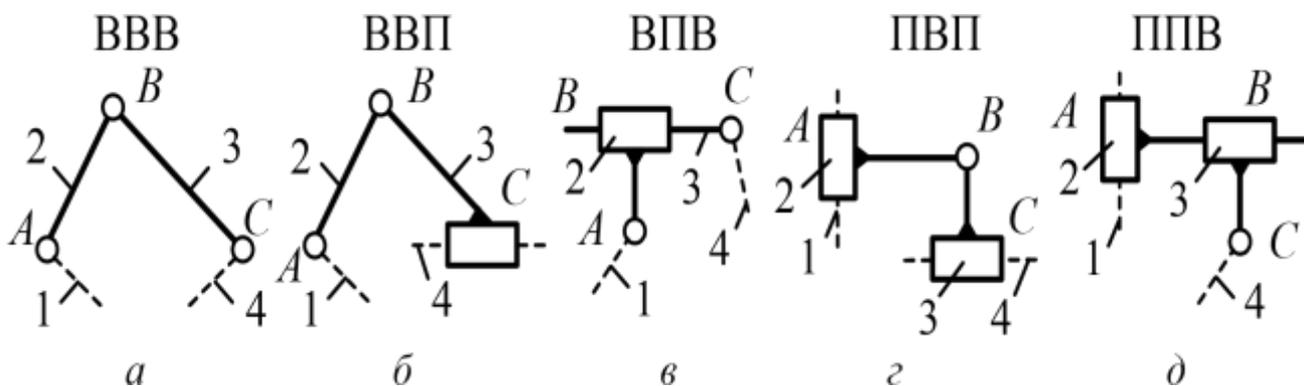


Рис. 5.8. Структурные группы второго класса

Поводок – это конечное звено структурной группы, одним элементом входящее в состав одной кинематической пары и имеющее второй свободный элемент звена.

В конструкциях рычажных механизмов наиболее часто используются структурные группы, состоящие из двух звеньев (2 и 3) и трех кинематических пар пятого класса и являющиеся группами второго класса (рис. 5.8). Механизмы, содержащие только структурные группы второго класса, относятся к механизмам второго класса.

Синтез механизмов

Синтез механизмов выполняется в два этапа. Первый этап называется структурным синтезом, а второй – метрическим синтезом.

Структурный синтез – это процесс проектирования новой или модернизации (усовершенствования) уже существующей структуры механизма, обладающей заданными свойствами: заданное число подвижностей, отсутствие местных подвижностей и избыточных связей, минимум звеньев, использование кинематических пар определенного вида.

Результатом выполнения этапа структурного синтеза является структурная схема механизма, удовлетворяющая принятым критериям.

Метрический синтез – это процесс определения основных геометрических размеров звеньев механизма, которые наилучшим образом удовлетворяют заданным условиям и обеспечивают оптимальное сочетание качественных показателей.

Решением задач метрического синтеза является кинематическая схема механизма, удовлетворяющая критериям обоих этапов синтеза.

Кинематическая схема – это графическое изображение механизма, выполненное в определенном масштабном коэффициенте с использованием условных обозначений, рекомендованных ГОСТ, содержащее информацию

о числе и виде движения звеньев, о виде и классе кинематических пар и о размерах звеньев.

В дисциплине «Теория механизмов и машин» принято кинематические схемы механизмов синтезировать в масштабном коэффициенте.

Масштабный коэффициент – это отношение действительной величины l , взятой в метрах, к длине отрезка $\square l \square$, измеряемого в миллиметрах и изображающего эту величину в составе кинематической схемы, м/мм:

$$\mu = l \frac{l_{OA}}{|OA|}$$

где l_{OA} – действительная длина кривошипа, м; $|OA|$ – отрезок, взятый в миллиметрах и изображающий действительную длину кривошипа l_{OA} в принятом масштабном коэффициенте длин.

Качественные показатели рычажных механизмов

Любые механизмы должны удовлетворять требованиям, заданным в техническом задании на их проектирование, соответствие которым характеризует качество механизмов. В общем случае качество структуры механизма определяется простотой конструкции, габаритами, экономичностью, технологичностью, работоспособностью и надежностью.

Технологичность – это показатель механизма, характеризующий степень использования стандартизованных и унифицированных деталей.

Работоспособность – это способность механизма выполнять свое служебное назначение при заданных условиях эксплуатации.

Надежность – это способность механизма выполнять свое служебное назначение в течение требуемого периода времени.

Оценка работоспособности механизма осуществляется по эксплуатационным факторам, к которым относятся прочность, жесткость, износ- и теплостойкость, виброустойчивость.

Прочность – это способность механизма обеспечивать сохранность начальных форм рабочих поверхностей звеньев его структуры.

Жесткость – это способность механизма сопротивляться действию внешних силовых факторов с наименьшими деформациями.

Износостойкость – это способность механизма сопротивляться действию внутренних силовых факторов с наименьшим износом рабочих поверхностей его звеньев.

Виброустойчивость – это способность механизма работать под действием заданных внешних силовых факторов.

Теплостойкость – это способность механизма работать в заданном температурном режиме.

Оценка надежности механизма осуществляется по эксплуатационным факторам: безотказность, ремонтпригодность, долговечность и сохраняемость.

Безотказность – это способность механизма обеспечивать сохранность работоспособности в течение требуемого времени.

Ремонтпригодность – это способность механизма к предупреждению и обнаружению причин возникновения отказа.

Долговечность – это способность механизма обеспечивать сохранность работоспособности до наступления предельного состояния.

Сохраняемость – это способность механизма сохранять свои свойства после хранения и транспортировки.

Ограничения и условия метрического синтеза формируют значения качественных показателей, позволяющих выполнить оценку качества механизма. Дадим определения качественных показателей рычажных механизмов.

Коэффициент полезного действия η – это величина, характеризующая количество полезно используемой механизмом суммарной энергии.

Рабочую зону плоских рычажных механизмов принято оценивать по диапазону перемещений выходного звена, называемому ходом механизма.

Ход механизма – это расстояние между начальным и конечным положениями его выходного звена.

Для кривошипно-ползунного (см. рис. 5.6, *a*), синусного (рис. 5.6, *з*) и тангенсного (рис. 5.6, *д*) механизмов ход вычисляется согласно определению данного параметра, а для шарнирного (рис. 5.6, *б*) и кулисного (рис. 5.6, *в*) механизмов значение данного параметра может быть найдено по выражению

$$H = \psi \cdot l ,$$

где l , ψ – длина и угол, рад, размаха выходного звена.

Угол размаха коромысла или *кулисы* ψ – это острый угол между начальным и конечным положениями коромысла или кулисы (рис. 5.6, *б*, *в*).

Цикл работы любого механизма делится на две фазы – рабочего и холостого хода. На фазе рабочего хода осуществляется выполнение служебного назначения, а фаза холостого хода предназначена для завершения цикла движения и снятия остаточных напряжений с рабочих поверхностей звеньев.

Коэффициент неравномерности средней скорости – это коэффициент, характеризующий отношение времени холостого хода $T_{х.х}$ к времени рабочего хода $T_{р.х}$:

$$T_{х.х} = \pi - \theta , \quad \text{—}$$

$$k = T_{p.x} \pi + \theta$$

где θ – угол между положениями шатуна в крайних положениях механизма.

Для оценки качества передачи сил между звеньями плоских рычажных механизмов используется угол давления (рис. 5.9).

Угол давления – это острый угол между вектором активной силы P_a , действующей со стороны ведущего звена, и вектором скорости точки ее приложения.

Значение угла давления формирует величину движущей силы механизма. С уменьшением значения угла давления увеличивается значение движущей силы Q , так как

$$Q = P_a \cdot \cos(\vartheta).$$

Из анализа выражения следует, что уменьшение значения угла давления приводит к росту значения движущей силы, а увеличение угла давления, соответственно, снижает эту силу. В процессе работы рычажных механизмов угол давления всегда $\vartheta \leq 90^\circ$. При величине угла давления $\vartheta > 90^\circ$ в механизмах может возникнуть заклинивание, или самоторможение.

Самоторможение, или *заклинивание* – это состояние механизма, сопровождаемое значениями углов давления, делающими невозможным движения звеньев при сколь угодно большом значении движущей силы.

Для исключения подобных ситуаций при синтезе механизмов задаются допустимыми значениями углов давления $[\vartheta]$, руководствуясь следующими рекомендациями: для механизмов, звенья которых образуют только вращательные кинематические пары, допустимый угол давления лежит в диапазоне $[\vartheta] = 45\text{--}60^\circ$, а для механизмов, имеющих сочетание вращательных и поступательных кинематических пар, $[\vartheta] = 30\text{--}45^\circ$.

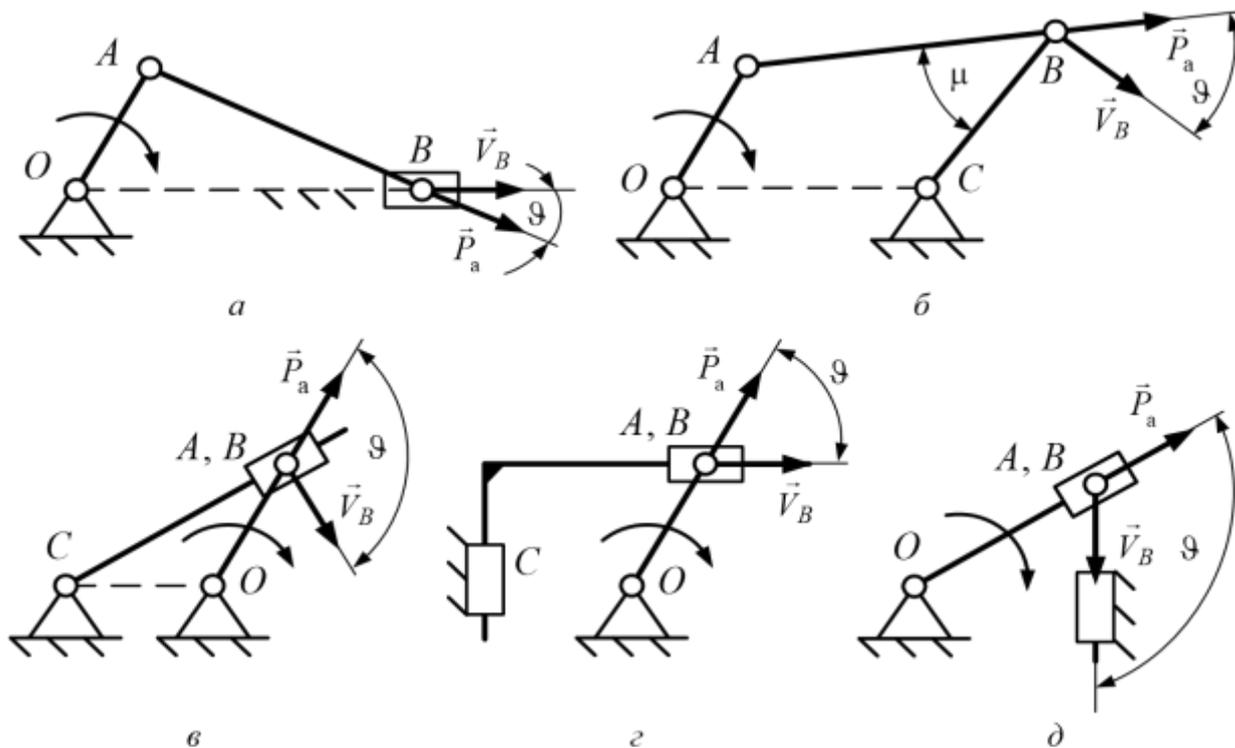


Рис. 5.9. Схемы определения углов давления типовых рычажных механизмов

При значениях угла давления $\vartheta = 90^\circ$ механизм находится в так называемых «мертвых» положениях, что в статике приводит к заклиниванию, в движении (динамике) механизм преодолевает подобные положения за счет дополнительного объема кинетической энергии.

Для оценки качества шарнирного механизма помимо угла давления используется угол передачи μ (рис. 5.9, б).

Угол передачи – это угол, определяющий взаимное расположение осей шатуна и коромысла шарнирного механизма.

Значения углов передачи и давления тесно взаимосвязаны, так увеличение угла давления приводит к уменьшению угла передачи.

Взаимосвязь значений углов передачи и давления характеризуется:

$$\vartheta + \mu = 90^\circ.$$

Анализ выражения показывает, что увеличение угла давления приводит к уменьшению угла передачи и наоборот рост значений угла передачи приводит к снижению угла давления. Одновременный рост или падение значений углов давления и передачи невозможен. При равенстве нулю одного из углов значение второго угла достигает максимума, т. е. 90° .

Порядок выполнения работы

(Задание 1)

1. Начертить структурную схему пространственного рычажного механизма.

2. Начиная с ведущего звена, пронумеровать по порядку арабскими цифрами звенья, а буквами латинского алфавита обозначить все подвижные соединения, содержащиеся в структуре механизма.

3. Определить число подвижных звеньев, а также число, название, класс, подвижность, вид контакта и замыкания всех кинематических пар (в том числе разнесенных), результат представить в виде таблицы.

4. Определить число и вид кинематических цепей.

5. Выявить количество элементов стойки (число присоединений подвижных звеньев к стойке).

6. Выбрав соответствующую структурную формулу, определить подвижность (число или степень подвижности) механизма.

7. Считая выходное звено (схват) неподвижным, определить маневренность механизма.

8. Провести проверку полученных результатов.

Задание 2

1. Начертить структурную схему плоского рычажного механизма.

2. Начиная с ведущего звена, пронумеровать по порядку арабскими цифрами звенья, а буквами латинского алфавита обозначить все подвижные соединения, содержащиеся в структуре механизма.

3. Определить число подвижных звеньев, а также вид совершаемого движения и количество вершин.

4. Выявить число, название, класс, подвижность, вид контакта и замыкания всех кинематических пар (в том числе разнесенных), результат представить в виде таблицы.

5. Определить число и вид кинематических цепей.

6. Подсчитать количество элементов стойки (число присоединений подвижных звеньев к стойке).

7. Выявить наличие и устранить дефекты структуры.

8. Выбрав соответствующую структурную формулу, определить подвижность (число или степень подвижности) механизма.

9. Выявить число, класс, вид и порядок структурных групп звеньев, а также число и подвижность первичных (элементарных) механизмов.

10. Записать формулу состава структуры механизма.

11. Провести проверку полученных результатов.

12. Определить класс механизма.

Задание 3

1. Выбрать масштабный коэффициент длин для плоского рычажного механизма.

2. Перевести все заданные геометрические параметры механизма, имеющие размерность длин (м) в масштабный коэффициент.

3. Построить кинематическую схему механизма для заданного положения кривошипа.

После выполнения всех пунктов задания лабораторной работы необходимо оформить отчет в соответствии с требованиями СТО и ЕСКД и подготовиться к ее защите.

Контрольные вопросы и задания

1. Что такое техническая система и какие составляющие элементы технической системы вы знаете?

2. Дайте определение понятия «модель» технической системы. Какими критериями руководствуются при составлении моделей?

3. Что такое машина и какие виды машин вам известны?

4. Поясните принцип образования основных видов технических систем: привод, машинный агрегат и машина-автомат. Дайте определения этих понятий.

5. Что такое механизм и какие виды механизмов вы знаете?

6. Дайте определение понятия «звено». Какие виды звеньев механизмов вам известны?

7. Что такое кинематическая пара и какие виды кинематических пар вы знаете?

8. Поясните отличия, а также достоинства и недостатки высших и низших кинематических пар.

9. Что такое кинематическая цепь и какие виды кинематических цепей вам известны?

10. Дайте определения понятий «типовой» и «идеальный» механизмы.

11. Что такое структура механизма и какие дефекты структуры механизмов вы знаете?

12. Дайте определение понятия «подвижность» механизма. Какие основные структурные формулы используются для ее определения?

13. Поясните состав структуры механизмов по Ассуру и дайте определения понятий «структурная группа» и «первичный механизм».

14. Как определяются класс, вид и порядок структурной группы?

15. Какие задачи решаются при выполнении структурного анализа плоских рычажных механизмов?

16. Как определяется подвижность пространственных рычажных механизмов?

17. Как определяется маневренность пространственных рычажных механизмов?

18. Поясните отличия этапов синтеза механизмов.

19. Как выполняется структурный синтез рычажных механизмов?

20. Как выполняется метрический синтез рычажных механизмов?

21. Охарактеризуйте качественные показатели рычажных механизмов.

22. Поясните отличия понятий «масштаб» и «масштабный коэффициент».

23. Дайте определения понятий «структурная» и «кинематическая схема» и поясните их отличия.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №6 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы: изучить методы кинематического анализа, а также научиться выполнять кинематический анализ плоских рычажных механизмов, используя графоаналитические методы.

Оборудование: модели механизмов.

Краткие теоретические сведения

Кинематический анализ механизмов – это один из видов исследования механизмов, выполняемый без учета силовых факторов, действующих на их звенья в функции времени.

Кинематический анализ проводится для определения величин, направлений действия и закономерностей изменения кинематических параметров исследуемого механизма в функции времени.

В рамках кинематического анализа плоских рычажных механизмов решаются следующие задачи:

1) выявление возможных положений всех звеньев механизма за рассматриваемый промежуток времени;

2) определение величин линейных и относительных скоростей характерных точек механизма, а также выявление значений и направлений угловых скоростей всех звеньев;

3) определение величин линейных и относительных ускорений характерных точек механизма, а также выявление значений и направлений угловых ускорений всех звеньев.

При кинематическом анализе используются аналитический, графический и графоаналитический методы.

К графоаналитическим методам кинематического анализа относятся: метод кинематических планов (метод планов); метод кинематических диаграмм (метод диаграмм).

Оба метода дают примерно одинаковый по точности результат. Однако метод диаграмм в основном применяется для определения закона

движения и кинематических параметров характерных точек выходных звеньев механизма. Метод планов позволяет найти кинематические параметры любых точек, принадлежащих звеньям механизма.

Решением первой задачи кинематического анализа графоаналитическим методом является план положений механизма.

План положений механизма – это графическое изображение взаимного расположения звеньев механизма за рассматриваемый период времени, выполненное в определенном масштабном коэффициенте.

Построение планов положений начинают с изображения элементов стойки, т. е. шарнирно-неподвижных опор и направляющих (рис. 6.1). Далее последовательно изображают ведущие звенья в заданных положениях и структурные группы звеньев. Положения подвижных характерных точек определяются с помощью метода засечек.

В большинстве случаев движение плоских рычажных механизмов носит периодичный характер, т. е. по истечении определенного промежутка времени все процессы, имеющие место в механизме, повторяются. Следовательно, кинематический анализ плоских рычажных механизмов выполняют для одного периода их работы, т. е. за один оборот ведущего звена (кривошипа).

Если ведущее звено совершает равномерное вращательное движение, то траекторией движения одной из его характерных точек является окружность. Данную траекторию (окружность) делят на равные части: 12, 24, 36, 48 и т. д. Каждой полученной точке присваивается соответствующий номер. За начальное положение принимается одно из крайних положений выходного звена (рис. 6.1). Под крайними положениями подразумеваются такие положения выходных звеньев, в которых оси кривошипа 1 и шатуна 2 совпадают. Подобные положения точки B найдем, проведя из точки O дуги радиусами

$$R_1 = |AB| - |OA|,$$

$$R_2 = |AB| + |OA|,$$

где $|AB|$, $|OA|$ – отрезки, пропорциональные действительным длинам шатуна и кривошипа.

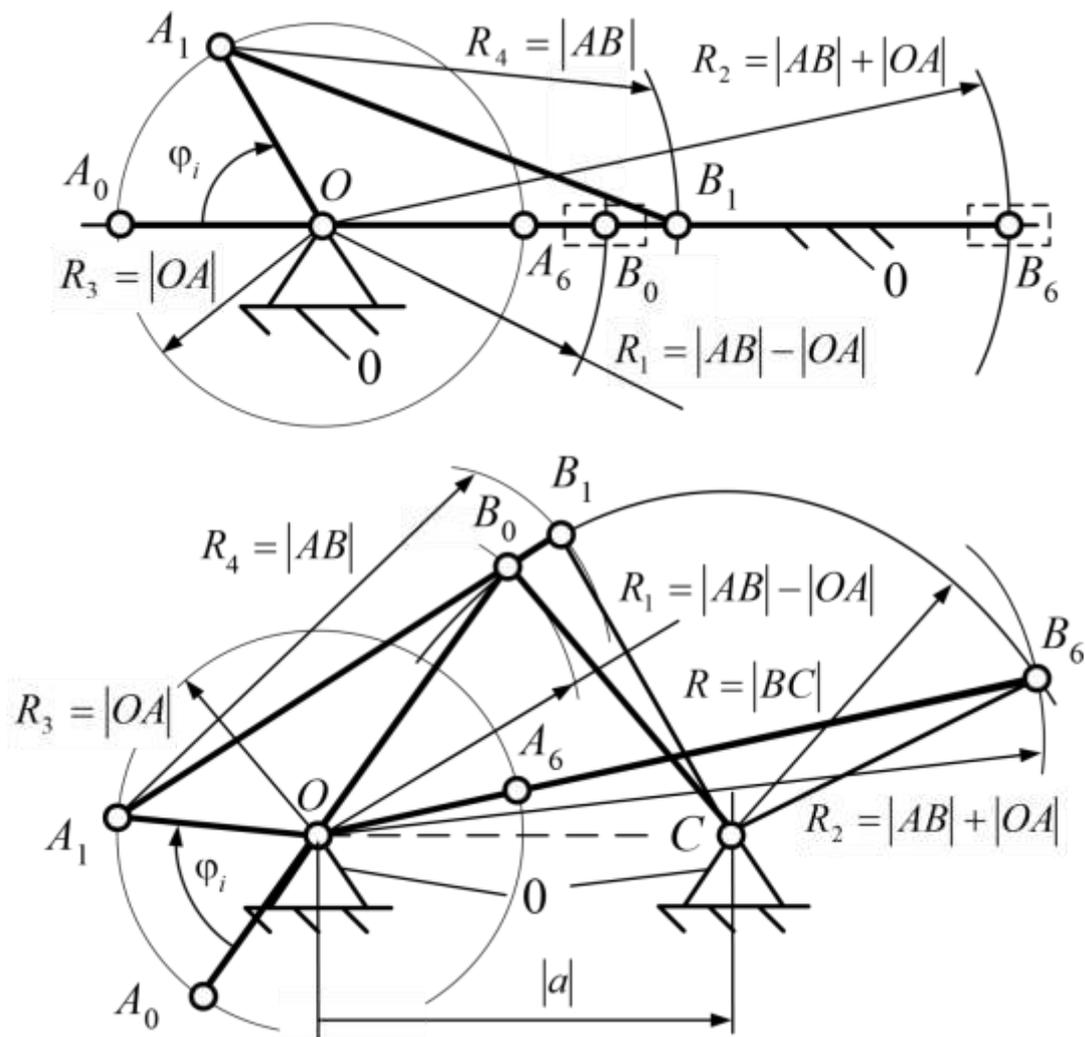


Рис. 6.1. Метрический синтез крайних положений выходных звеньев механизмов

Положения точки A , соответствующие крайним положениям точки B , найдем, проведя из точки O окружность радиусом $R_3 = |OA|$ (рис. 6.1).

Для построения плана положений механизма необходимо от начального положения кривошипа в направлении его вращения отложить требуемый угол ϕ_i , соответствующий следующему положению кривошипа. Для определения положения точки B из полученной точки A проводится дуга радиусом $R_4 = AB$.

Соединив выявленные точки, получаем новое положение звеньев механизма. Процесс построения повторяется до полного завершения построения плана положений, содержащего требуемое число положений ведущего звена.

Метод кинематических диаграмм

После построения планов положений необходимо перейти к построению *диаграммы пути*. Выбрав систему координат (рис. 6.2, *a*),

задаем масштабными коэффициентами оси пути S , м/мм, и оси времени t , мин/мм:

$$\mu_s = \frac{H}{y}$$

$$\mu_t = \frac{60}{n \cdot l},$$

где n – число оборотов кривошипа, мин⁻¹; y, l – произвольный отрезок, мм.

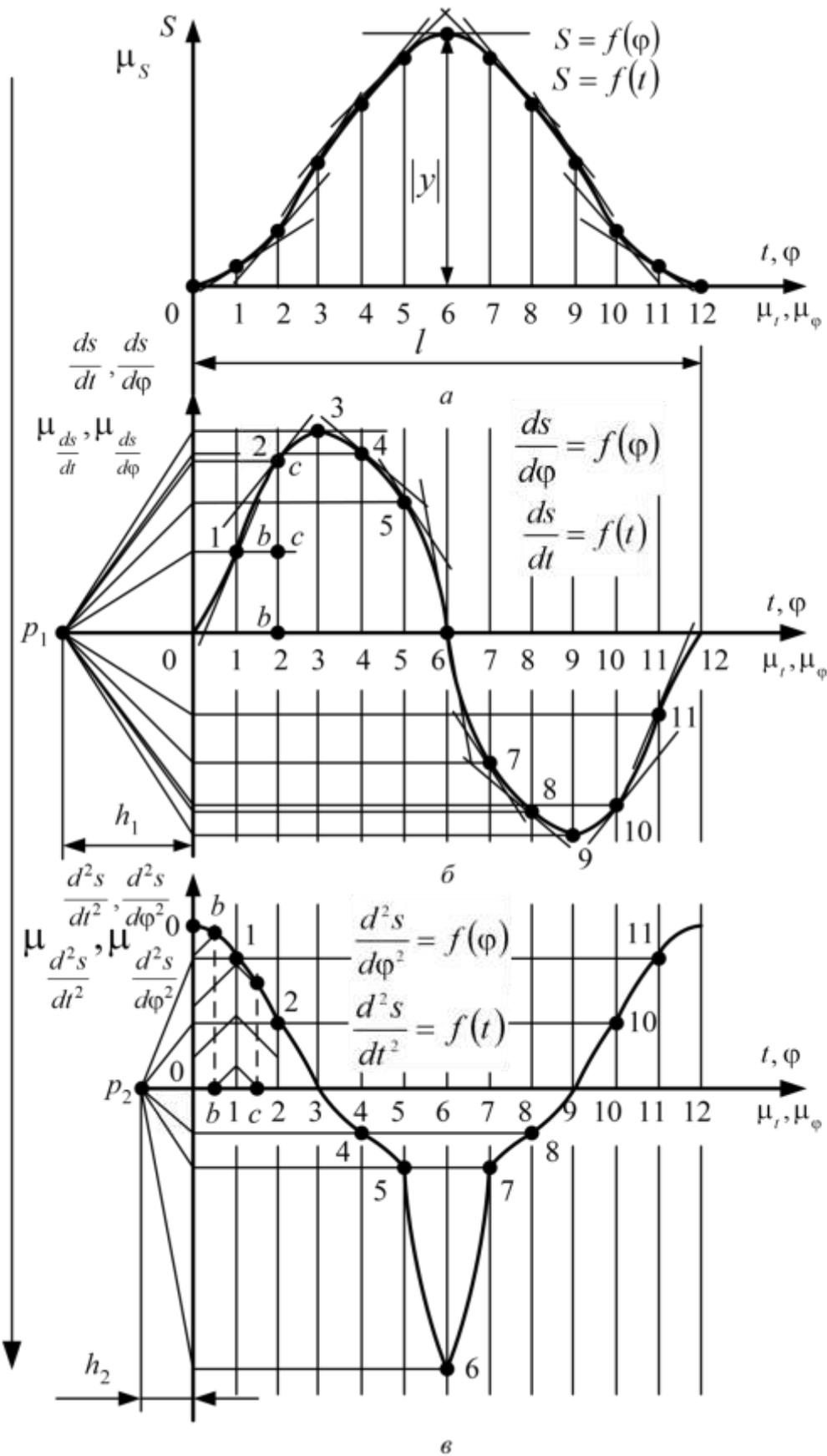
Одно из крайних положений выходного звена примем за начальное положение (см. рис. 6.1). Измерив отрезок $B B_0$, определим перемещение выходного звена относительно первого положения кривошипа. Отложив найденный отрезок, получим точку диаграммы пути, соответствующую первому положению кривошипа. Проведя аналогичные действия, определим точки диаграммы пути для всех остальных положений кривошипа. Соединив найденные точки плавной кривой, получим диаграмму пути, являющуюся функцией от времени $S = f(t)$ (рис. 6.2, а).

Известно, что кривошип совершает вращательные движения с постоянной угловой скоростью, следовательно, можно утверждать, что за одинаковые промежутки времени кривошип перемещается на одинаковые угловые расстояния. Это позволяет с осью времени совместить ось угла поворота кривошипа ϕ , а полученную диаграмму считать функцией от этого параметра $S = f(\phi)$.

Для решения второй задачи кинематического анализа, используя графическое дифференцирование кривой пути, построим *диаграмму аналога скорости*. Масштабный коэффициент оси времени системы координат (рис. 6.2, б) приравняем к масштабному коэффициенту аналогичной оси диаграммы пути. На продолжении оси времени отложим отрезок h_1 . В результате получим точку p_1 , являющуюся полюсом дифференцирования. Масштабный коэффициент оси аналога скорости, м/(с мм), определим по формуле

$$\mu_{ds} = \frac{\mu_s \mu_t}{h_1}$$

Графическое дифференцирование



Графическое интегрирование

Рис. 6.2. Кинематические диаграммы

Через точки, лежащие на кривой пути и соответствующие каждому положению кривошипа, проведем касательные к данной кривой. Через полюс дифференцирования (точку p_1) проведем лучи параллельно каждой касательной. Точки пересечения оси аналога скорости с лучами отсекают отрезки, пропорциональные значениям скорости выходного звена относительно каждого положения кривошипа. Отложив найденные отрезки, получим точки диаграммы аналога скорости относительно всех положений кривошипа. Соединив эти точки плавной кривой, получим диаграмму аналога скорости, являющуюся функцией от времени $v = f(t)$ (рис. 6.2, б). Так как диаграмма

пути – это не только функция времени, но и функция угла поворота кривошипа ϕ , то полученная диаграмма аналога скорости также является функцией от времени и функцией угла поворота кривошипа ϕ , т. е. $v = f(\phi)$.

Для решения третьей задачи кинематического анализа, используя графическое дифференцирование диаграммы аналога скорости, построим диаграмму аналога ускорения. Масштабный коэффициент оси времени системы координат (рис. 6.2, в) приравняем к масштабным коэффициентам аналогичных осей предшествующих диаграмм. На продолжении оси времени отложим отрезок h_2 . В результате получим точку p_2 , являющуюся полюсом дифференцирования. Масштабный коэффициент оси аналога ускорения, $m/(с \cdot мм^2)$, рассчитаем по формуле

$$\mu_2 = \frac{ds}{dt} \cdot \mu_1$$

Через точки, лежащие на кривой аналога скорости и соответствующие каждому положению кривошипа, проведем касательные к данной кривой. Через полюс дифференцирования (точку p_2) проведем лучи параллельно каждой касательной. Точки пересечения оси ускорений с лучами отсекают отрезки, пропорциональные значениям ускорения выходного звена для каждого положения кривошипа. Отложив найденные отрезки, получим точки диаграммы ускорения относительно всех положений кривошипа. Соединив эти точки плавной кривой, получим диаграмму аналога ускорения, являющуюся функцией от времени $a = f(t)$ (рис. 6.2, в). Так как диаграмма аналога

скорости $v = f(t)$ (рис. 6.2, б). Так как диаграмма аналога

рости – это не только функция времени, но и функция угла поворота кривошипа ϕ , то полученная диаграмма аналога ускорения также является функцией времени и функцией угла поворота кривошипа ϕ , т. е.

$$\frac{d^2 s}{dt^2} = f(\phi)$$

Рассмотренный пример кинематического анализа методом диаграмм основан на *графическом дифференцировании*. Однако если требуется обеспечить закон движения выходного звена механизма, необходимо использовать *графическое интегрирование*. Выбрав систему координат и масштабные коэффициенты осей аналога ускорения a и времени t , построим диаграмму аналога ускорения (рис. 6.2, в) согласно заданному закону.

Для построения диаграммы аналога скорости воспользуемся графическим интегрированием, т. е. приращение скорости за промежуток времени 0–1 пропорционально площади фигуры 0011. На середине отрезка оси времени 0–1 возьмем точку b , через которую параллельно оси ускорений проведем прямую bb . Приравняв отрезок bb к отрезку 11 и отложив его в первом положении, получим точку искомой диаграммы аналога скорости (рис. 6.2, б). Проведя подобные действия, найдем отрезок cc , значение которого пропорционально приращению скорости выходного звена за промежуток времени 1–2. Отложив отрезок 22 , равный сумме отрезков bb и cc , получим точку искомой диаграммы аналога скорости во втором положении. По аналогии строятся остальные точки диаграмм аналога скорости $V = f(t)$ (рис. 6.2, б) и пути $S = f(t)$ (рис. 6.2, а).

Метод кинематических планов

Планы скоростей и ускорений являются решением второй и третьей задач кинематического анализа. Построение планов скоростей и ускорений выполняется в соответствующем масштабном коэффициенте и основано на графическом решении векторных уравнений распределения величин скоростей и ускорений между характерными точками механизма.

План скоростей – это пучок векторов, выполненный в определенном масштабном коэффициенте, лучи которого изображают векторы абсолютных линейных скоростей характерных точек механизма, а отрезки, соединяющие их вершины, соответствуют векторам относительных скоростей.

Масштабный коэффициент плана скоростей, $m/(с \text{ мм} \cdot)$, рассчитывается по выражению

$$V_{AO}$$

$$\mu_v = \frac{ra}{r}$$

где ra – произвольный отрезок, мм.

Из определения плана скоростей вытекают его *свойства*:

- 1) все векторы, составляющие план, являются векторами скоростей характерных точек механизма;
- 2) все векторы скоростей, выходящие из полюса плана (точки p), являются векторами абсолютных линейных скоростей характерных точек механизма;
- 3) все векторы скоростей, не проходящие через полюс плана (точку p), являются векторами относительных скоростей характерных точек механизма;
- 4) скорости характерных точек механизма, равные нулю, изображаются точечными векторами, лежащими в полюсе плана скоростей (точке p).

Угловая скорость – это отношение скорости относительного движения соответствующего звена механизма к действительной длине этого звена.

Направление действия угловой скорости указывает вектор относительной скорости характерных точек соответствующего звена, перенесенный с плана скоростей в одноименную точку, принадлежащую этому звену на схеме механизма. При этом разрывается связь рассматриваемого звена с другими звеньями, а к свободной характерной точке прикладывается шарнирнонеподвижная опора. В этом случае данная точка становится условно неподвижной, а одноименная точка совместно со звеном под действием вектора относительной скорости получает возможность совершать вращательное движение вокруг условно неподвижной точки в направлении действия этого вектора. Полученное направление вращательного движения рассматриваемого звена является направлением действия угловой скорости этого звена.

План ускорений – это пучок векторов, выполненный в определенном масштабном коэффициенте, лучи которого изображают вектора абсолютных ускорений характерных точек механизма, а отрезки, соединяющие их вершины, соответствуют векторам относительных ускорений.

Масштабный коэффициент плана ускорений, $m/(с \text{ мм}^2 \cdot)$, определяется по формуле

$$\mu_a = \frac{a_{OA}^n}{pa}$$

где pa – произвольный отрезок, мм.

Из определения плана ускорений вытекают его *свойства*:

- 1) все векторы, составляющие план, являются векторами ускорений характерных точек механизма;

2) все векторы ускорений, выходящие из полюса плана (точки π), являются векторами абсолютных ускорений характерных точек механизма;

3) все векторы ускорений, не проходящие через полюс плана (точку π), являются векторами относительных ускорений характерных точек механизма;

4) ускорения характерных точек механизма, равные нулю, изображаются точечными векторами, совпадающими с полюсом плана ускорений (точкой π).

Следствие из свойства 4. Если тангенциальные или касательные ускорения характерных точек механизма равны нулю, то они изображаются точечными векторами, совпадающими на плане ускорений с вершинами нормальных или радиальных векторов ускорений этих же точек механизма.

Угловое ускорение – это отношение тангенциального ускорения соответствующего звена механизма к действительной длине этого звена.

Направление действия углового ускорения указывает вектор тангенциального ускорения характерных точек соответствующего звена, перенесенный с плана ускорений в одноименную точку, принадлежащую этому звену на схеме механизма. При этом разрывается связь рассматриваемого звена с другими звеньями, а к свободной характерной точке прикладывается шарнирнонеподвижная опора. В этом случае данная точка становится условно неподвижной, а одноименная точка совместно со звеном под действием вектора тангенциального ускорения получает возможность совершать вращательное движение вокруг условно неподвижной точки в направлении действия этого вектора. Полученное направление вращательного движения рассматриваемого звена является направлением действия углового ускорения этого звена.

Теорема подобия

Модели плоских рычажных механизмов могут содержать характерные точки, являющиеся центрами кинематических пар, которые образованы звеньями, не имеющими связей с элементами стойки. Определение скоростей и ускорений подобных точек осуществляется по *теореме подобия*, которая формулируется следующим образом: отрезки, соединяющие точки на схеме (плане положений) механизма, и отрезки, соединяющие одноименные точки на планах скоростей или ускорений, образуют подобные фигуры.

Если порядок букв при обходе по контуру в выбранном направлении одинаков, то подобные фигуры к тому же и сходственно расположены. Фигура, полученная на плане ускорений, будет повернута относительно исходной фигуры схемы (плана положений) механизма на некоторый угол в направлении вращения ведущего звена.

Согласно формулировке теоремы подобия, характерная точка, являющаяся центром кинематической пары, образованной звеньями механизма, не имеющими связей со стойкой, лежит на схеме механизма на некотором звене, следовательно, одноименная точка как на плане скоростей, так и на плане ускорений расположена на отрезке, изображающем это звено в составе обоих планов. Составив пропорцию, характеризующую отношение действительных длин звеньев и отрезков, соответствующих этим параметрам в составе планов, найдем длину отрезка, определяющего положение рассматриваемой точки как на плане скоростей, так и на плане ускорений. Отложив длину полученного отрезка на планах скоростей и ускорений, установим положение искомой точки. Соединив найденные точки с полюсами планов, получим отрезки, пропорциональные, соответственно, векторам скорости и ускорения рассматриваемой характерной точки. Полученные векторы скорости и ускорения будут направлены от полюсов планов к найденным точкам. Значение скорости и ускорения рассматриваемой характерной точки рассчитаем как произведение длины отрезка с соответствующего плана на его масштабный коэффициент.

Порядок выполнения работы

Задание 1

1. Проанализировать структурную схему плоского рычажного механизма.
2. Выбрать масштабный коэффициент длин.
3. Перевести все заданные геометрические параметры механизма, имеющие размерность длин (м), в масштабный коэффициент.
4. По полученным значениям в выбранном масштабном коэффициенте определить крайние (граничные) положения выходного(ых) звена(ьев).
5. Построить кинематические схемы механизма для обоих крайних (граничных) положений выходного(ых) звена(ьев).
6. Считая одно из крайних положений начальным, построить план положений механизма для заданного количества положений ведущего (входного) звена.
7. Определить коэффициент неравномерности средней скорости и ход механизма.
8. Выявить положения ведущего звена механизма, в которых угол давления принимает максимальные и минимальные значения.

Задание 2

1. Проанализировать план положений плоского рычажного механизма.
2. Выбрать масштабные коэффициенты осей времени и пути.
3. Построить диаграмму пути.
4. Выбрать масштабный коэффициент оси аналога скорости.
5. Используя графическое дифференцирование диаграммы пути, построить диаграмму аналога скорости.
6. Выбрать масштабный коэффициент оси аналога ускорения.
7. Используя графическое дифференцирование диаграммы аналога скорости, построить диаграмму аналога ускорения.
8. Выявить значения углов положения ведущего (входного) звена, при которых скорость и ускорение характерной(ых) точки(ек) выходного(ых) звена(ьев) достигают минимума и максимума.

Задание 3

1. Проанализировать кинематическую схему плоского рычажного механизма.
2. Определить характерные точки механизма.
3. Выявить траектории движения всех характерных точек механизма.
4. Составить векторные уравнения, описывающие распределение скоростей между характерными точками механизма.
5. Выбрать масштабный коэффициент скоростей.
6. Решая векторные уравнения, построить план скоростей для заданного положения ведущего (входного) звена.
7. Определить значения скоростей характерных точек, а также величины и направления действия угловых скоростей всех звеньев механизма для заданного положения ведущего (входного) звена.

Задание 4

1. Проанализировать кинематическую схему плоского рычажного механизма.
2. Составить векторные уравнения, описывающие распределение ускорений между характерными точками механизма.
3. Выбрать масштабный коэффициент ускорений.
4. Решая векторные уравнения, построить план ускорений для заданного положения ведущего (входного) звена.
5. Определить значения ускорений характерных точек, а также величины и направления действия угловых ускорений всех звеньев механизма для заданного положения ведущего (входного) звена.

После выполнения всех пунктов задания лабораторной работы необходимо оформить отчет в соответствии с предъявляемыми требованиями и подготовиться к ее защите.

Контрольные вопросы и задания

1. Какие цели и задачи преследует кинематический анализ плоских рычажных механизмов?
2. Какие методы кинематического анализа механизмов вы знаете?
3. Поясните отличия графоаналитических методов кинематического анализа плоских рычажных механизмов.
4. Дайте определение понятия «план положений механизма» и поясните принцип его построения.
5. Как рассчитывается значение масштабного коэффициента плана положений механизма?
6. Какие положения выходного(ых) звена(ьев) называются «крайними» (граничными) и как их определить?
7. Дайте определение понятий «коэффициент неравномерности средней скорости» и «ход механизма». Как определить их значения?
8. Поясните суть метода кинематических диаграмм.
9. Как определить значения масштабных коэффициентов осей времени, пути, аналогов скорости и ускорения?
10. Поясните суть и отличия графического дифференцирования и графического интегрирования.
11. Поясните суть метода кинематических планов.
12. Как построить план скоростей?
13. Как построить план ускорений?
14. Поясните принцип определения значений и направлений действия угловых скоростей звеньев механизма.
15. Поясните принцип определения значений и направлений действия угловых ускорений звеньев механизма.
16. Дайте формулировку теоремы подобия и поясните область ее применения.
17. В чем заключаются отличия метода кинематических диаграмм и метода планов?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 7

СИЛОВОЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы: изучить виды и методы построения динамических моделей механизмов, а также научиться составлять и определять основные параметры динамических моделей плоских рычажных механизмов.

Краткие теоретические сведения

Раздел «Динамика» предполагает изучение процессов или явлений, протекающих в технических системах под действием силовых факторов в функции времени, а также определение значений и закономерностей изменения динамических параметров исследуемой системы в функции времени. Динамические параметры любой технической системы делятся на две группы: силовые (силы и моменты пар сил) и инерциальные (массы и моменты инерции звеньев).

Исследование динамики технических систем выполняется по их динамическим моделям.

Динамическая модель – это модель технической системы, предназначенная для исследования ее параметров в функции времени.

К методам обеспечения эквивалентности динамической модели относятся:

кинетостатический метод – это метод обеспечения эквивалентности динамической модели по отношению к состоянию технической системы, основанный на уравнениях силового равновесия; *энергетический метод* – это метод обеспечения эквивалентности динамической модели по отношению к состоянию технической системы, основанный на уравнениях энергетического равновесия.

В соответствии с методами обеспечения эквивалентности динамической модели в разделе «Динамика» различают два вида анализа технических систем: силовой анализ и динамический анализ.

Динамический и силовой анализы

Динамический анализ – это вид исследования подвижных технических систем, изучающий процессы, протекающие в этих системах под действием силовых факторов в функции времени.

Задачами динамического анализа являются:

определение закона движения технической системы при заданном управляющем силовом воздействии; определение требуемого управляющего силового воздействия, обеспечивающего заданный закон движения технической системы.

Силовой анализ – это вид исследования технических систем, изучающий процессы, имеющие место в этих системах под действием силовых факторов, исходя из условий статики.

Задачами силового анализа являются:

определение значений и направлений действия уравновешивающей силы и уравновешивающего момента (управляющего силового воздействия); определение значений и направлений действия реакций связей кинематических пар.

При силовом анализе используются следующие методы: статический, кинетостатический и кинетостатический с учетом трения.

Статический – это метод силового анализа технических систем, базирующийся на уравнениях статического равновесия. Применяется при анализе технических систем, находящихся в покое или движущихся с малыми скоростями, а также в случаях, когда неизвестны массы и моменты инерции звеньев системы.

Кинестатический – это метод силового анализа подвижных технических систем, основанный на *принципе Даламбера*, который формулируется следующим образом: если к внешним силовым факторам, действующим на звенья технической системы, добавить силы и моменты пар сил инерции, то данная система будет находиться в квазистатическом равновесии и силовой анализ этой системы можно выполнять с использованием уравнений кинестатического равновесия. Применяется при анализе подвижных технических систем при известных массах и моментах инерции звеньев.

Кинестатический с учетом трения – это метод силового анализа подвижных технических систем, базирующийся на уравнениях равновесия, составленных с учетом сил трения и моментов пар сил трения. Применяется при анализе подвижной технической системы при известных размерах и характеристиках материалов элементов кинематических пар.

Динамические модели плоских рычажных механизмов

Независимо от вида анализа технической системы ее динамические модели составляются с помощью метода приведения, который позволяет задачу о движении системы звеньев свести к более простой задаче о движении одного звена и подвижной точки этого звена ([рис. 7.1](#)). Данное звено называется *звеном приведения*, а его подвижная точка – *точкой приведения*. В качестве звена приведения рекомендуется выбирать ведущее звено, а за точку приведения принимать подвижную точку этого звена.

Динамическая модель для силового анализа ([рис. 7.1, а](#)) составляется с использованием кинестатического метода, согласно которому для сохранения эквивалентности модели по отношению к состоянию технической системы достаточно учесть только силовые параметры, т. е. силы и моменты пар сил. При этом все силовые факторы, действующие на подвижные звенья технической системы, заменяются одной силой, которая называется *уравновешивающей*.

Уравновешивающая сила F_y – это теоретическая сила, действующая на звено приведения с целью обеспечения заданного закона движения.

Вектор уравновешивающей силы прикладывается к точке приведения, а линия его действия является перпендикуляром к оси звена приведения и вектор этой силы направлен по движению звена приведения. Наличие

уравновешивающей силы на звене приведения служит причиной возникновения уравновешивающего момента пары сил:

$$M_y = F l_y \cdot \pi, \quad (7.1)$$

где l_π – расстояние между точкой приведения и осью вращения звена приведения (длина звена приведения), м.

Уравновешивающий момент пары сил M_y – это момент теоретической пары сил, действующей на звено приведения с целью обеспечения заданного закона движения.

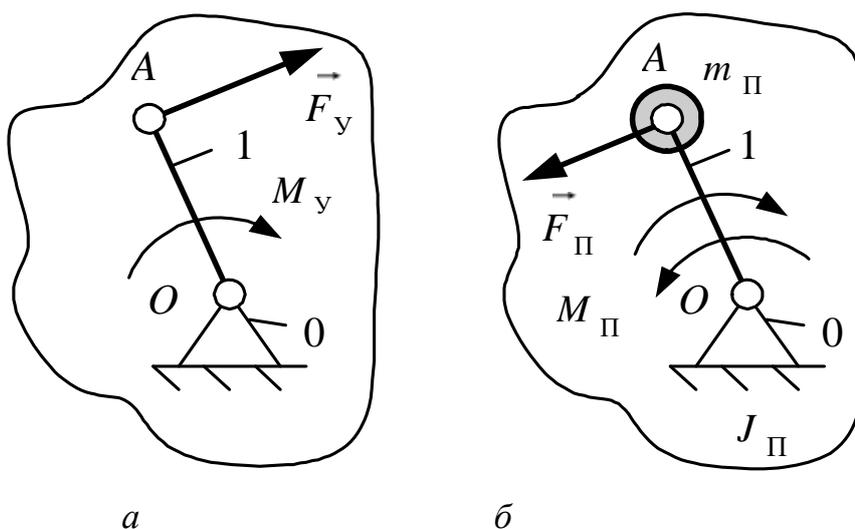


Рис. 7.1. Динамические модели технических систем

Динамическая модель для динамического анализа (рис. 7.1, б) составляется с использованием энергетического метода, согласно которому для сохранения эквивалентности модели по отношению к состоянию технической системы необходимо учесть силовые и инерциальные параметры. При этом все силовые факторы, действующие на ведомые звенья технической системы, заменяются одной силой, которая называется приведенной.

Приведенная сила – это теоретическая сила, которая вынуждает звено приведения развивать мгновенную мощность, равную сумме мгновенных мощностей, развиваемых приводимыми силами:

$$F_{\pi} = \frac{\sum_{i=1}^n N_i}{V_{\pi}},$$

где $\sum_{i=1}^n N_i$ – сумма мгновенных мощностей, развиваемых приводимыми сила-

ми, Н; V_{π} – скорость точки приведения, м/с; n – количество приводимых звеньев технической системы.

Вектор приведенной силы прикладывается к точке приведения, направлен против движения звена приведения, а линия его действия является перпендикуляром к оси звена. Наличие приведенной силы на звене приведения служит причиной возникновения приведенного момента пары сил:

$$M_{\pi} = F l_{\pi} \cdot \quad (7.2)$$

Приведенный момент пары сил – это момент теоретической пары сил, который вынуждает звено приведения развивать мгновенную мощность, равную сумме мгновенных мощностей, развиваемых приводимыми силами:

$$M_{\pi} = \frac{\sum_{i=1}^n N_i}{\omega_{\pi}},$$

где ω_{π} – угловая скорость звена приведения, c^{-1} .

Сумма мгновенных мощностей, развиваемых приводимыми силами, определяется по формуле

$$\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^f N_{ij} = \left(F V_{i,j} \cdot \cos(F V_{i,j}) \right) + \sum_{i=1}^m (M_i \cdot \omega_i),$$

здесь ω_i – угловая скорость i -го звена; f , m – соответственно, количество внешних сил и внешних моментов пар сил, действующих на ведомые звенья.

Каждое звено технической системы обладает массой, следовательно, массы всех приводимых звеньев заменяют приведенной массой.

Приведенная масса – это теоретическая масса, прикладываемая к точке приведения и обладающая кинетической энергией, равной удвоенной сумме кинетических энергий приводимых звеньев:

$$m_{\pi} = \frac{2 \sum_{i=1}^n E_i}{V_{\pi}^2},$$

где $\sum_{i=1}^n E_i$ – сумма кинетических энергий приводимых звеньев.

Приведенная масса прикладывается в точку приведения и является причиной возникновения приведенного момента инерции:

$$J_{\Pi} = m_{\Pi} \cdot l^2. \quad (7.3)$$

Приведенный момент инерции – это теоретический момент инерции, которым должно обладать звено приведения, чтобы его кинетическая энергия была равна удвоенной сумме кинетических энергий приводимых звеньев:

$$J_{\Pi} = \frac{2 \sum_{i=1}^n E_i}{\omega_{\Pi}^2}.$$

Сумма кинетических энергий приводимых звеньев рассчитывается по выражению

$$\sum_{i=1}^n E_i = \sum_{i=1}^n \left(\frac{m_i V_{si}^2}{2} + \frac{J_{si} \omega_i^2}{2} \right),$$

где m_i – масса i -го звена, кг; V_{si} – скорость центра масс i -го звена, м/с; J_{si} – момент инерции i -го звена относительно оси, проходящей через его центр масс, кг м²; ω_i – угловая скорость i -го звена, с⁻¹; r, p, k – число звеньев, совершающих вращательное, поступательное или сложное движение соответственно.

Внешние силовые факторы

Каждое звено технической системы, обладая собственной массой, находится под действием силы тяжести. Силы тяжести являются следствием действия на звенья технической системы притяжения Земли и относятся к внешним движущими силовым факторам.

Внешние силовые факторы – это силы и моменты пар сил, действующие на техническую систему (механизм) со стороны внешних систем (механизмов) и совершающие работу над этой системой (механизмом). К ним относятся: движущие силовые факторы и силовые факторы сопротивления. Факторами сопротивления являются силовые факторы полезного сопротивления и силовые факторы трения.

Сила тяжести i -го звена, Н, рассчитывается по формуле

$$G_i = g m_i,$$

где m_i – масса i -го звена, кг; g – ускорение свободного падения, м/с². Масса i -го звена, кг, определяется по выражению

$$m_i = k l_i \cdot i,$$

здесь l_i, k_i – длина и коэффициент удельной массы i -го звена.

Коэффициент удельной массы выбирается из следующих интервалов:
для кривошипов – 8–12 кг/м; для шатунов – 15–20 кг/м; для
коромысел и кулис – 25–40 кг/м.

Масса ползуна, кг, вычисляется по формуле

$$m_{\text{п}} = (0,5 - 0,7) \cdot m_{\text{ш}},$$

где $m_{\text{п}}, m_{\text{ш}}$ – соответственно, масса ползуна и масса шатуна, образующего с этим ползуном вращательную кинематическую пару.

Теоретические силовые факторы

Теоретические силовые факторы – это силы и моменты пар сил, которые не существуют в реальности, а используются в различных видах анализа технических систем с целью их упрощения. К ним относятся приведенные силовые факторы и силовые факторы инерции.

Силовыми факторами инерции являются силы инерции и моменты пар сил инерции.

Сила инерции, Н, рассчитывается по выражению

$$F_{\text{и}i} = m_i \cdot a_{\text{с}i},$$

где m_i – масса i -го звена, кг; $a_{\text{с}i}$ – ускорение центра масс i -го звена, м/с².

Для определения линии и направления действия главного вектора силы инерции используется уравнение

$$F_{\text{и}i} = -m_i \cdot a_{\text{с}i}.$$

Знак « \leftarrow » в формуле означает, что вектор силы инерции лежит на линии действия ускорения центра масс i -го звена и направлен противоположно вектору ускорения центра масс (рис. 7.2). При этом вектор ускорения центра масс i -го звена определяется с помощью теоремы подобия на плане ускорений.

Момент пары сил инерции, Н·м, рассчитывается по выражению

$$M_{\text{и}i} = -J_{\text{с}i} \cdot \varepsilon_i,$$

где $J_{\text{с}i}$ – момент инерции i -го звена относительно оси, проходящей через его центр масс, кг·м²; ε_i – угловое ускорение i -го звена, с⁻².

Знак « \leftarrow » в формуле означает, что направление действия момента пары сил инерции i -го звена противоположно направлению действия углового ускорения этого же звена (рис. 7.2).

Звено движется поступательно с некоторым ускорением.

Случай 1. Звено 2 движется поступательно по подвижному звену 1 (рис. 7.2, а). Центр масс звена 2 является подвижным, следовательно, на звено действует вектор силы инерции F_{u2} , направленный противоположно вектору ускорения центра масс, и момент пары сил инерции M_{u2} , действующий противоположно направлению углового ускорения этого звена.

Случай 2. Звено 2 движется поступательно по неподвижному звену 1 (рис. 7.2, б). Центр масс звена 2 является подвижным, следовательно, на звено действует вектор силы инерции F_{u2} , направленный противоположно вектору ускорения центра масс, а момент пары сил инерции M_{u2} равен нулю, так как угловое ускорение этого звена равно нулю, т. е. $\varepsilon =_2 0 \Rightarrow M_{u2} = 0$.

Звено совершает вращательное движение.

Случай 1. Звено 3 совершает вращательное движение с некоторым ускорением, а центр масс этого звена не совпадает с осью вращения (рис. 7.2, в). Центр масс звена 3 является подвижным, следовательно, на звено действует вектор силы инерции F_{u3} , направленный противоположно вектору ускорения центра масс, и момент пары сил инерции M_{u3} , действующий противоположно направлению углового ускорения этого звена.

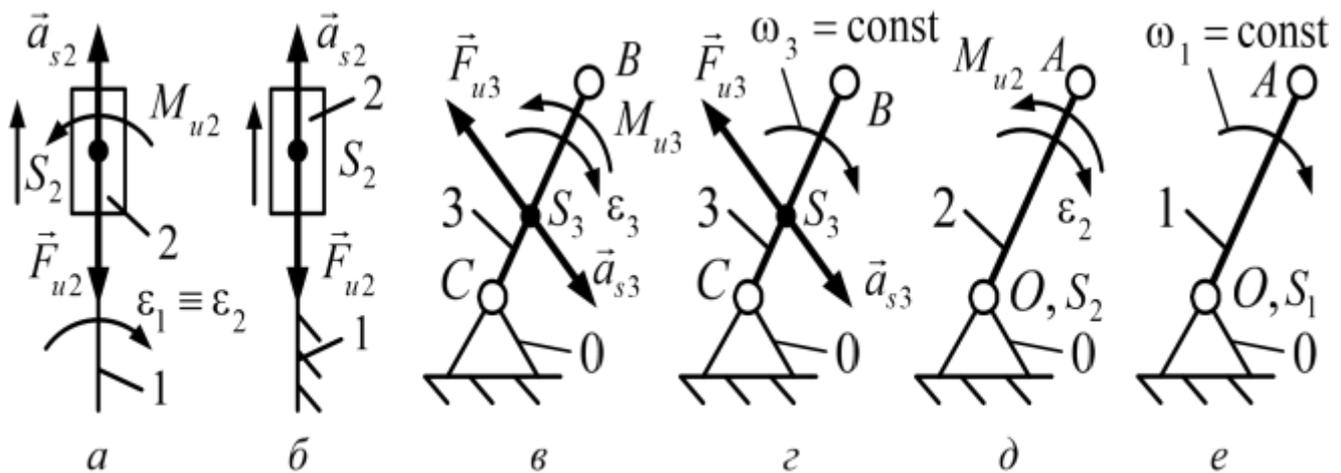


Рис. 7.2. Теоретические силовые факторы для частных случаев движения звеньев

Случай 2. Звено 3 совершает равномерное вращательное движение, а центр масс этого звена не совпадает с осью вращения (рис. 7.2, з). Центр масс звена 3 является подвижным, следовательно, на звено действует вектор

силы инерции $F_{и3}$, направленный противоположно вектору ускорения центра масс, а момент пары сил инерции $M_{и3}$ равен нулю, так как угловое ускорение этого звена равно нулю, т. е. $\varepsilon_3 = 0 \Rightarrow M_{и3} = 0$.

Случай 3. Звено 2 совершает вращательное движение с некоторым ускорением, а центр масс этого звена совпадает с осью вращения (рис. 7.2, д). Центр масс звена 2 является неподвижным, следовательно, на звено действует момент пары сил инерции $M_{и2}$, направленный противоположно угловому ускорению этого звена, сила инерции равна нулю, так как ускорение центра масс равно нулю, т. е. $a_{s2} = 0 \Rightarrow F_{и2} = 0$.

Случай 4. Звено 1 совершает равномерное вращательное движение, а центр масс этого звена совпадает с осью вращения (рис. 7.2, е). Центр масс звена 2 является неподвижным, следовательно, на звено не действует ни сила инерции, ни момент пары сил инерции, так как ускорение центра масс равно нулю, т. е. $a_{s1} = 0 \Rightarrow F_{и1} = 0$, и момент пары сил инерции равен нулю, так как угловое ускорение этого звена равно нулю, т. е. $\varepsilon_1 = 0 \Rightarrow M_{и1} = 0$.

Приведенными силовыми факторами, действующими на звенья технических систем, являются приведенная масса и приведенный момент инерции.

В общем случае значение приведенной массы любой технической системы характеризуются следующим выражением:

$$m_{п} = m_{п}^I + m_{п}^{II}, \quad (7.4)$$

где $m_{п}^I, m_{п}^{II}$ – постоянная и переменная части приведенной массы.

Постоянная часть приведенной массы рассчитывается по формуле

$$m_{п}^I = m_{п}^э + m_{п}^{п} + m_1, \quad (7.5)$$

здесь $m_{п}^э, m_{п}^{п}, m_1$ – приведенные массы, соответственно, энергетической машины, преобразующего устройства и ведущего звена плоского рычажного механизма рабочей машины.

Условиями лабораторной работы величины приведенных масс энергетической машины и преобразующего устройства не заданы, следовательно, значения этих параметров приравниваем к нулю, тогда выражение (7.5) примет вид, кг,

$$m_{п}^I = m_1. \quad (7.6)$$

Переменная часть приведенной массы определяется по формуле

$$m_{п}^{II} = \sum_{i=1}^{n-1} m_i$$

$$m_{\Pi} = \frac{2 \cdot \sum_{i=1}^{n-1} E_i}{V_{\Pi}} = \frac{2 \cdot \sum_{i=1}^{n-1} E_i}{V_A}, \quad (7.7)$$

где $V_{\Pi} = V_A$ – линейная скорость звена приведения; $\sum_{i=1}^{n-1} E_i$ – сумма кинетических энергий, развиваемых приводимыми звеньями механизма; n – количество подвижных звеньев механизма.

Сумма кинетических энергий, развиваемых приводимыми звеньями кривошипно-ползунного механизма, вычисляется следующим образом:

$$\sum_{i=1}^{n-1} E_i = E_2 + E_3 + \dots + E_{n-1}. \quad (7.8)$$

Кинетическая энергия каждого приводимого звена технической системы выражается через кинематические параметры в зависимости от видов движения, ими совершаемых. При этом кинематические параметры технической системы выражаются через элементы планов скоростей.

Подставив последовательно выражения для кинематических параметров в выражение [\(7.8\)](#), затем [\(7.8\)](#) в [\(7.7\)](#) и упростив, получим

$$m_{\Pi} = \sum_{i=1}^{n-1} \left(\left| \begin{array}{c} | \\ v_i \\ | \end{array} \right|^2 \cdot k_i \right), \quad (7.9)$$

где $\left| \begin{array}{c} | \\ v_i \\ | \end{array} \right|$ отрезки, изображающие вектора скоростей в составе плана скоростей; k_i – коэффициент, учитывающий значения постоянных параметров i -го звена технической системы.

Порядок выполнения работы

Задание 1

1. Проанализировать кинематическую схему плоского рычажного механизма.
2. Определить значения и направления внешних и теоретических силовых факторов, действующих на звенья механизма, т. е. сил тяжести, сил инерции и моментов пар сил инерции.
3. Составить расчетную модель (схему), установив для механизма квазистатическое равновесие.
4. Используя кинетостатический метод обеспечения эквивалентности динамической модели, построить динамическую модель механизма, пригодную для выполнения силового анализа.

5. Построить повернутый план скоростей.
6. Используя теорему В. И. Жуковского, определить значение уравновешивающей силы.
7. По выражению (7.1) рассчитать величину уравновешивающего момента пары сил.

Задание 2

1. Проанализировать кинематическую схему плоского рычажного механизма.
2. Определить значения и направления внешних силовых факторов, действующих на звенья механизма, т. е. сил тяжести.
3. Составить расчетную модель (схему) механизма.
4. Используя энергетический метод обеспечения эквивалентности динамической модели, построить динамическую модель, пригодную для выполнения динамического анализа механизма.
5. Построить повернутый план скоростей.
6. Используя теорему В. И. Жуковского, рассчитать значение приведенной силы.
7. По выражению (7.2) определить величину приведенного момента пары внешних сил.
8. Используя равенство (7.6), рассчитать значение постоянной части приведенной массы.
9. Используя выражение (7.9), вывести уравнение для расчета переменной части приведенной массы и определить ее значение.
10. По равенствам (7.3) и (7.4) рассчитать величины приведенного момента инерции и приведенной массы механизма.

Задание 3

Сравнить динамические модели плоского рычажного механизма, полученные по результатам выполнения заданий 1 и 2, и сделать вывод.

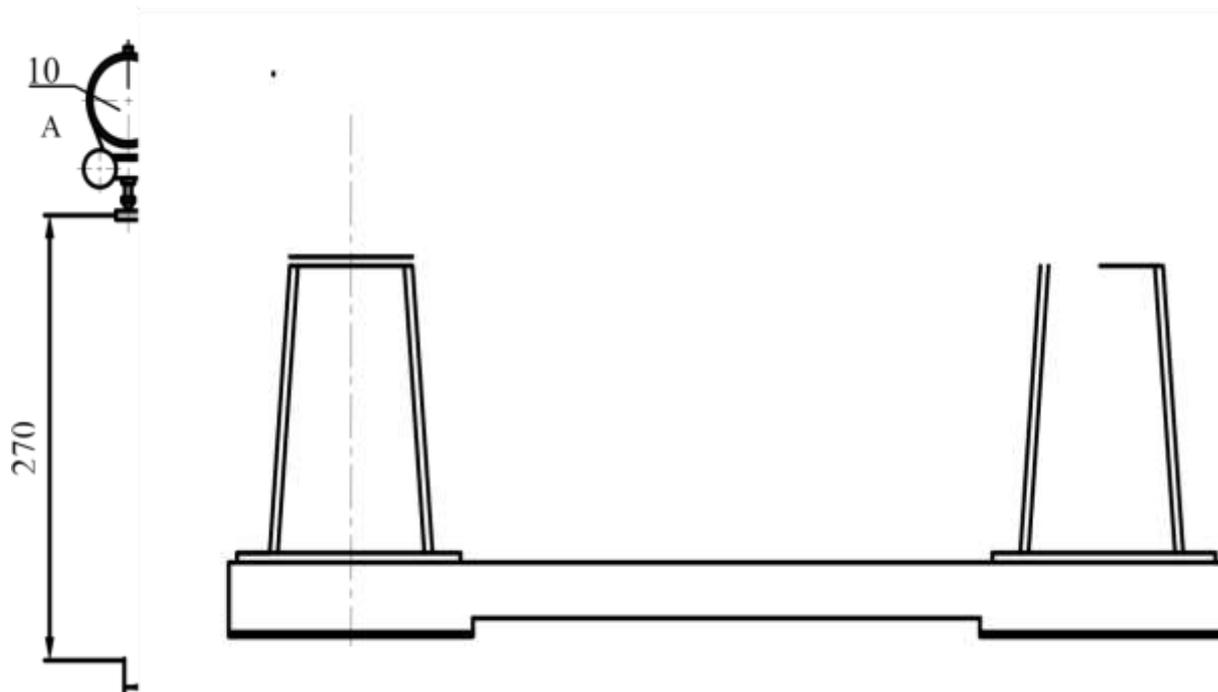
После выполнения всех пунктов задания лабораторной работы необходимо оформить отчет в соответствии с предъявляемыми требованиями и подготовиться к ее защите.

Контрольные вопросы и задания

1. Поясните цели и задачи, решаемые в разделе «Динамика». Какие основные динамические параметры механизмов вы знаете?
2. Какие виды анализа механизмов раздела «Динамика» вам известны?
3. Дайте определение понятия «динамическая модель». Какие методы обеспечения эквивалентности динамических моделей механизмов вы знаете?

4. Поясните принцип построения динамической модели, пригодной для выполнения силового анализа.
5. Дайте определения понятий «уравновешивающая сила» и «уравновешивающий момент пары сил».
6. Какие параметры динамической модели, пригодной для выполнения силового анализа, вам известны?
7. Поясните принцип построения динамической модели, пригодной для выполнения динамического анализа.
8. Дайте определения понятий «приведенная сила» и «приведенный момент пары сил».
9. Дайте определения понятий «приведенная масса» и «приведенный момент инерции».
10. Какие параметры динамической модели, пригодной для выполнения динамического анализа, вам известны?
11. Запишите выражение для определения суммы мгновенных мощностей, развиваемых приводимыми силами, и поясните все составляющие этого выражения.
12. Представьте равенство для определения суммы кинетических энергий, развиваемых приводимыми силами, и поясните все составляющие этого равенства.
13. Чем отличается динамическая модель механизма для выполнения силового анализа от динамической модели механизма для выполнения динамического анализа?
14. Приведите классификацию силовых факторов, действующих на звенья механизмов.
15. Дайте определение внешних силовых факторов, действующих на звенья механизмов, и поясните, как найти их значения.
16. Дайте определение внутренних силовых факторов и поясните, как установить их значения и направления действия.
17. Дайте определение теоретических силовых факторов и поясните, как найти их значения и направления действия.
18. Поясните формулировку принципа Даламбера и область его использования.
19. Дайте определение теоремы И. Е. Жуковского и поясните область ее применения.
20. Какие режимы движения технической системы вы знаете?
21. Поясните суть метода приведения.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №8



ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗНАЧЕНИЙ ПРОГИБА ДВУХОПОРНЫХ БАЛОК

Цель работы: научиться определять перемещения (линейные и угловые) балки при деформации изгиба.

Оборудование: лабораторная установка ТМ 12М, тарированные грузы, индикаторы часового типа.

Описание установки

На станине 1 располагаются стойки 2 и 3 с шарнирно-подвижной 5 и шарнирно-неподвижной 6 опорами, на которые установлена балка 4 (рис. 8.1). На испытуемой балке нанесены риски с интервалом 50 мм для измерения расстояний при выполнении работы. Линейные перемещения (прогибы) измеряют индикаторной головкой 8, закрепленной на горизонтальной планке 9. Угловые перемещения опор балки замеряют индикаторными головками 10, которые закреплены на рычагах 11.

Рис. 8.1. Схема лабораторной установки ТМ 12М

С помощью подвеса 7 с грузами нагружают балку на определенных расстояниях от опор по ее длине.

Порядок выполнения работы

1. Тарировать балку по графикам линейного и углового перемещения

(рис. 8.2).

2. Нагрузить балку по заданию, полученному у преподавателя.

3. При каждом уровне нагружения снять показания датчиков и записать их в табл. 8.1:

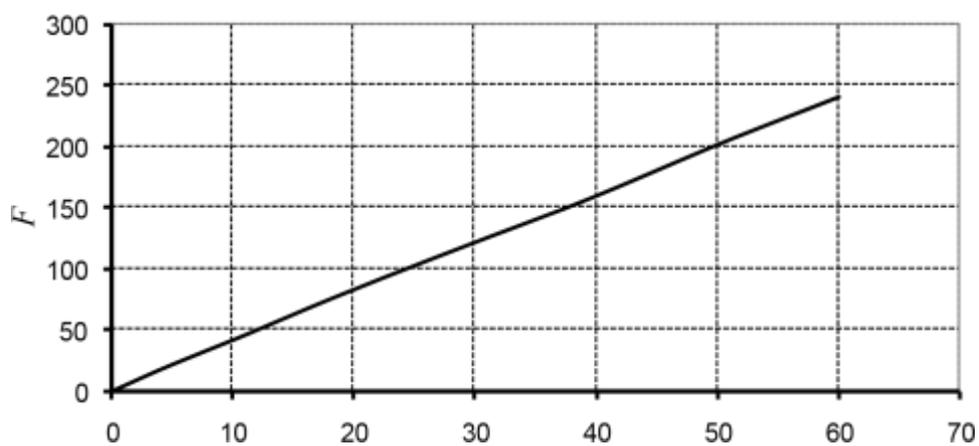
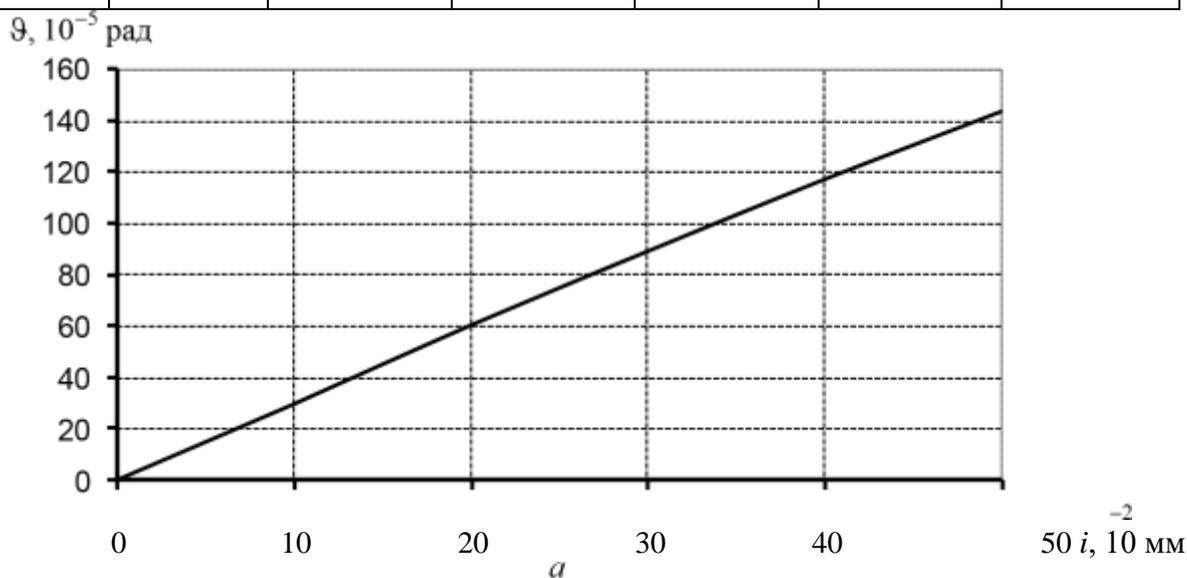
A – датчик, закрепленный на рычаге шарнирно-неподвижной опоры;

B – датчик, закрепленный на рычаге шарнирно-подвижной опоры; C

– датчик, закрепленный на горизонтальной балке.

Таблица 8.1

$F, \text{Н}$	5	10	20	30	40	50
$A, \text{рад}$						
$B, \text{рад}$						
$C, \text{мм}$						



δ

Рис. 8.2. Тарировочный график: a – углового перемещения; b – линейного перемещения

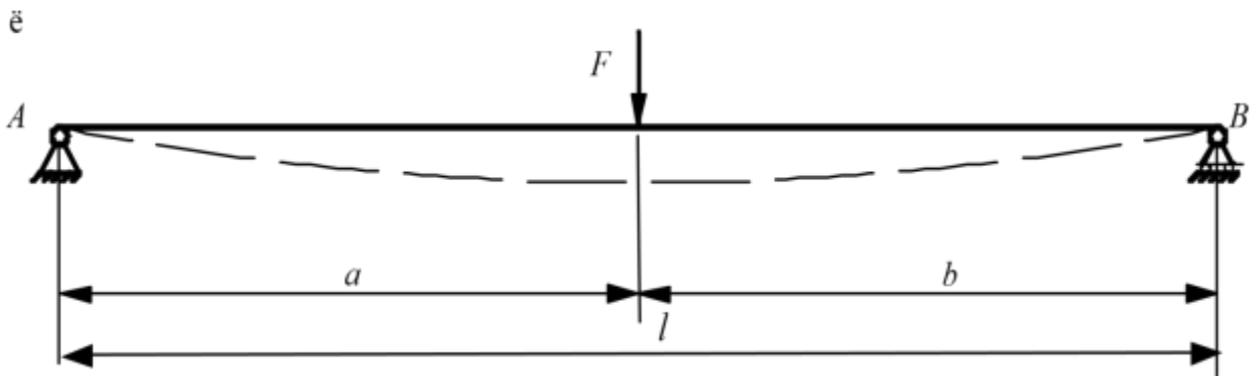


Рис. 8.3. Схема нагружения балки

Показания датчиков A и B перевести в радианы по графику, изображенному на рис. 8.2.

4. Определить аналитически линейные и угловые перемещения балки при нагружении силой $F = 40\text{Н}$ по схеме, показанной на рис. 8.3: $l = 700\text{ мм}$;

$$l a = b = \\ \frac{_}{2} = 350\text{ мм}.$$

$$\text{Реакции в опорах равны } R_A = R_B = \frac{P a \cdot P b}{l} = \frac{P b}{l} = 20\text{Н}.$$

Изгибающие моменты в сечениях I (при $0 \leq x_1 \leq a$) и II (при $0 \leq x_2 \leq b$) составляют

$$M_I = R_A \cdot x_1 = \frac{P a}{l} x_1,$$

$$M_{II} = R_B \cdot x_2 = \frac{P b}{l} x_2.$$

Так как выражения изгибающих моментов для участков I и II одинаковы, то и уравнения упругой линии на данных участках одинаковы. Проинтегрируем одно из этих уравнений.

Для участка I уравнение примет вид

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M}{EJ} = \frac{P a}{EJ l} x$$

интегрируем его дважды:

$$dy = \frac{P a}{EJ l} x \cdot dx$$

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \vartheta = \frac{P a x}{2 E J l} + C_1,$$

$$y = \frac{P a x^3}{6 E J l} + C_1 x + D_1.$$

Для определения постоянных, входящих в данные уравнения, использовались условия равновесия для концов балки. На левой опоре (при $x = 0$) прогибы равны нулю:

$$y_0 = 0; \quad y_a = y_l; \quad \vartheta_a = \vartheta_l$$

Л. Р. 8. Подставляем соответствующие значения x в уравнения прогибов и углов поворота: $x = 0$,

$$y_0 = D_1 = 0;$$

$$\vartheta_0 = -\frac{P l^2}{E J} = -\frac{40 \cdot 700^2}{16 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 77760} = 7,5 \cdot 10^{-5} \text{ рад};$$

16

$$x = \frac{l}{2},$$

$$y = \frac{P l (2) x^3}{6 E J l} + \left(\frac{l}{2} \right) \left[-l \right] = \frac{P x}{12 E J} \left(x - \frac{3 l^2}{4} \right);$$

$$\vartheta = \frac{P l (2) x^2}{2 E J l} + \frac{(l/2)^2}{3} - \frac{l/2}{3} = \frac{P}{4 E J} \left(x - \frac{l}{4} \right).$$

Получаем $y^I = 0,0175 \text{ мм}; \vartheta^I = 0$.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Приборы и инструменты, необходимые для проведения лабораторной работы.
3. Схема нагружения балки (рис. 8.3).

4. Аналитическое определение реакций в опорах.
5. Аналитическое определение изгибающих моментов на всех участках балки.
6. Уравнение упругой линии балки.
7. Аналитическое определение перемещений балки (линейных и угловых) при деформации изгиба.
8. Результаты практического определения перемещений балки (линейных и угловых) при нагружении балки грузами на заданном расстоянии (табл. 8.1).
9. Выводы по выполненной работе.

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте определение деформации прогиба балки при изгибе.
2. Дайте определение углу поворота θ сечения балки.
3. Что называется нейтральной линией сечения?
4. Напишите зависимость кривизны стержня от изгибающего момента.
5. Напишите зависимости для определения угловых и линейных перемещений при изгибе балки.
6. Объясните правило знаков при определении угловых и линейных перемещений.
7. Объясните сущность метода Мора при определении перемещений.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №9 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Цель работы: ознакомиться с практическими методами определения основных параметров зубчатых колес.

Оборудование: набор зубчатых колес разных модулей с разным количеством зубьев, штангенциркуль.

Краткие теоретические сведения

Основными параметрами зубчатого колеса с эвольвентным профилем зубьев являются: модуль m , число зубьев z , угол зацепления α , величина смещения режущего инструмента при нарезании зубчатого колеса. Число

зубьев, диаметры окружностей вершин и впадин зубьев можно измерить непосредственно, остальные параметры вычисляют в результате расчета.

Подсчитав число зубьев z , нетрудно определить модуль зацепления, используя *свойство эвольвенты*: нормаль в любой точке эвольвенты является касательной к основной окружности. Поэтому при охвате нескольких зубьев колеса губками штангенциркуля (рис. 9.1, размер AB) линия AB будет касательной к основной окружности и нормальной профилям зубьев.

Если отрезок AB катить по основной окружности, то по свойству эвольвенты точка A придет в точку A_0 , точка B – в точку B_0 и точка D – в точку D_0 . Тогда

$$DB = D_0B_0 = p_b.$$

Таким образом, измерив вначале длину общей нормали W_{zn} , соответствующей z_n – зубьям, а затем размер W_{zn+1} , охватив губками штангенциркуля на один зуб больше, шаг по основной окружности можно определить как разность двух измерений:

$$p_b = W_{zn+1} - W_{zn}. \quad (9.1)$$

Это выражение действительно только в том случае, когда губки штангенциркуля касаются эвольвентной части профиля зуба.

Чтобы не возникло кромочного контакта, необходимо правильно выбрать z_n (табл. 9.1).

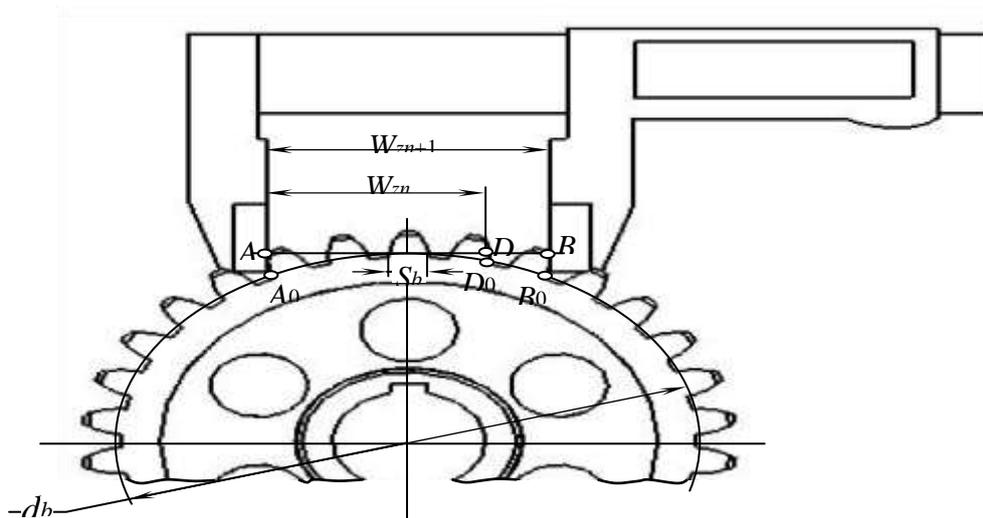


Рис. 9.1. Схема измерения длины общей нормали

Число зубьев колеса z	12–18	19–27	28–36	37–45	46–54	55–63	64–72	73–81
Число охватываемых зубьев колеса z_n	2	3	4	5	6	7	8	9

Модуль зацепления определяется по формуле

$$\frac{p^b}{m} = \frac{W^{z_{n+1}} - W^{z_n}}{\pi \cos \alpha} \quad (9.2)$$

Полученное значение модуля нужно сопоставить со стандартным (табл. 9.2) и принять его ближайшее значение.

По уточненному значению модуля можно рассчитать шаги зацепления по делительной и основной окружностям. Для определения величины смещения при нарезании зубчатого колеса инструментальной рейкой необходимо измерить толщину зуба по основной окружности, сопоставить результат с расчетным значением той же толщины зуба для нулевого колеса и найти коэффициент смещения режущего инструмента:

$$x = \frac{S_b - S_b^0}{2m \cdot \sin \alpha} \quad (9.3)$$

где $S_b = W_{z_{n+1}} - z_n \cdot p_b$ – толщина зуба по основной окружности измеряемого колеса; $S_b^0 = m \cdot (\pi + z \cdot \operatorname{inv} \alpha) \cos \alpha$ – толщина зуба по окружности нулевого зубчатого колеса, т.е. нарезанного при $x = 0$; $\alpha = 20^\circ$; $\operatorname{inv} 20^\circ = 0,014904$.

Таблица 9.2

m , мм	p_b , мм	m , мм	p_b , мм
2,00	5,904	3,50	10,33
2,25	6,642	3,75	11,07
2,50	7,380	4,00	11,808
2,75	8,818	4,50	13,28
3,00	8,856	5,00	14,76
3,25	9,954	5,50	16,84

Рис. 9.2. Измерение диаметров окружностей впадин и вершин зубьев:

a – с четным числом зубьев; b – с нечетным числом зубьев

Рис. 9.2. Измерение диаметров окружностей впадин и вершин зубьев:

a – с четным числом зубьев; b – с нечетным числом зубьев

Если число зубьев колеса z четное, то оба диаметра могут быть непосредственно измерены штангенциркулем (рис. 9.2, a). При нечетном числе зубьев измерение проводится по схеме, изображенной на рис. 9.2, b .

Для определения диаметра окружности выступов измеряется диаметр отверстия шестерни $d_{отв}$ и размер H' . Тогда диаметр окружности выступов

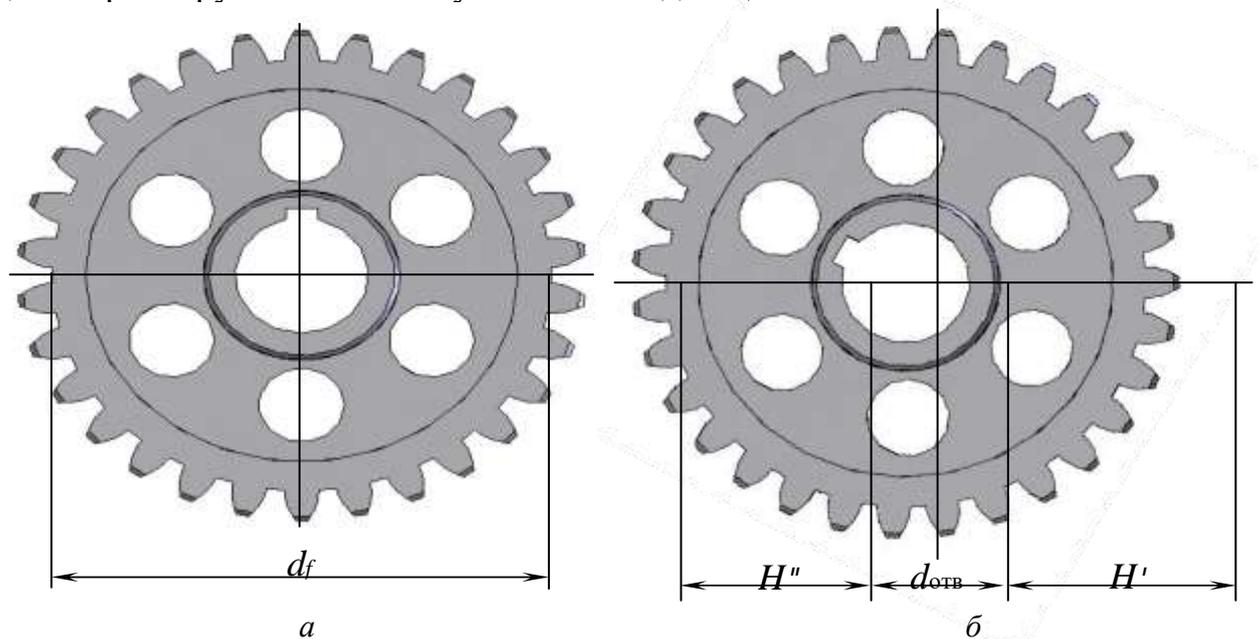
$$d_a = d_{отв} + 2H'.$$

Аналогично измеряется диаметр окружности впадин:

$$d_f = d_{отв} + 2H''.$$

Учитывая, что явление подреза ножки зуба возникает в случае, когда $z < z_{min}$, то для определения z_{min} и величины смещения режущего инструмента x

При проведении обмера зубчатых колес необходимо измерить также диаметры окружностей выступов d_a и впадин d_f .



нужно знать коэффициент высоты головки зуба h_a^* :

$$z_{min} = \frac{2h_a^*}{\sin \alpha}.$$

Зная диаметр окружности выступов, можно определить коэффициент высоты зуба нулевого колеса:

$$h_a^* = \frac{d_a}{2m} = z.$$

Если $h_a^* = 1$, то $z^{\min} = \frac{2}{\sin^2 \alpha} = \frac{2}{\sin^2 20^\circ} \approx 17$ зубьев.

Если $h_a^* = 0,8$, то $z^{\min} = \frac{1,6}{\sin^2 \alpha} = \frac{1,6}{\sin^2 20^\circ} \approx 14$ зубьев.

Порядок выполнения работы

1. Подсчитать число зубьев колеса z .
2. По [табл. 9.1](#) определить число зубьев z_n , которые следует охватить штангенциркулем.
3. Измерить штангенциркулем W_{z_n} и $W_{z_{n+1}}$ (см. [рис. 9.1](#)). Для большей точности обмерять нужно трижды на разных участках зубчатого венца. Окончательные значения W_{z_n} и $W_{z_{n+1}}$ есть среднеарифметическое трех обмеров. Используя формулу [\(9.1\)](#), определить величину шага p_b по основной окружности.
4. По формуле [\(9.2\)](#) найти модуль m зацепления, мм, округлив его величину до ближайшего стандартного значения согласно [табл. 9.2](#). В формуле [\(9.2\)](#) угол исходного контура $\alpha = 20^\circ$.
5. Учитывая, что есть колеса с углом зацепления $\alpha = 15^\circ$, выполнить проверочный расчет модуля по выражению d_a

$$m = \frac{d_a}{z + 2},$$

измерив предварительно диаметр окружности вершин d_a .

6. Измерить диаметр окружности впадин d_f .

Примечание. d_a и d_f при четном числе z измерить штангенциркулем (см. [рис. 9.2](#)), при нечетном числе найти в соответствии с [рис. 9.3](#) по формулам:

$$d_a = d_{\text{отв}} + 2H', \quad d_f$$

$$= d_{\text{отв}} + 2H''.$$

определить:

шаг по делительной окружности

$$p = \pi m,$$

диаметр делительной окружности

$$d = mz,$$

диаметр основной окружности

$$d_b = d \cos \alpha,$$

делительную высоту головки зуба

$$h' = \frac{d^a - d}{2},$$

делительную высоту ножки зуба

$$h'' = \frac{d - d_f}{2},$$

коэффициент высоты головки зуба

$$h_a = \frac{d_a - d}{2m} = \frac{h'}{m}$$

фактическую толщину зуба по основной окружности

$$s_b = W_{z_{n+1}} - z p_{nb}.$$

7. По формуле (9.3) рассчитать коэффициент смещения x исходного контура, с которым нарезалось данное колесо.

8. Определить теоретическую толщину зуба по основной окружности зубчатого колеса:

$$S_b = m \left(\frac{\pi}{2} + 2x \cdot \operatorname{tg} \alpha + z \cdot \operatorname{inv} \alpha \right) \cos \alpha.$$

Тогда толщина зуба нулевого колеса (при $x = 0$) будет равна

$$S_b^0 = m \left(\frac{\pi}{2} + z \cdot \operatorname{inv} \alpha \right) \cos \alpha,$$

где $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$.

П р и м е ч а н и е. При вычислении инвалюты угла зацепления α значения угла зацепления подставляются в формулу в радианах.

Содержание отчета

1. Число зубьев колеса $z =$.

2. Определение шага и модуля зацепления:

Номер измерения	$W_{z_{n+1}}$	W_{z_n}	z_{n^*}
-----------------	---------------	-----------	-----------

1			
2			
3			
Среднее			

*Число z_n – выбирается по [табл. 9.1.](#)

Шаг зацепления по основной окружности $p_b = W_{z^{n+1}} - W_{z^n} =$ мм.

$$= \frac{\quad}{\pi \cdot \cos \alpha} =$$

$$p^b \quad \text{мм.}$$

Модуль m

Модуль, уточненный по [табл. 9.2](#), $m =$ мм.

Шаг зацепления по делительной окружности $p = \pi \cdot m =$ мм.

Шаг по основной окружности (уточненный) $p_b = p \cdot \cos \alpha =$ мм.

3. Диаметр делительной окружности $d_m = z =$ мм.

4. Диаметр основной окружности $d_b = d \cdot \cos \alpha =$ мм.

5. Определение действительной толщины зуба по основной окружности $S_b = W_{z^{n+1}} - z_n \cdot p_b =$ мм.

6. Расчет толщины зуба по основной окружности нулевого колеса:

$$S_b^0 = m \left(\left| \left(\frac{\pi}{2} + z \cdot \operatorname{inv} \alpha \right) \right| \cos \alpha \right) = \text{мм.}$$

7. Определение коэффициента смещения:

$$x = \frac{S_b - S_{b0}}{2m \cdot \sin \alpha} = \text{мм,} \quad 0 \leq |x| \leq 1.$$

8. Определение расчетной толщины зуба колеса по основной окружности:

$$S_b = m \left(\left| \left(\frac{\pi}{2} + 2x \cdot \operatorname{tg} \alpha + z \cdot \operatorname{inv} \alpha \right) \right| \cos \alpha \right) = \text{мм.}$$

9. Определение диаметров окружностей выступов d_a и впадин d_f колеса:

Номер измерения	$d_{\text{отв}}$	H'	d_a	H''	d_f	Расчетные формулы при нечетном числе z
-----------------	------------------	------	-------	-------	-------	--

1						
2						
3						
Среднее						

Содержание отчета

10. Проверочный расчет модуля (с учетом, что есть колеса с углом $\alpha = 15^\circ$):

$$\frac{d^a \cdot m}{z+2} =$$

11. Определение коэффициента высоты головки зуба нулевого колеса:

$$h_a = \frac{d_a - d}{2m} = \frac{h'}{m}$$

Контрольные вопросы и задания

1. Что такое модуль зубчатого колеса?
2. Как определить шаг зубчатого колеса?
3. Дайте понятия основной и делительной окружностей.
4. Какова зависимость между числом зубьев и диаметром зубчатого колеса?
5. Что называется коэффициентом смещения исходного контура?
6. Как изменяются основные параметры зубчатого колеса при смещении исходного контура?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №10 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РЕДУКТОРА С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ ПРЯМОЗУБЫМИ КОЛЕСАМИ

Цель работы: определить кинематические характеристики редуктора; изучить его конструкцию; исследовать зависимость КПД от изменения величин нагруженного момента и частоты вращения вала электродвигателя.

Оборудование: установка ДПЗА для изучения работы цилиндрического редуктора, секундомер, штангенциркуль, два индикатора часового типа.

Краткие теоретические сведения

В машино- и приборостроении широко распространён способ передачи движения и механической энергии с помощью зубчатых передач (редукторов). Зубчатые зацепления обладают существенными достоинствами: малыми размерами, высоким КПД, большой долговечностью и надёжностью, постоянством передаточного числа. К недостаткам зубчатых передач можно отнести необходимость высокой точности изготовления, шум при больших окружных скоростях.

Кинематические параметры и размеры некорригированной прямозубой передачи

Основной геометрической характеристикой зубчатых колёс является модуль t

$$m = \frac{t}{\pi}, \quad (10.1)$$

где t – окружной шаг зуба, мм.

Делительные диаметры шестерни d_1 и колеса d_2 рассчитывают по формулам:

$$d_1 = mz_1, \quad d_2 = mz_2, \quad (10.2)$$

Здесь z_1, z_2 – числа зубьев, соответственно, шестерни 1 и колеса 2 (рис. 10.1).

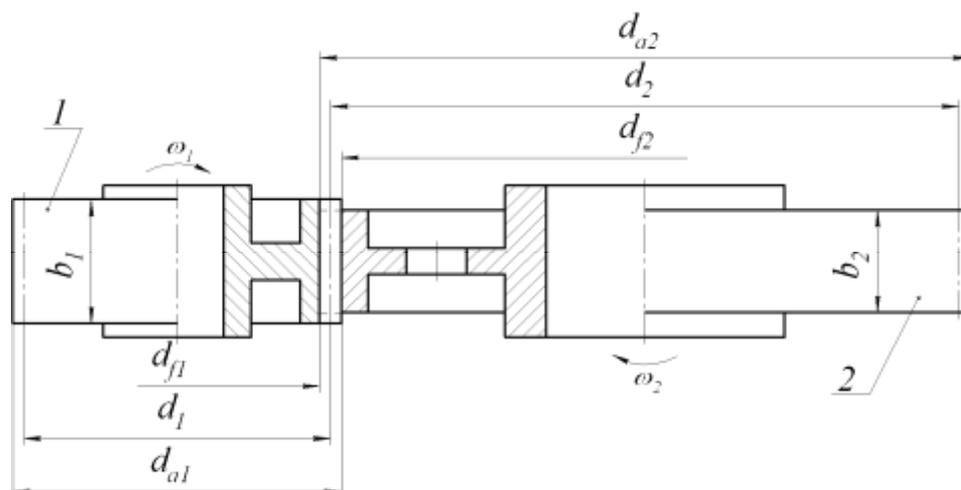


Рис. 10.1. Основные геометрические размеры цилиндрической прямозубой передачи: 1 – шестерня, 2 – зубчатое колесо

Диаметр выступов

$$d_a = d + 2m = m z (+ 2). \quad (10.3)$$

Диаметр окружности впадин

$$d_f = d - 2m(1 + c_0) = m z [- 2(1 + c_0)], \quad (10.4)$$

где c_0 – коэффициент радиального зазора в зубчатом зацеплении, $c_0 = 0,5$ при $m \leq 0,5$ мм, $c_0 = 0,35$ при $0,5 < m < 1$ мм, $c_0 = 0,25$ при $1 \leq m < 10$ мм, $c_0 = 0,2$ при $m \geq 10$ мм.

Угловые скорости шестерни и зубчатого колеса определяют через передаточное отношение

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = i_{12}, \quad (10.5)$$

где ω – угловая скорость звеньев, рад/с; n – частота вращения звеньев, об/мин.

Передаточное число редуктора, состоящего из l последовательно соединённых зубчатых зацеплений, рассчитывают по формуле

$$u_p = \prod_{i=1}^l u_i. \quad (10.6)$$

Здесь u_i – передаточное число зубчатой пары; l – число зубчатых зацеплений в редукторе. Для исследуемого редуктора передаточные отношения всех ступеней одинаковы, а число передач $l = 6$. Передаточное число редуктора $u_p = u_{16}$.

При ведущем первом зубчатом колесе (шестерне) передаточное число пары определяют по формуле

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (10.7)$$

Потери мощности и КПД редуктора

Потери мощности в зубчатых редукторах определяются коэффициентом

$$\psi = \psi_z + \psi_{\text{п}} + \psi_{\text{р.м}}, \quad (10.8)$$

Коэффициенты ψ_z , $\psi_{\text{п}}$, $\psi_{\text{р.м}}$ характеризуют, соответственно, потери мощности в зубчатом зацеплении, в подшипниках и на разбрызгивание масла.

Кроме того, у редуктора могут быть дополнительные устройства, например, вентилятор или масляный насос, привод которых также требует

затрат мощности. Коэффициенты отдельных видов потерь определяют по эмпирическим формулам.

Потери в зубчатых зацеплениях рассчитывают по зависимости

$$\psi =_3 C \pi^f \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right), \quad (10.9)$$

где $C = 1$, если сила в зацеплении $F_t > 30$ Н; $C = F_t + 3 / F_t + 0,18$ при $F_t < 30$ Н; f – коэффициент трения в зубчатом зацеплении. Для открытых передач с консистентной смазкой $f = 0,1-0,16$.

Окружное усилие в зубчатом зацеплении вычисляют по формуле

$$F_t = \frac{2T}{mz}, \quad (10.10)$$

здесь T – вращающий момент на валу шестерни или колеса.

Расчётные значения коэффициента потерь в подшипниках качения $\psi <_{п} 0,001$ и в аналитическом расчёте КПД не используется.

Коэффициент $\psi_{р.м}$, учитывающий потери мощности на разбрызгивание масла, в данном случае равен нулю, так как зубчатые передачи в экспериментальном редукторе смазывают консистентной смазкой.

КПД редуктора связан с коэффициентом потерь зависимостью

$$\eta_p = 1 - \psi. \quad (10.11)$$

Экспериментальное КПД испытуемого редуктора с цилиндрическими прямозубыми колёсами определяют по зависимости

$$\eta = \frac{T_2}{T_1 \cdot u_p}, \quad (10.12)$$

где $T_1 \approx 1,47 \cdot \alpha$ – момент на валу электродвигателя, Н мм; $T_2 \approx 23,52 \cdot \beta$ – тормозной момент, Н мм; u_p – передаточное число редуктора; α – показание индикатора 8 (число делений); β – показание индикатора 17 (рис. 10.2). КПД зубчатых пар в испытуемом редукторе установки ДПЗА принимают равным между собой, поэтому для одной зубчатой пары $\eta = \eta_p$.

Описание установки

Прибор ДПЗА (рис. 10.2) смонтирован на литом металлическом основании 1 и состоит из узлов электродвигателя испытуемого редуктора и нагрузочного устройства.

Узел электродвигателя смонтирован на литом кронштейне 2. Статор 4 установлен в двух шарикоподшипниковых опорах 5 и 6 (балансирная установка двигателя). Ротор упругой муфтой 7 соединён с входным валом редуктора. На левой стороне кронштейна 2 закреплен цилиндрический корпус 3, в котором установлен тахометр, измеряющий частоту вращения ротора электродвигателя. В передней части кронштейна смонтировано измерительное устройство, состоящее из плоской пружины 9, индикатора 8 и планки крепления. Это устройство воспринимает и измеряет реактивный момент электродвигателя.

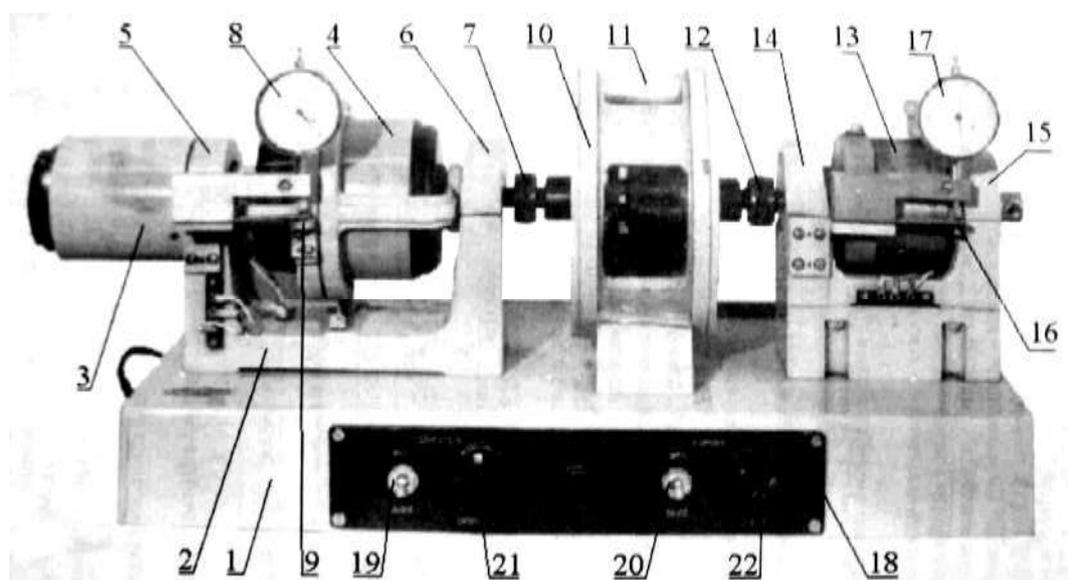


Рис. 10.2. Общий вид установки ДПЗА: 1 – основание; 2 – кронштейн; 3 – тахометр; 4 – электродвигатель; 5, 6, 14, 15 – опоры шарикоподшипниковые; 7, 12 – муфты упругие; 8, 17 – индикаторы; 9, 16 – плоские пружины; 10 – редуктор испытуемый; 11 – крышка редуктора; 13 – тормоз порошковый; 18 – панель управления; 19, 20 – тумблеры электродвигателя и тормоза; 21, 22 – потенциометры регулирования частоты вращения электродвигателя тормоза

Испытуемый редуктор 10 состоит из шести одинаковых пар цилиндрических зубчатых колёс, установленных на шарикоподшипниковых опорах. Выходной вал редуктора соединен с валом нагрузочного устройства муфтой 12. Верхняя часть корпуса имеет легкоъемную крышку 11 из органического стекла. Масляная ванна в редукторе отсутствует, зацепления и подшипники смазывают консистентной смазкой.

Магнитный порошковый тормоз 13 имитирует рабочую нагрузку редуктора. При подаче тока в обмотку электромагнитная смесь, заполняющая внутреннюю полость тормоза, оказывает сопротивление

вращению ротора, т. е. создает момент на выходном валу редуктора. Под действием крутящего момента на роторе тормоза поворачивается его статор в опорах 14 и 15, плоская пружина 16 деформируется и индикатор 17 измерительного устройства фиксирует величину прогиба. На панели управления 18 установлены тумблеры включения питания электродвигателя 19 и тормозного устройства 20, предохранители, сигнальная лампа, потенциометры регулирования частоты вращения электродвигателя и величины тормозного момента.

Техника безопасности

1. Не включать установку в электросеть без разрешения преподавателя.
2. Запрещается включать установку со снятой крышкой 11 редуктора.
3. Запрещается притрагиваться к вращающимся частям.
4. Перед включением тумблеров «Двигатель» и «Тормоз» потенциометры 21, 22 повернуть против часовой стрелки до упора (см. [рис. 10.2](#)).
5. При включении прибора в сеть следить за соблюдением полярности постоянного тока.
6. Тумблер «Тормоз» включать только на время замеров.

Порядок выполнения работы

Исследование кинематики и геометрии редуктора

1. Изучение устройства.
 - 1.1. Снять крышку 11 и осмотреть внутреннее устройство редуктора.
 - 1.2. Начертить его кинематическую схему.
 - 1.3. Подсчитать число зубьев одной шестерни и одного колеса. Штангенциркулем измерить окружности выступов шестерни и колеса.
 - 1.4. По формуле [\(10.3\)](#) определить модуль зацепления, а по формуле [\(10.2\)](#) рассчитать делительные диаметры.
 - 1.5. Результаты измерений и расчётов записать в [табл. 10.1](#).

Таблица 10.1

Параметр	Шестерня	Колесо
Число зубьев z		
Диаметр окружности выступов d_a , мм		
Модуль зацепления m , мм		
Делительный диаметр d , мм		
Диаметр окружности впадин d_f , мм		
Ширина зубчатого венца b , мм		

- 1.6. Крышку 11 установить на место.
- 1.7. Мелом нанести метку на выходной вал.
2. Включение установки.
- 2.1. Вилкой соединить установку ДПЗА с электрической сетью.
- 2.2. Включить тумблер «Двигатель».

Порядок выполнения работы

2.3. Потенциометром 21 установить частоту вращения ротора электродвигателя $n_1 = 1000$ об/мин.

3. Определение числа оборотов выходного вала.

Сосчитать число оборотов выходного вала n_2 за 2 мин. Время фиксировать секундомером. Опыт повторить три раза. Результаты занести в табл. 10.2.

Таблица 10.2

Параметр	Номер опыта		
	1	2	3
Число оборотов выходного вала редуктора за 2 мин n_2'			
Частота вращения выходного вала $n_2' / 2 = n_2$, об/мин			
Передаточное число редуктора, определённое экспериментально, $i_p = n_1 / n_2$			
Передаточное число редуктора, рассчитанное по формуле (10.6), $i_p = i_{16}$			
Передаточное число зубчатой пары $i_i = z_2 / z_1$			

Исследование КПД редуктора

1. Определение КПД в зависимости от тормозного момента
 - 1.1. Установить потенциометром 21 частоту вращения вала электродвигателя 1 000 об/мин.
 - 1.2. Установить на нуль оба индикатора.
 - 1.3. Включить тумблер «Тормоз».

$\text{КПД редуктора } \eta = \frac{T_2}{T u_{1p}}$																				
---	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

П р и м е ч а н и е. Частота вращения вала электродвигателя постоянная и равна $n_1 = 1000$ об/мин.

Таблица 10.4

Параметр	Число оборотов вала электродвигателя, об/мин																			
	1 100			1 000			900			800										
	Номер опыта																			
	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3								
Число вращения вала электродвигателя n_1 , об/мин																				
Число делений индикатора электродвигателя α																				
Крутящий момент на валу электродвигателя $T_1 \approx 1,47 \cdot \alpha$, Н·мм																				
КПД: экспериментальный $\eta = \frac{T_2}{T u_{1p}}$ расчетный $\eta = -\psi_p 1$																				

П р и м е ч а н и е. Нагрузочный момент тормоза $T_2 \approx 23,52 \cdot \beta$, Н·мм, постоянный и соответствует 30 делениям индикатора $17(\beta = 30)$.

Отключение установки ДПЗА

1. Установить потенциометры в исходное положение.
2. Выключить последовательно тумблеры «Тормоз» и «Двигатель».
3. Отключить установку от электросети.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Кинематическая схема редуктора и описание его устройства.
3. Результаты геометрических измерений и расчетов (табл. [10.1](#)).
4. Эскиз зубчатого колеса и шестерни с проставленными размерами.

5. Результаты кинематического исследования редуктора ([табл. 10.2](#)).

6. Результаты экспериментального определения КПД редуктора в зависимости от нагрузочного момента ([табл. 10.3](#), [рис. 10.3, а](#)).

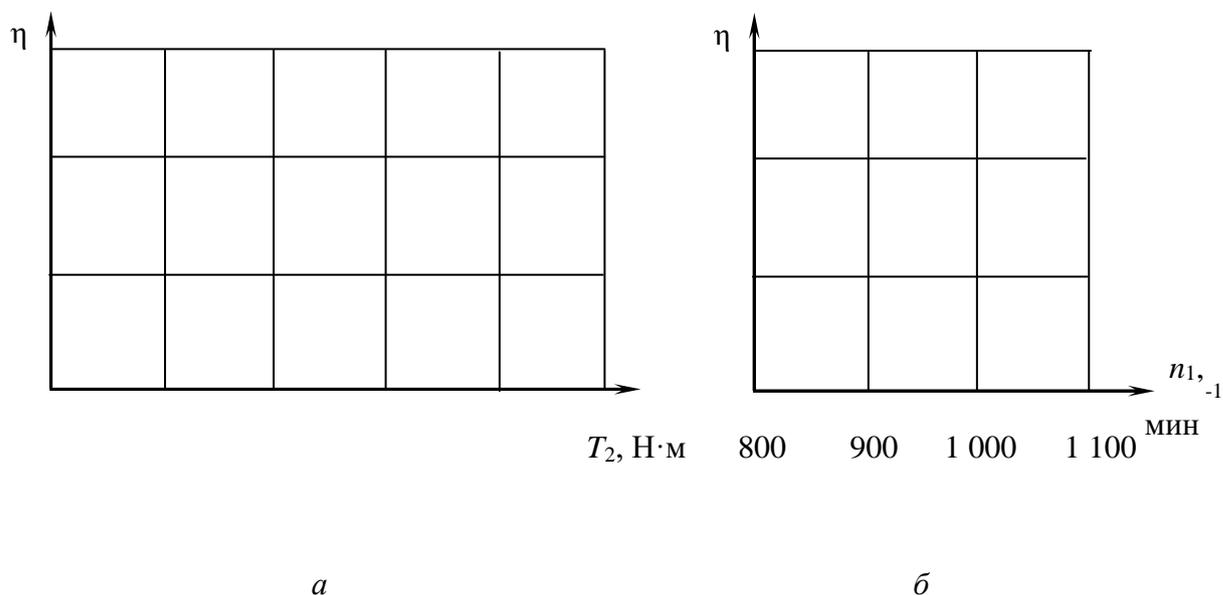


Рис. 10.3. Пример выполнения координатной сетки для построения графиков КПД в зависимости: *a* – от величины тормозного момента; *б* – от частоты вращения вала электродвигателя

7. Результаты экспериментального определения КПД редуктора в зависимости от частоты вращения вала электродвигателя ([табл. 10.4](#), [рис. 10.3, б](#)).

8. Расчет КПД одного зубчатого зацепления по [формуле \(10.11\)](#)

при $T_{2\max}$.

9. Определение теоретической величины КПД редуктора по формуле

$$\eta_p = \prod_{ш=1}^6 \eta_{ш}$$

Сопоставление величины теоретического КПД с эксперимен-

тальными его значениями.

10. Основные выводы по лабораторной работе.

Использование установки в УИРС

1. Исследование КПД редуктора при изменении тормозного момента и частоты вращения вала электродвигателя в более широком диапазоне, чем предусмотрено в данной лабораторной работе.
2. Определение по КПД оптимального режима эксплуатации редуктора на установке.
3. Исследование зависимости КПД от времени работы установки.
4. Исследование КПД редуктора в зависимости от вязкости консистентной смазки.
5. Исследование КПД редуктора при динамическом изменении тормозного момента за один оборот выходного вала редуктора.
6. Исследование КПД редуктора в реверсном режиме работы при изменении тормозного момента и частоты вращения вала электродвигателя.
7. Сравнение результатов исследований червячных, планетарных и зубчатых редукторов.

Контрольные вопросы и задания

1. Перечислите достоинства и недостатки цилиндрических прямозубых передач.
2. Назовите и напишите формулы основных геометрических размеров цилиндрических прямозубых колес и шестерен.
3. Какие кинематические и силовые параметры характеризуют цилиндрическую прямозубую передачу?
4. Какие потери учитывают в КПД редуктора?
5. Как КПД рассчитывают в эксперименте?
6. Объясните график зависимости КПД от величины тормозного момента.
7. Объясните график зависимости КПД от частоты вращения вала электродвигателя.
8. В чем заключается отличие редуктора от мультипликатора?
9. Какие характеристики зубчатой передачи определяют величину потерь в зацеплении?
10. Зачем нужен радиальный зазор между зубьями колеса и шестерни?
11. От каких параметров зацепления зависит величина радиального зазора?
12. В каких пределах рекомендуется выбирать передаточные числа одно-, двух-, трех- и многоступенчатых редукторов с цилиндрическими зубчатыми колесами?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №11 ПОСТРОЕНИЕ ЗУБЬЕВ С ЭВОЛЬВЕНТНЫМ ПРОФИЛЕМ МЕТОДОМ ОБКАТКИ

Цель работы: ознакомиться с методами практического получения эвольвентных профилей зубьев зубчатых колес.

Оборудование: прибор ТММ-42 для вычерчивания эвольвентного профиля зубьев методом обкатки заготовки зубчатой рейкой или прибор ТММ-47 для вычерчивания эвольвентного профиля зубьев методом обкатки заготовки долбяком, заготовка из бумаги, циркуль, измерительная линейка.

Краткие теоретические сведения

Заготовку зубчатых колес получают литьем, штамповкой или ковкой в зависимости от материала, формы и размеров. Существуют два основных метода изготовления зубчатых колес: метод копирования и метод обкатки (рис. 11.1).

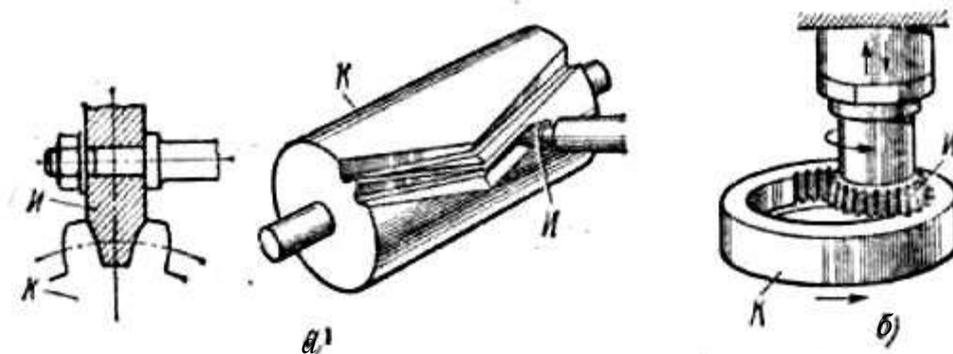
Метод копирования заключается в удалении той части материала заготовки, которая заполняет объем будущей впадины, инструментом с режущим контуром, совпадающим с контуром впадин нарезаемого колеса (рис. 11.1, а). После прорезания каждой впадины заготовка поворачивается на угловой шаг $\tau = 360^\circ/z$. Контур впадины нарезаемого колеса определяется модулем m , числом зубьев нарезаемого колеса z и смещением mx , с которым предполагается выполнить данное колесо. С изменением одной из перечисленных величин должен быть изменен режущий контур соответствующего инструмента, однако выполнить это не всегда возможно, и колеса, изготовленные методом копирования, как правило, нарезаются неточно.

Таким образом, данный метод изготовления зубчатых колес малопроизводителен, неточен и требует большого числа одномодульных фрез. Метод копирования может быть осуществлен модульными (рис. 11.1, а), дисковыми и торцовыми фрезами.

При более прогрессивном *методе обкатки* режущему инструменту и заготовке сообщают такое относительное движение, какое имели бы зубчатые колеса в зацеплении. Следовательно, процесс нарезания зубчатого профиля методом обкатки аналогичен процессу зубчатого (реечного) зацепления двух колес – производящего и нарезаемого. Под производящим колесом понимают воображаемое зубчатое колесо, боковые поверхности зубьев которого содержат режущие кромки инструмента или образуются при движении этих

кромки. Зацепление производящего колеса с обрабатываемым называют **станочным зацеплением**.

Долбяк	Циклограмма		
	Стоит	Рабочий	Холостой
Долбяк	вверх	ход	ход
Колесо	Поворот	Неподвижно	
Колесо	Поворот	Неподвижно	



Рейка	Циклограмма		
	Стоит	Рабочий	Холостой
Рейка	радиальная	ход	ход
Колесо	Поворот	Неподвижно	

Фреза	Циклограмма	
	Вращение	ход
Фреза	вращение	ход
Колесо	Поворот	

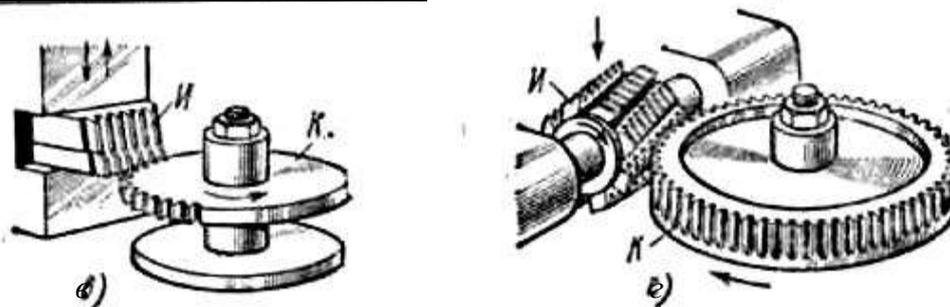


Рис. 11.1. Нарезание зубчатых колес: *a* – метод копирования; *б* – *г* – метод обкатки (огибания)

Существует несколько способов производства эвольвентных профилей методом обкатки. Некоторые из них показаны на рис. 11.1. Для зубодолбления (рис. 11.1, *б*) инструмент выполняют в виде зубчатого колеса. В станочном зацеплении долбяк совершает возвратно-поступательное движение – главное, необходимое для резания. Одновременно долбяку и нарезаемому колесу (заготовке) сообщается вращательное движение. Их угловые перемещения связаны определенным соотношением. Профиль зуба образуется как огибающая последовательных положений зуба долбяка, построенных относительно заготовки.

Зубодолбление применяют в тех случаях, когда детали нельзя изготовить фрезами или гребенками, а именно: изготовление блоков зубчатых колес с близким расположением венцов, изготовление колес с внутренним зацеплением, изготовление шевронных колес. Зубодолбление является наиболее универсальным способом нарезания.

Кинематика нарезания профиля зуба *с помощью инструментальной рейки* (гребенки) (рис. 11.1, в) имеет такую последовательность. Суппорт с рейкой участвуют в реверсивном движении. При рабочем ходе осуществляется строгание. За время вспомогательного хода заготовка перемещается вдоль гребенки и поворачивается вокруг своей оси. Эти перемещения связаны определенным соотношением. Таким образом, движение нарезаемого колеса относительно рейки осуществляется аналогично процессу зацепления.

Более производительным при нарезании колес с внешним зубчатым венцом считается *зубофрезерование с помощью червячных фрез* (рис. 11.1, г).

Все описанные способы обработки эвольвентных профилей зубчатых колес с прямыми зубьями по методу обкатки применяются также и для колес с косыми зубьями. При этом изменяется только предварительная установка суппорта с режущим инструментом относительно заготовки.

Нарезание зубьев рейкой

Для нарезания эвольвентных зубчатых колес используется реечный инструмент, так как профиль зуба рейки представляет собой прямую линию. В процессе обкатки заготовки зубчатой рейкой некоторая прямая рейки (параллельная её средней прямой и называемая делительной) перекрывается без скольжения по делительной окружности нарезаемого колеса (рис. 11.2).

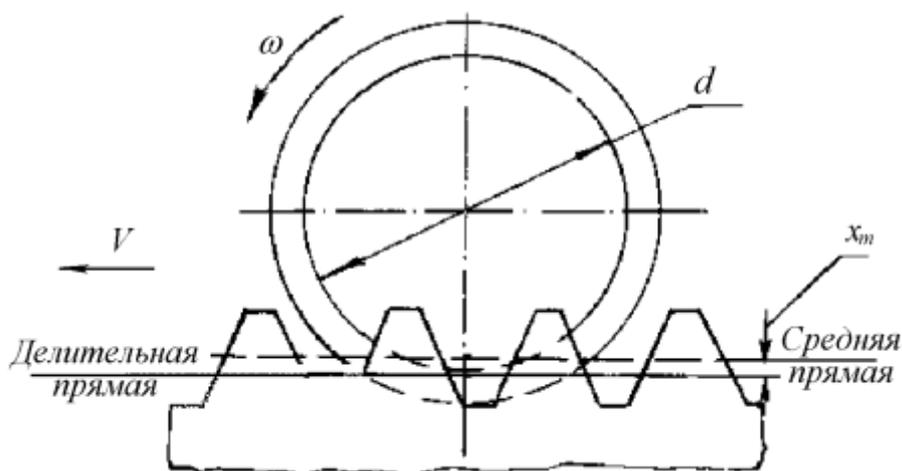


Рис. 11.2. Схема нарезания зубьев эвольвентных колес зубчатой рейкой

Расстояние x_m , мм, между средней и делительной прямыми инструментальной рейки называется ее *абсолютным смещением* (сдвигом).

Отношение абсолютного смещения рейки к ее модулю называется *относительным смещением рейки* x :

$$x = x_m / m.$$

В зависимости от положения делительной прямой на рейке можно изготовить следующие виды зубчатых колес:

- 1) нулевые, нарезанные без смещения рейки ($x = 0$);
- 2) положительные, нарезанные со смещением $+x$ (в этом случае инструмент сдвинут от оси заготовки);
- 3) отрицательные, нарезанные со смещением $-x$ (при этом инструмент сдвинут к оси заготовки).

Нарезание скорректированных зубчатых колес с различными по величине смещениями приводит к изменению параметров колес и позволяет получать различные качественные показатели зацепления.

При нарезании нулевых зубчатых колес с числом зубьев менее 17 часть зуба срезается инструментом. При этом уменьшается толщина зуба в его основании. Это явление называется *подрезанием зуба*. Минимальная величина относительного смещения x , обеспечивающая отсутствие подрезания, находится по зависимости

$$x_{\min} = \frac{17 - z}{17}, \quad (11.1)$$

где z – число зубьев нарезаемого колеса.

Основные параметры колеса определяют по следующим формулам:
диаметр делительной окружности

$$d = m \cdot z; \quad (11.2)$$

диаметр основной окружности

$$d_b = d \cdot \cos \alpha; \quad (11.3)$$

шаг по делительной окружности

$$p = \pi \cdot m; \quad (11.4)$$

шаг по основной окружности

$$p_b = p \cdot \cos \alpha; \quad (11.5)$$

диаметр вершин зубьев

$$d_a = d + 2m \cdot (1 + x); \quad (11.6)$$

толщина зуба по делительной окружности

$$s = m \left(\frac{\pi}{2} + 2x \cdot \operatorname{tg} \alpha \right). \quad (11.7)$$

Нарезание зубчатых колес долбяком

Сущность метода обкатки заключается в том, что делительные окружности звеньев обкатываются друг по другу без скольжения. В процессе формирования зубьев воспроизводится (имитируется) зацепление зубчатой пары с наложением дополнительных движений резания. При этом одно зубчатое колесо представлено заготовкой, другое – превращено в режущий инструмент – долбяк.

На [рис. 11.1, б](#) представлена схема нарезания зубчатого колеса долбяком. Заготовка совершает непрерывное вращательное движение вокруг своей оси; за время поворота долбяка на один зуб заготовка тоже поворачивается на один зуб. Согласование вращений осуществляется сменными шестернями в станке: $u = \omega_{\text{долб}} / \omega_{\text{загот}}$. Долбяк совершает возвратно-поступательное движение: движением долбяка вниз осуществляется рабочий ход, движением вверх – холостой ход с радиальным отводом долбяка от заготовки.

Зубодолбление применяют в тех случаях, когда детали нельзя изготовить фрезами или гребенками, а именно: изготовление блоков зубчатых колес с близким расположением венцов, изготовление колес с внутренним зацеплением, изготовление шевронных колес.

Долбяк имеет стандартные размеры: делительная окружность радиуса r_u делит высоту зуба на две равные части; толщина зуба и ширина впадины по делительной окружности равны $\pi m / 2$; угол станочного зацепления равен стандартному – $\alpha_c = \alpha_0 = 20^\circ$.

Когда процесс обкатки осуществляется так, что по делительной окружности исходного контура долбяка радиуса $r_{cu} = r_u = z_u m / 2$ ([рис. 11.3](#)) без скольжения перекатывается делительная окружность заготовки радиуса $r_c = r = z m / 2$, тогда нарезают зубья колес с равноделенным шагом. Такие колеса называются нулевыми. Долбяк может быть смещен от центра заготовки, тогда нарезается положительное зубчатое колесо, или приближен к центру заготовки (отрицательное зубчатое колесо). Смещение инструмента, в частности, необходимо из-за возможности двух негативных явлений: подрез ножки зуба и срез вершины зуба.

Возможность только подреза зуба определяется условием $z_u > z$. Срез головки зуба нарезаемого колеса – это, можно сказать, подрез наоборот. Условия среза – это условия «подреза» ножки зуба долбяка головкой зуба нарезаемого колеса. Но поскольку заготовка не может диктовать геометрию, то профиль ножки зуба долбяка срезает эвольвентный участок головки зуба заготовки. Возможность только одного среза или среза и подреза зуба одновременно определяется условием $z_u < z$. В приборах, используемых для лабораторной работы, все долбяки имеют число зубьев $z_u = 9$.

Минимальное число зубьев нулевого колеса, нарезаемого долбяком средней изношенности без подреза ножки зуба, можно рассчитать по формуле

$$z_{\min} = \sqrt{z_u^2 + \frac{5 \cdot (z_u + 1,25)}{\sin^2 \alpha}} - z_u. \quad (11.8)$$

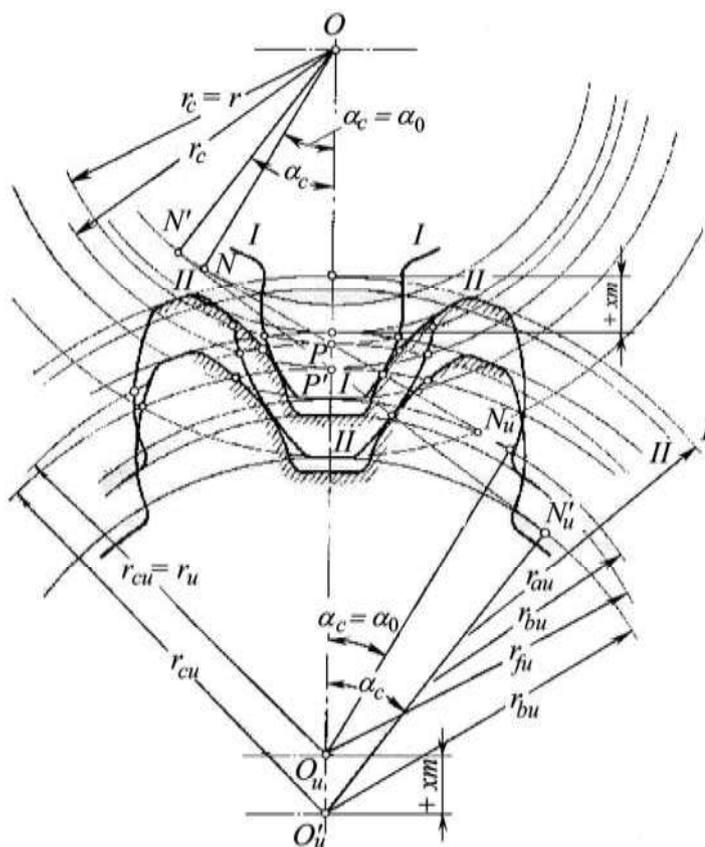


Рис. 11.3. Схема взаимодействия исходного контура инструмента и контура заготовки

В частности, для $z_u = 9$

$$z_{\min} = \sqrt{9 + \frac{5 \cdot 9 \cdot (+1,25)}{\sin^2 20}} - 9 \approx 14.$$

Если нарезаемое колесо имеет число зубьев 14 и больше, то его можно нарезать без угрозы подреза.

В нашем случае $z < 14$, значит, необходимо задать смещение, наименьшая величина которого x_{\min} обеспечит получение у колеса неподрезанных зубьев:

$$x_{\min} = \sqrt{\frac{(z_u + z)^2 \cos^2 \alpha_0 + (z_u + z_{\min})^2 \sin^2 \alpha_0}{2}} - \frac{z_u + z}{2}.$$

При $z_u = 9$ $z_{\min} = 14$, поэтому данное выражение можно упростить:

$$x_{\min} = \sqrt{(9 + z)^2 \cdot 0,221 + 15,47 - 0,5z} - 4,5. \quad (11.9)$$

Найдем абсолютное смещение $m \cdot x_{\min}$.

Наименьшее число зубьев, которое должен иметь долбяк средней изношенности, чтобы избежать срезания зубьев у нарезаемого нулевого колеса, определяют по зависимости

$$z_{\min u} = \sqrt{z^2 - \frac{4 \cdot (z + 1)}{\sin^2 \alpha_0}} - z.$$

В данной лабораторной работе z имеет значение от 9 до 12, для таких значений можно, округлив, принять $z_{\min u} = 12$.

Так как $z_u = 9 < 12$, необходимо нарезать колесо со смещением, чтобы избежать среза. Минимальное относительное смещение долбяка, при котором будет отсутствовать срез, определяют по формуле

$$\frac{4(z + 1) - (z_e^2 + 2z + z_e) \sin^2 \alpha_0}{4(z_u - 2)} x_{cp} =$$

Подставив $\alpha_0 = 20^\circ$ и $z_u = 9$ и упростив выражение, получают

$$x_{cp} = 0,068 z - 0,195. \quad (11.10)$$

Основные параметры колес рассчитываются по следующим формулам:

число зубьев нарезаемого колеса

$$z = \frac{d}{m}; \quad (11.11)$$

угол станочного зацепления

$$\cos \alpha = \alpha_c \cos \alpha_0 \frac{z_0 z_0 + u}{z_0 z_0 + u + 2x} \quad (11.12)$$

где x может принимать значения, равные 0, x_{\min} и $x_{\text{ср}}$;
диаметр основной окружности

$$d_b = d \cos \alpha_0; \quad (11.13)$$

шаг по делительной окружности

$$p = \pi m; \quad (11.14)$$

толщина зуба по делительной окружности

$$s = m \left[\frac{\pi}{2} + (z + z_0) (\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_0) \right] \quad (11.15)$$

где $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$; диаметр
вершин зубьев

$$d_a = d + 2m(1 + x). \quad (11.16)$$

Описание установок

Подбор ТММ-42

Влияние смещения инструмента на форму профиля зуба изучают на приборе ТММ-42, имитирующем нарезание зубьев с помощью инструментальной рейки ([рис. 11.4](#)).

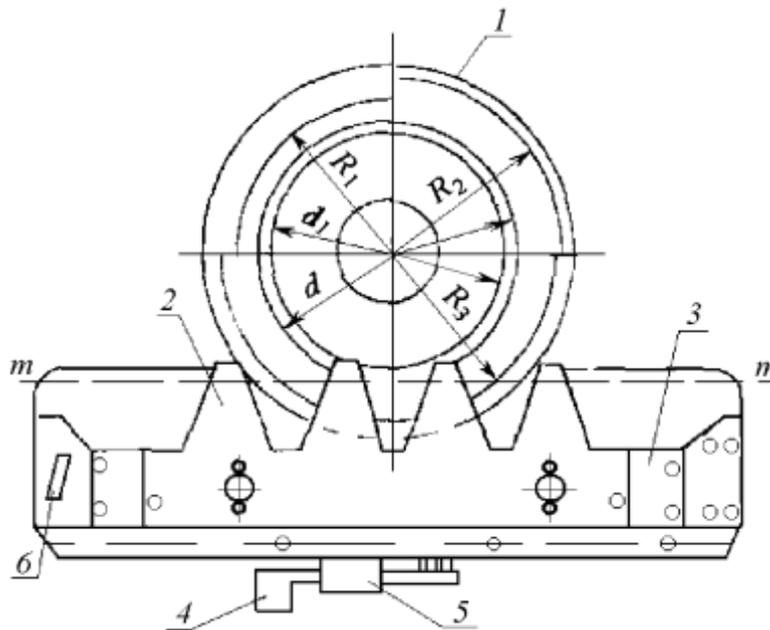


Рис. 11.4. Общий вид прибора ТММ-42

Прибор состоит из диска 1 и каретки 3. На каретке закреплена винтами зубчатая рейка 2, представляющая собой режущий инструмент. На диск нанесена делительная окружность нарезаемого колеса, а на рейку – ее средняя прямая.

Обкатывание делительной окружности диска 1 по делительной прямой рейки достигается за счет храпового механизма. Согласованное прерывистое перемещение рейки и диска осуществляется нажатием клавиши 4.

Г-образная рукоятка 5 должна находиться в правом положении, а рукоятка 6 натягивать струну.

При повороте рукоятки 5 в левое положение отключается храповой механизм и каретка перемещается свободно.

Рейку можно установить так, чтобы делительная окружность диска 1 катилась по выбранной делительной прямой рейки. Если рейка установлена так, что ее средняя прямая совпадает с прямой $m-m$ и касается делительной окружности диска, то будет имитироваться процесс нарезания нулевого колеса. При смещении рейки относительно прямой $m-m$ будет нарезано скорректированное колесо. Смещение рейки x_m отсчитывается по шкале, расположенной на каретке 3.

Описание установок

Получают профили зубьев колеса следующим образом. На диск 1 устанавливают заготовку колеса (бумажный круг). Нажимом на клавишу 4 сообщают рейке и заготовке небольшие согласованные перемещения. После каждого такого перемещения на бумажном круге необходимо очертить карандашом профиль зубьев рейки. В итоге на бумаге вычертится густая сеть линий, представляющая собой положения зубьев рейки на заготовке.

Очевидно, в реальных условиях нарезания зубчатого колеса весь материал заготовки, оказавшийся в зоне сплошных линий, будет удален, а незаштрихованный контур заготовки, ограниченный огибающей крайних линий профиля зубьев рейки, представляет собой эвольвентный профиль зубьев колеса.

Прибор ТММ-47

Имитация нарезания зубьев проводится на специальном приборе ТММ-47, имитирующем нарезание колеса долбяком. Принципиальная схема прибора приведена на [рис. 11.5](#).

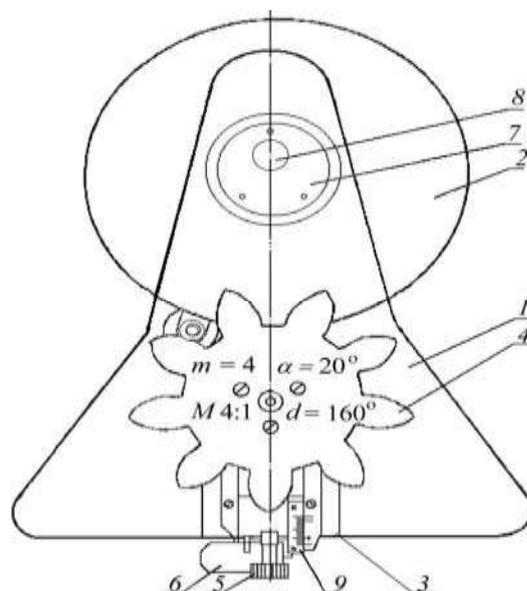


Рис. 11.5. Общий вид прибора ТММ-47

На основании 1 установлены диск 2 с нанесенным на нем диаметром заготовки (бумажный круг) и каретка 3 с укрепленным на ней долбяком 4. Каретка приближает к центру колеса или удаляет от него долбяк с помощью винта 5, по шкале 9 устанавливается необходимое абсолютное смещение.

На схеме долбяк установлен со смещением $z = 0$ мм. Согласованное прерывистое вращательное движение долбяка и заготовки осуществляется нажатием рычага 6. Заготовка прочно прижимается к диску крышкой 7, привинчиваемой винтом 8. На верхней плоскости нанесены модуль, диаметр делительной окружности нарезаемого колеса, угол профиля долбяка, масштаб, показывающий, во сколько раз увеличены размеры долбяка и нарезаемого колеса по сравнению с действительными. При этом следует учесть, что диаметр делительной окружности дан также увеличенным. Например, изображено $d = 160$ и $M 4:1$. В этом случае следует считать диаметр делительной окружности равным 40 мм ($d = 40$). Расчетное

абсолютное смещение необходимо увеличить в 4 раза и только тогда установить на шкале.

Получают профиль зубьев следующим образом. Используя винт 8, отвинчивают крышку 7 и на диск 2 устанавливают бумажный круг, затем прижимают его крышкой и завинчивают винт. После каждого нажатия на рычаг 6 остро отточенным карандашом нужно очертить профиль зубьев долбяка. В результате на бумажном круге будет получен контур зубьев колеса как огибающая к разным положениям зубьев долбяка.

Порядок выполнения работы

Нарезание зубьев рейкой

1. Занести в бланк отчета значения основных параметров m , d , z , α нарезаемого колеса.
 2. Вычислить по [формуле \(11.1\)](#) минимальное значение коэффициента x_{\min} и соответствующее ему абсолютное смещение $x_{\min} \cdot m$.
 3. Выбрать смещение $x_2 \cdot m$ в пределах 8–10 мм для нарезания положительного колеса. Определить значение коэффициента x_2 .
 4. Выбрать смещение $x_3 \cdot m$ в пределах 8–10 мм для нарезания положительного колеса. Вычислить значение коэффициента x_3 .
 5. Рассчитать значения d , d_b , p , p_b , d_a , s по формулам [\(11.2\)](#), [\(11.3\)](#), [\(11.4\)](#), [\(11.5\)](#), [\(11.6\)](#), [\(11.7\)](#) для следующих коэффициентов относительного смещения $x_1 = 0$, x_{\min} , x_2 , x_3 .
 6. Наложить на диск 1 бумажный круг, закрепить его.
 7. Установить рейку 2 в положение, соответствующее $x_1 = 0$; закрепить рейку винтами.
 8. Отключить рукояткой 5 храповой механизм. Карандашом очертить на бумажном круге контур зубьев рейки.
 9. Нажатием на клавишу 4 переместить каретку с рейкой, вновь очертить контур зубьев рейки и так продолжать до тех пор, пока каретка не дойдет до упора в левое крайнее положение. К тому времени на бумажном круге полностью очертятся 2–3 зуба нарезаемого колеса.
 10. Установить рейку 2 в положение, соответствующее x_{\min} , подсчитанное по формуле [\(11.1\)](#).
 11. Поворотом рукоятки 6 ослабить струну. Повернуть диск 1 примерно на 90° , вернуть рукоятку 6 в исходное положение.
- Порядок выполнения работы**
12. Повторить действия пп. 7 и 8 (получить 2–3 зуба колеса с надрезом).

13. Установить рейку в положение, соответствующее $+x_2$, повторить пп. 7, 8 и 10 (получить зубья положительного колеса).
14. Установить рейку в положение, соответствующее $-x_3$, повторить пп. 7, 8 и 10 (получить зубья отрицательного колеса).
15. Снять с прибора бумажный круг, нанести на него делительную и основную окружности.
16. Измерить по делительной окружности толщину построенных зубьев и сравнить полученные величины с рассчитанными ранее.
17. Оформить отчет работы по прилагаемой форме.

Нарезание зубчатых колес долбяком

1. Ознакомиться с устройством прибора и работой с ним.
2. В бланк отчета занести номер прибора и заданные величины m , d , α , z_u (d уменьшить в соответствии с масштабом).
3. Вычислить по формуле (11.9) минимальное значение x_{\min} и абсолютное смещение $m \cdot x_{\min}$. Увеличить полученное число в соответствии с масштабом.
4. По формуле (11.10) вычислить $x_{\text{ср}}$ и $x_{\text{ср}} \cdot m$. Полученное число увеличить в соответствии с масштабом.
5. Вычислить значения параметров по формулам (11.11), (11.12), (11.13), (11.14), (11.15), (11.16) для следующих коэффициентов относительного смещения: $x = 0$, $x = x_{\min}$, $x = x_{\text{ср}}$.
6. На диск 2 положить бумажный круг, закрепить его.
7. Установить винтом 5 по шкале 9 нулевое смещение долбяка (как указано на рис. 11.5).
8. После каждого нажатия на рычаг 6 очертить контур зубьев долбяка, пока не будут получены 2–3 зуба нарезаемого колеса.
9. Винтом 5 установить долбяк в положение, соответствующее x_{\min} , с учетом масштаба.
10. Повторить п. 8. Получить зубья положительного колеса, нарезанного без подреза ножки зуба.
11. Установить долбяк в положение, соответствующее $x_{\text{ср}}$.
12. Повторить п. 8. Получить зубья колеса, нарезанного без среза головки зуба.
13. Снять с прибора бумажный круг, нанести на него делительную и основную окружности.
14. Измерить по делительной окружности толщину построенных зубьев и сравнить ее с рассчитанной величиной.
15. Составить отчет по форме, приведенной ниже.

Содержание отчета

Нарезание зубьев рейкой

1. Схема прибора ТММ-42.
2. Основные параметры:
 - а) модуль рейки $m = \underline{\hspace{2cm}}$ мм;
 - б) угол профиля рейки $\alpha = \underline{\hspace{2cm}}$ град;
 - в) число зубьев нарезаемого колеса $z \underline{\hspace{2cm}}$;
 - г) смещение рейки, мм:

Относительное Абсолютное $x_1 = 0$ $x_1 \cdot m$
 $= 0$ $x_{\min} =$ $x_{\min} \cdot m = x_2 =$ $x_2 \cdot m =$
 $x_3 =$ $x_3 \cdot m =$

3. Расчет основных параметров зубчатых колес для личных значений x_{\min}, x_1, x_2, x_3 (табл. 11.1).

Таблица 11.1

Параметр	Значение			
	$x_1 = 0$	x_{\min}	x_2	x_3
Диаметр окружности, мм: делительной $d = m \cdot z$ основной $d_b = d \cdot \cos \alpha$				
Шаг по окружности, мм: делительной $p = \pi \cdot m$ основной $p_b = p \cdot \cos \alpha$				
Диаметр вершин зубьев, мм, $d_a = d + 2m \cdot (1 + x)$				
Толщина зуба по делительной окружности, мм, $s = m \cdot (\pi/2 + 2x \cdot \operatorname{tg} \alpha)$				

Замеренная толщина зуба по делительной окружности:
 при $x_1 = 0$, $s =$; при $x_{\min} =$, $s =$; при $x_2 = 0$, $s =$; при $x_3 = 0$, $s =$.

Нарезание зубчатых колес долбяком

Прибор №

1. Заданные величины:

а) модуль $m = \underline{\hspace{2cm}}$ мм;

- б) угол профиля долбяка $\alpha = \underline{\hspace{2cm}}$ (средней изношенности);
 в) диаметр делительной окружности $d = \underline{\hspace{2cm}}$ мм;
 г) число зубьев долбяка $z_u = \underline{\hspace{2cm}}$.

2. Определение смещения долбяка (табл. 11.2)

Содержание отчета

Таблица 11.2

Относительное	Абсолютное	Увеличенное в соответствии с масштабом
$x = 0$	$x \cdot m = 0$ мм	$a_x = 0 = 0$ мм
$x_{\min} =$ записать формулу (11.9)	$x_{\min} \cdot m =$ мм	$a_{x \min} =$ мм
$x_{\text{cp}} =$ записать формулу (11.10)	$x_{\text{cp}} \cdot m =$ мм	$a_{x \text{cp}} =$ мм

3. Расчет основных параметров зубчатых колес для различных значений x (табл. 11.3).

Таблица 11.3

Параметр	Значение	
	$x = 0; \quad x_{\min} = \quad ; \quad x_{\text{cp}} =$	
Число зубьев нарезаемого колеса	d $z = \underline{\hspace{2cm}} m$	
Диаметр основной окружности, мм	$d_b = d \cos \alpha$	
Шаг делительной окружности, мм	$p = \pi m$	
Угол станочного зацепления α_c , град	$\alpha_c = 20^\circ$	$\cos \alpha = \cos \alpha_0 \frac{z + z_\epsilon}{z + z_\epsilon + 2x};$ $\alpha_c =$
Толщина зуба по делительной окружности, мм: расчетная измеренная	πm $s = \frac{\quad}{2}$	$\left \pi \right $ $s m = \left \left[-2 + (z + z_\epsilon) (\cdot \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_0) \right] \right $

Контрольные вопросы и задания

1. Что характерно для процесса нарезания зубьев огибанием (обкаткой), в чем его преимущество?
2. Почему зуб колеса, нарезанный методом обкатки, имеет эвольвентный профиль?
3. При каких условиях нарезаются нулевые, положительные и отрицательные зубчатые колеса?
4. Что такое исходный контур инструмента?
5. Назовите основные параметры зубчатого колеса и рейки, дайте их характеристику.

6. Как влияет смещение инструмента на изменение основных параметров зубчатого колеса?
7. Что такое подрезание зуба, когда такое явление возникает, как его избежать?
8. С какой целью производится корригирование зубчатых колес?
9. Как происходит нарезание зубчатого колеса долбяком?
10. В каких случаях применяется зубодолбление?
11. Каковы особенности исходного расчетного контура долбяка по сравнению с таковым рейки?
12. Какие отрицательные явления возникают при нарезании зубчатых колес? В каких случаях?
13. Назовите основные параметры зубчатого колеса и долбяка.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №12

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РЕДУКТОРА С ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

Цель работы: изучить кинематическую схему и конструкцию планетарного редуктора, определить его кинематические параметры и КПД при различных режимах работы.

Оборудование: установка ДП5А для изучения червячного редуктора, секундомер, штангенциркуль, два индикатора часового типа.

Краткие теоретические сведения

Механизмы зубчатых передач с подвижными осями

В трёхзвенном зубчатом механизме (рис. 12.1) зубчатое колесо 1 неподвижное, зубчатое колесо 2 имеет подвижную ось O_2 . Звено H входит во вращательную кинематическую пару O_H со стойкой (неподвижным звеном) и пару O_2 с зубчатым колесом 2. При вращении звена H с угловой скоростью ω_H колесо 2 обегает колесо 1, вращаясь с угловой скоростью ω_2 вокруг мгновенного центра вращения P_0 . Колесо 1 называется солнечным колесом, колесо 2 – сателлитом, звено H – водилом. Связь между угловой скоростью ω_2 и ω_H устанавливается следующим образом. Линейная скорость V_{O_2} оси O_2 (общей для колеса 2 и водила H) определяется по формуле

$$V_{O_2} = \omega_2 r = -\omega_H (r_1 - r_2), \quad (12.1)$$

где r_1 – радиус делительной окружности солнечного колеса; r_2 – радиус делительной окружности сателлита.

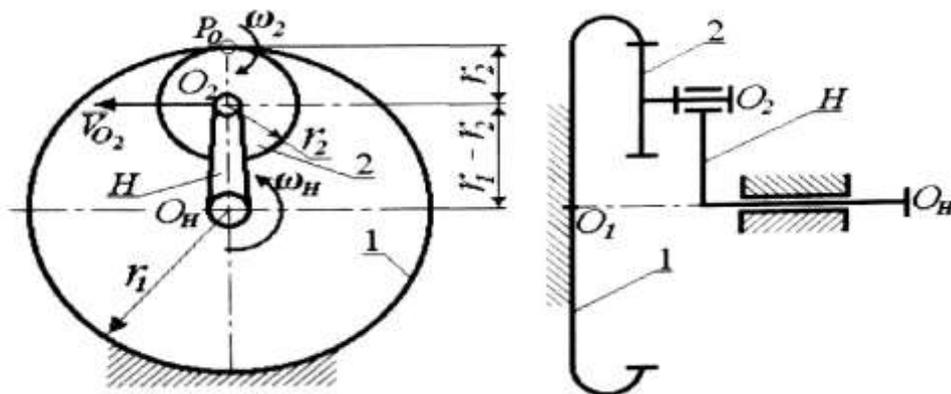


Рис. 12.1. Схема планетарного трёхзвенного зубчатого механизма

Передаточное отношение

$$\frac{\omega_2}{\omega_H} = \frac{r_2}{r_1} = -1 \frac{r_1}{r_2} = -1 i_{21}. \quad (12.2) \quad i_{2H} =$$

В равенствах (12.2) i_{2H} – передаточное отношение механизма при неподвижном колесе 1, а i_{21} – передаточное отношение зубчатых колёс, имеющих неподвижные оси вращения, т. е. при неподвижном водиле H . Для обозначения неподвижного звена введём индекс

$$i_{2(1)H} = 1 - i_{21(H)}. \quad (12.3)$$

Сателлитные зубчатые механизмы с одной степенью подвижности называют *планетарными механизмами*.

Простейший планетарный редуктор, состоит из четырёх звеньев: солнечного колеса 3, сателлита 2, водила H и центрального колеса 1 (рис. 12.2). Если ведущим считать колесо 1, а ведомым водило H , то передаточное отношение

$$i_{1(3)H} = -1 i_{13(H)} = 1 + i_{12(H)} i_{23H}.$$

Так как передаточное отношение $i_{1(3)H} = (-1) i_{12}^{(1)(H)} i_{23}^H$, передаточное число планетарного механизма (рис. 12.2)

$$i_{1(3)H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = +1 \frac{r_2}{r_3} = +1 \frac{r_3}{r_2} = +1 \frac{z_3}{z_2}, \quad (12.5) \quad \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{r_1}{r_2}$$

где r_1, r_2, r_3 – радиусы начальных окружностей зубчатых колёс; z_1, z_2, z_3 – числа зубьев.

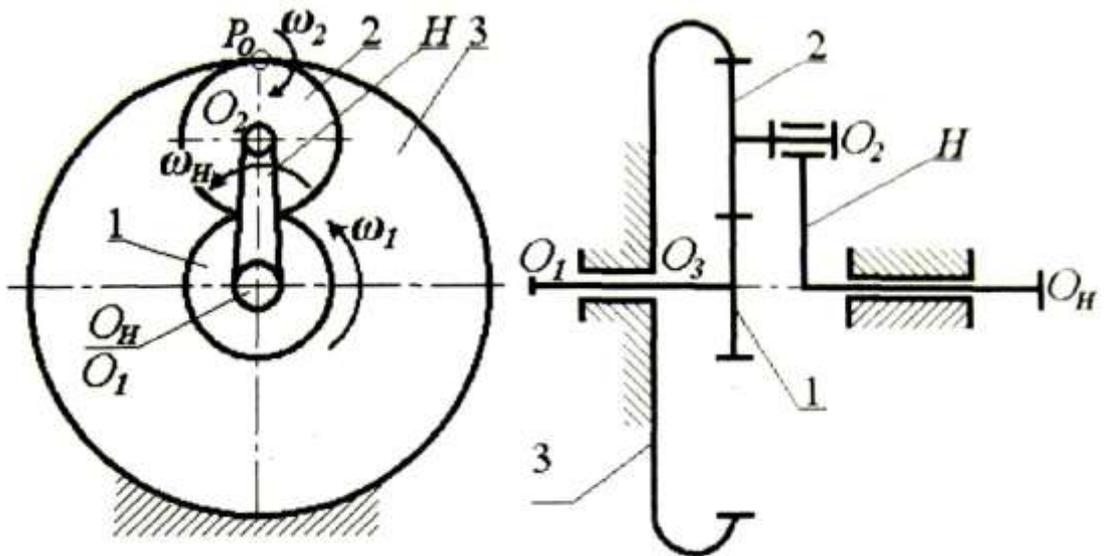


Рис. 12.2. Схема одноступенчатого планетарного редуктора Джемса: 1 – центральное зубчатое колесо; 2 – сателлит, 3 – солнечное зубчатое колесо

Если в механизме (рис. 12.2) ведущим принять водило H , а ведомым – колесо 1, то передаточное отношение

$$i_{H(3)1} = \frac{\omega_H}{\omega_1} = \overline{1(H)} = 1 - i_{13} \quad (12.6)$$

Передаточное число при ведущем водиле

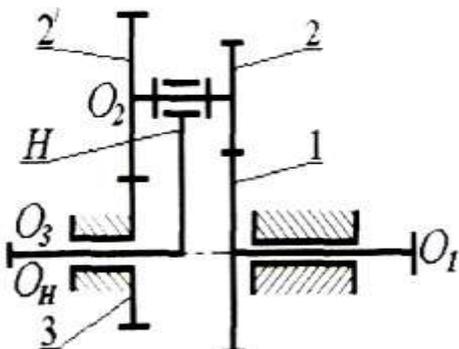
$$i_{H(3)1} = \overline{1+1z_3} = \overline{z_2 z_1 + 1} z_3. \quad (12.7)$$

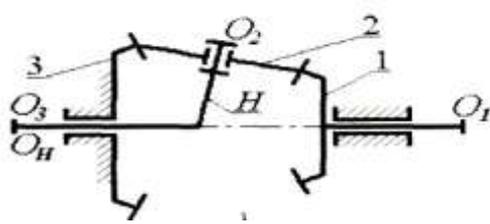
$$z_1$$

По-прежнему $i_{2(3)H} = \frac{\omega_2}{\omega_H} = -1$
 $i_{23(H)} \cdot \omega_H$

Угловая скорость сателлита $\omega = \omega_{2H} (1 - i_{23}^{(H)})$.

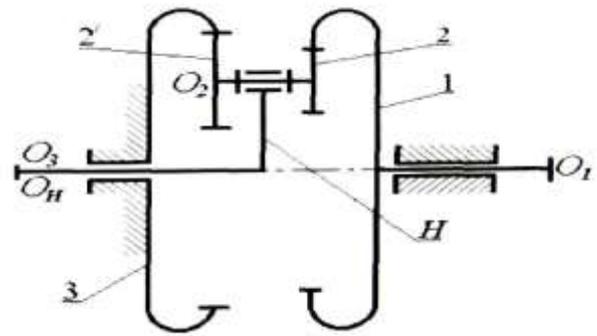
Планетарная передача (рис. 12.2) называется *редуктором Джемса*. Такой же тип механизма можно составить из конических колёс (рис. 12.3, а). Передаточное число редуктора Джемса с коническими зубчатыми колёсами также определяется по формулам (12.5) и (12.7).





a

б



в

Рис. 12.3. Схемы планетарных одноступенчатых редукторов: а – Джемса с коническими зубчатыми колесами; б – Давида с внешним зацеплением; в – Давида с внутренним зацеплением

Планетарная передача, в которой сателлит состоит из двух зубчатых колёс (рис. 12.3, б), называется *редуктором Давида*. Передаточное число при вращении центральном колесе 1 и ведомом водиле H рассчитывают по формуле $i_{1(3)H} = \omega_1 / \omega_H = -1 \cdot i_{13(H)} = -1 \cdot (z_2 / z_1) \cdot i_{23(H)} = 1 - z_2 z_3 / z_1 z_2'$. (12.8)

Если в равенстве (12.8) числа зубьев z_1, z_2, z_2', z_3 подобрать так, чтобы дробь была близка к единице, то передаточное число может быть очень малым.

Возможна модификация редуктора Давида (рис. 12.3, в) с сателлитами, входящими в два внутренних зацепления. Ведущим звеном в модифицированном редукторе принимается обычно водило H , а ведомым – центральное колесо 1. Передаточное отношение рассчитывается по формуле (12.6), а передаточное число – по выражению

$$i_{H(3)1} = \omega_H / \omega_1 = \frac{z_1 z_2'}{z_2 z_3} \quad (12.9)$$

Сателлитные механизмы с двумя степенями подвижности называют *дифференциальными механизмами* или просто *дифференциалами*. Если в редукторе Джемса (см. рис. 12.2) солнечное колесо 3 считать подвижным, то получим простейший дифференциальный механизм (рис. 12.4).

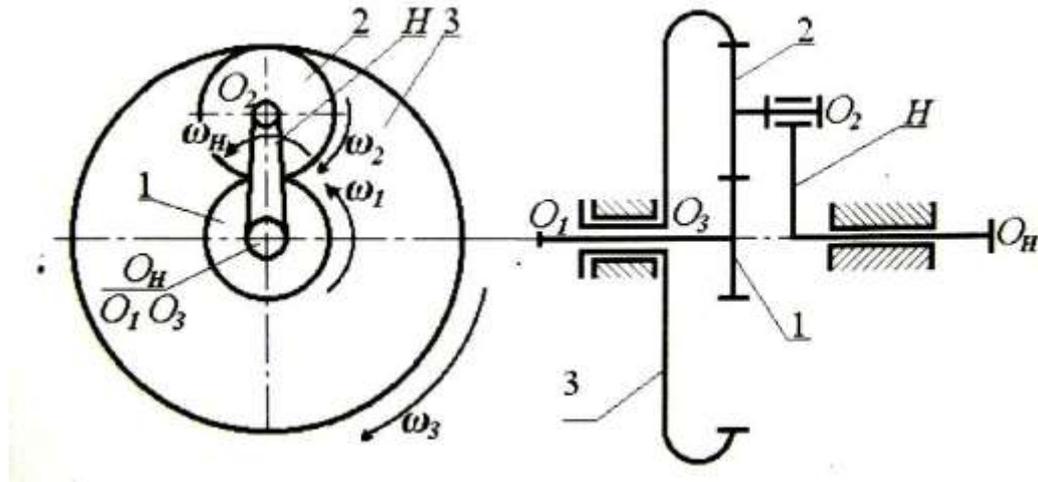


Рис. 12.4. Простой дифференциальный механизм: 1 – центральное зубчатое колесо; 2 – сателлит; 3 – солнечное колесо; H – водило

Колёса 1, 2 и водило H вращаются с угловыми скоростями $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_H$. Число подвижных звеньев $n = 4$, число вращательных кинематических пар 5-го класса $p_5 = 4$. Это пары O_1, O_2, O_3 и O_H типа вал-втулка с ограничительными шайбами. Втулки пар O_1, O_2, O_H закреплены в корпусе механизма, а втулка пары O_3 соединена с водилом. Число кинематических пар 4-го класса $p_4 = 2$. Это входящие в зацепление колёса 1, 2 и 3, 2. Дифференциальный механизм (рис. 12.4) плоский, поэтому степень подвижности рассчитаем по формуле

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 2 = 2.$$

Таким образом, чтобы в механизме все звенья двигались по определённым законам, необходимо два звена принимать за ведущие. Пусть при ведущих солнечном колесе 3 и водиле H законы изменения их углов поворота будут ϕ_3 и ϕ_H . Тогда угол поворота центрального колеса 1

$$\phi_1 = f(\phi_3, \phi_H).$$

По правилу дифференцирования сложных функций с несколькими переменными получаем

$$d\phi_1 = \frac{\partial \phi_1}{\partial \phi_3} \cdot d\phi_3 + \frac{\partial \phi_1}{\partial \phi_H} \cdot d\phi_H, dt$$

$$\frac{d\phi_1}{dt} = \omega_1, \frac{d\phi_3}{dt} = \omega_3, \frac{d\phi_H}{dt} = \omega_H.$$

где

$$\frac{d\phi_1}{dt} = \omega_1, \frac{d\phi_3}{dt} = \omega_3, \frac{d\phi_H}{dt} = \omega_H.$$

Угловую скорость колеса 1 можно записать как

$$\omega_1 = \frac{\partial \varphi_1}{\partial \varphi_3} \cdot \omega_3 + \frac{\partial \varphi_1}{\partial \varphi_H} \cdot \omega_H. \quad (12.10)$$

Угловая скорость ω_2 сателлита 2 не входит в уравнение (12.10), так как колесо 2 является «паразитным» («паразитным» называется зубчатое колесо, не влияющее на передаточное отношение механизма). Частные производные от угла φ_1 по углам φ_3 и φ_H – передаточные отношения при неподвижных звеньях 3 и H:

$$\frac{\partial \varphi_1}{\partial \varphi_3} = i_{13}^{(H)}, \quad \frac{\partial \varphi_1}{\partial \varphi_H} = i_{1H}^{(3)}.$$

Запишем выражение (12.10) в виде $\omega_1 = i_{13}^{(H)} \cdot \omega_3 + i_{1H}^{(3)} \cdot \omega_H$. Передаточное отношение $i_{1H}^{(3)} = 1 - i_{13}^{(H)}$. Тогда $\omega_1 = i_{13}^{(H)} \cdot \omega_3 + (1 - i_{13}^{(H)}) \omega_H$. После преобразования $\omega_1 = \omega_3 + i_{13}^{(H)} (\omega_3 - \omega_H)$. Передаточное отношение

$$i_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H}, \quad (12.11)$$

$$\omega - \omega_3 \quad n_3 - n_H$$

где n_1, n_2, n_H – частота вращения звеньев 1, 2, H, об/мин.

Формула (12.11) называется формулой Виллиса для дифференциалов.

Коэффициент полезного действия

В планетарных передачах КПД зависит от потерь зацепления зубчатых колёс, а также от величины и знака передаточного отношения. Значение коэффициента потерь в каждом из зацеплений планетарного редуктора рассчитывают по формуле

$$\psi = f \left(\frac{z_1 \pm z_2}{z_1} \right), \quad (12.12)$$

где z_1, z_2 – числа зубьев пары колёс в зацеплении; f – коэффициент трения в зубчатом зацеплении.

При консистентной смазке для открытых зубчатых передач $f = 0,1 - 0,16$. Знак «+» в формуле (12.12) выбирают при внешнем зацеплении, а «-» – при внутреннем.

Полный коэффициент потерь во всех зацеплениях передачи

$$\psi = \sum_{i \text{ зац.}} \psi_i. \quad (12.13)$$

КПД исследуемой передачи рассчитывают по формуле

$$\eta_{1(3)H} = -\frac{u_{13(3)H} \psi_{п.}}{1-u_{13}}$$

Описание установки

Внешний вид установки приведён на рис. 12.5. Все узлы смонтированы на литом основании 1, внутри которого находятся блоки управления прибором.

Узел электродвигателя смонтирован на литом кронштейне 2. Статор 4 установлен в двух шарикоподшипниковых опорах 5 и 6 (балансирный электродвигатель). Ротор упругой муфтой 7 соединяют с входным валом испытуемого планетарного редуктора 10.

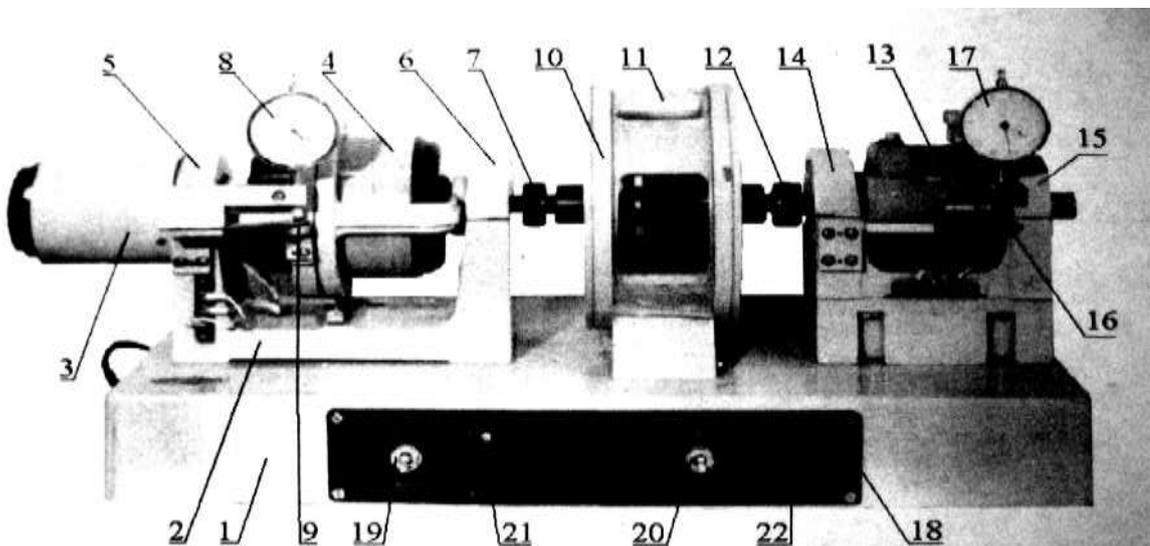


Рис. 12.5. Общий вид установки ДП5А: 1 – основание; 2 – кронштейн; 3 – тахометр; 4 – электродвигатель; 5, 6, 14, 15 – опоры шарикоподшипниковые; 7, 12 – муфты упругие; 8, 17 – индикаторы; 9, 16 – плоские пружины; 10 – редуктор испытуемый; 11 – крышка редуктора; 13 – тормоз порошковый; 18 – панель управления; 19, 20 – тумблеры электродвигателя и тормоза; 21, 22 – потенциометры регулирования частоты вращения электродвигателя и тормоза

На левой стороне кронштейна 2 закреплён цилиндрический корпус 3, в котором установлен тахометр, измеряющий частоту вращения ротора электродвигателя.

В передней части кронштейна смонтировано измерительное устройство, состоящее из тензобалки 9, индикатора 8 и узла крепления индикатора. Этим устройством воспринимается и измеряется реактивный момент электродвигателя.

Выходной вал испытуемого редуктора через муфту 12 соединён с нагрузочным устройством 13. На верхней части корпуса находится

легкосъёмная крышка 11. Масляная ванна в редукторе отсутствует, зацепление смазывается консистентной смазкой.

Рабочая нагрузка создаётся магнитным тормозом 13 при подаче электрического тока в обмотку электромагнита. Под действием электромагнитного поля магнитная смесь, заполняющая внутреннюю полость тормоза, оказывает сопротивление вращению ротора, т. е. создаёт тормозной момент. Статор тормоза, закрепленный в опорах 14 и 15, поворачивается под действием тормозного момента и деформирует плоскую измерительную пружину 16. Величина деформации фиксируется индикатором 17.

Панель управления 18 установлена на лицевой стороне основания 1. Здесь расположены тумблеры включения электродвигателя 19 и тормоза 20, потенциометры, регулирующие частоту вращения ротора электродвигателя 21 и величину тормозного момента 22, предохранители, сигнальная лампа.

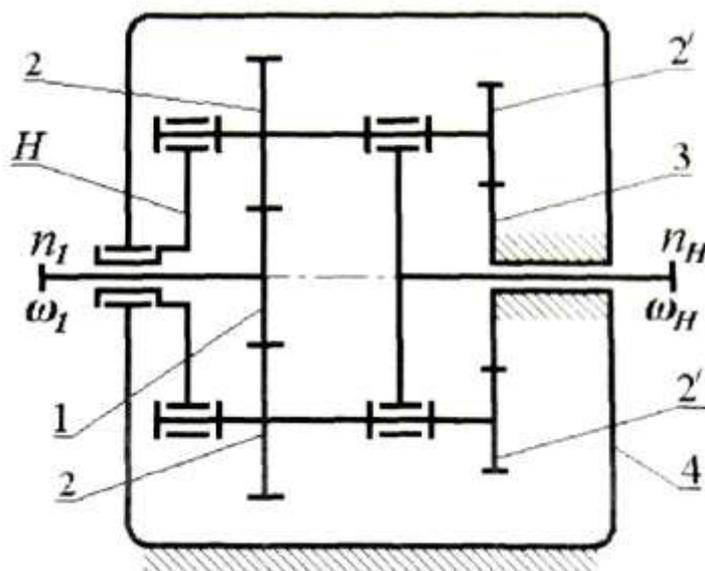


Рис. 12.6. Кинематическая схема экспериментального плане тарного редуктора: 1 – центральное зубчатое колесо; 2 – са теллиты; 3 – солнечное колесо; 4 – корпус редуктора; H – во дило

Кинематическая схема испытуемого планетарного редуктора состоит из шести зубчатых колёс (рис. 12.6). Зубчатое колесо 1 ($z_1 = 17$) установлено на ведущем валу, а солнечное колесо 3 ($z_3 = 87$) жёстко связано с корпусом редуктора. Водило H с двумя парами сателлитов ($z_2 = 87$ и $z_2' = 17$) соединено с ведомым валом.

Техника безопасности

1. Нельзя включать установку в электросеть без разрешения преподавателя.
2. Запрещается включать установку со снятой крышкой редуктора.
3. Запрещается во время работы установки притрагиваться к вращающимся частям.
4. При включении установки в сеть необходимо следить за соблюдением полярности постоянного тока.
5. Перед включением тумблеров «Двигатель» и «Тормоз» потенциометры нужно повернуть против часовой стрелки до упора.
6. Тумблер «Тормоз» следует включать только во время соответствующих замеров.

Порядок выполнения работы

Изучение геометрии и кинематики планетарного редуктора

1. Снять крышку 11, изучить внутреннее устройство редуктора и вычертить на ватмане или миллиметровке его кинематическую схему.
2. Подключить прибор к электрической сети.
3. Включить тумблер «Двигатель» и потенциометром 21 установить частоту вращения вала электродвигателя $n_1 = 1\ 000$ об/мин.
4. Вдоль оси выходного вала редуктора мелом нанести чётточку.
5. Подсчитать число оборотов выходного вала редуктора за две минуты z'_2 . Время фиксировать секундомером.
6. Опыт повторить три раза.
7. Определить передаточное число редуктора $u_p = n_1/n_2$. $u_p = n_2'/2$ и результаты записать в [табл. 12.1](#).
8. По формуле [\(12.8\)](#) вычислить теоретическую величину передаточного числа редуктора.
9. Результаты занести в [табл. 12.1](#).

Число делений индикатора электродвигателя α												
Величина момента на валу электродвигателя $T_1 \approx 1,47 \alpha$, Н·мм												
КПД редуктора η												

Примечание. Частота вращения вала электродвигателя постоянная и равна $n_1 = 1100$ об/мин.

2. Определение зависимости КПД от частоты вращения ротора электродвигателя.

2.1. Потенциометром 22 установить тормозной момент, соответствующий 30 делениям индикатора 17.

Порядок выполнения работы

2.2. Потенциометром 21 довести частоту вращения вала электродвигателя до $n_1 = 1100$ об/мин.

2.3. Если нагрузочный момент отклоняется от 30 делений по индикатору 22, то необходимо его скорректировать.

2.4. Записать показания индикатора 8 в [табл. 12.3](#).

2.5. Уменьшать частоту вращения вала электродвигателя до 800 об/мин ступенями по 100 об/мин. На каждой ступени вращения вала выполнять [пп. 2.3, 2.4](#).

2.6. Опыт повторить три раза. Результаты замеров занести в [табл. 12.3](#).

Таблица 12.3

Параметр	Степень регулирования n_1 , об/мин											
	1100			1000			900			800		
	Номер опыта											
	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Частота вращения вала электродвигателя n_1 , об/мин												
Число делений индикатора электродвигателя α												
Крутящий момент на валу двигателя $T_1 = 1,47\alpha$, Н·мм												
КПД редуктора η												

Примечание. Тормозной момент $T_2 \approx 23,52\beta$, Н·мм, при $\beta = 30$.

Отключение установки ДП5А

1. Установить потенциометры в исходное положение.
2. Выключить тумблеры «Тормоз» и «Двигатель» последовательно.
3. Отсоединить установку от электросети».

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Кинематическая схема редуктора и описание его конструкции.
3. Величина передаточного числа редуктора, определённая экспериментально и теоретически (табл. 12.1).
4. Результаты изучения КПД в зависимости от нагрузочного момента (табл. 12.2).
5. Расчет КПД по формуле

$$\eta = \frac{T_2}{T_1 u_p} \quad (12.14)$$

Содержание отчета

где $T_1 = 1,837\alpha$ – момент на валу электродвигателя, Н·мм; $T_2 = 30\beta$ – тормозной момент, Н·мм; $u_p = u_1^{(3)}_H$ – передаточное число редуктора при $n_1 = 1\ 100$ об/мин.

Дополнительно рассчитывают теоретический КПД.

6. График функции $\eta = f(T_2)$, построенный при $n_1 = \text{const}$ (рис. 12.7, а).

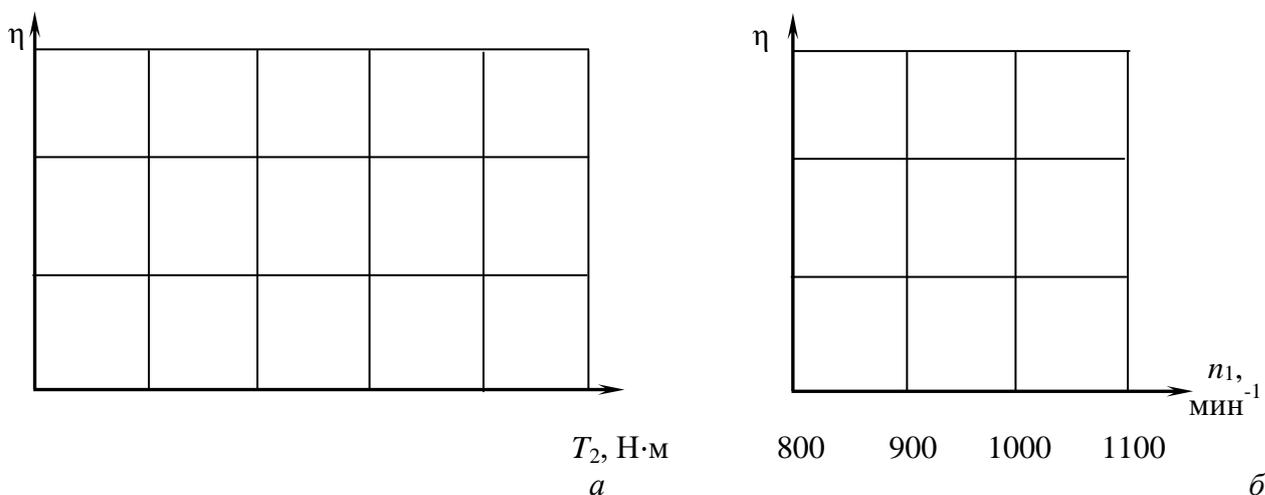


Рис. 12.7. Пример выполнения координатной сетки для построения графиков КПД в зависимости: а – от величины тормозного момента; б – от частоты вращения вала элек-тродвигателя

7. Результаты изучения КПД в зависимости от частоты вращения вала электродвигателя (табл. 12.3).

8. График функции $\eta = f(n_1)$, построенный по данным табл. 12.3 при $T_2 = \text{const}$ (рис. 12.7, б).

9. Основные выводы по лабораторной работе.

Использование установки в УИРС

1. Исследование КПД редуктора при изменении тормозного момента и частоты вращения вала электродвигателя в более широком диапазоне, чем предусмотрено в данной лабораторной работе.

2. Определение по КПД оптимального режима эксплуатации редуктора на установке.

3. Исследование зависимости КПД от времени работы установки.

4. Исследование КПД редуктора в зависимости от вязкости консистентной смазки.

5. Исследование КПД редуктора при динамическом изменении тормозного момента за один оборот выходного вала редуктора.

6. Исследование КПД редуктора в реверсном режиме работы при изменении тормозного момента и частоты вращения вала электродвигателя.

7. Сравнение результатов исследований червячных, планетарных и зубчатых редукторов.

Контрольные вопросы и задания

1. Какие передачи называют планетарными?

2. Перечислите достоинства и недостатки планетарных передач.

3. Какие передачи называют дифференциальными?

4. Назовите достоинства и недостатки дифференциальных передач.

5. Как определяют передаточное число планетарной передачи?

6. Как рассчитывают потери в зацеплении планетарных передач?

7. Как измеряют частоту вращения валов и величину крутящих моментов в эксперименте?

8. Как изменяется КПД в зависимости от частоты вращения валов и тормозного момента?

9. Каковы причины расхождения значений КПД, рассчитанного теоретически и полученного экспериментально?
10. Как повысить точность эксперимента?
11. Начертите кинематическую схему планетарного редуктора Джемса и расскажите о рациональной области его применения.
12. Начертите кинематическую схему планетарного редуктора Давида и расскажите о рациональной области его применения.
13. Сколько сателлитов в планетарном редукторе установки ДП5А?
14. Чем ограничивается число сателлитов в планетарной передаче?
15. Какие геометрические характеристики планетарной передачи заложены в условия соосности, сборки и соседства?
16. Как рассчитать передаточное число планетарного редуктора при ведущем центральном колесе или ведущем водиле?
17. Как планетарный механизм превратить в обычный зубчатый с неподвижными осями?
18. Как рассчитать передаточное число планетарного механизма с остановленным водилом?
19. Почему диапазон передаточных чисел редуктора Давида шире, чем редуктора Джемса?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №13 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

РЕДУКТОРА С ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

Цель работы: определить кинематические характеристики редуктора, изучить его конструкцию, зависимость КПД от изменения величин нагружающего момента и частоты вращения вала электродвигателя.

Оборудование: установка ДП4А для изучения червячного редуктора, секундомер, штангенциркуль, два индикатора часового типа.

Краткие теоретические сведения

Основные геометрические и кинематические характеристики червячного редуктора

Червячные передачи относят к передачам со скрещивающимися осями под углом 90° . Ведущее звено – червяк – представляет цилиндрический или глобоидный винт (рис. 13.1). Ведомое звено – червячное колесо – нарезают по методу обкатывания червячной фрезой. После такого нарезания зубья колеса получают форму, при которой они имеют линейный контакт с витком червяка, образуя с ним высшую кинематическую пару. За один оборот червяка зуб колеса, зацепляющийся с данным витком, переместится по делительной окружности на величину подъёма винтовой линии витка p_{z1} . При этом

$$-\frac{p^{z1}}{d_2}$$

колесо повернется на угол, равный πd_2

Следовательно, чтобы колесо повернулось на полный оборот, червяк πd_2 должен сделать _____ оборотов, откуда передаточное число

$$p_{z1}$$

$$-\omega^1 = -\pi d_2^2 = \pi m \frac{t^2}{z^2} = \frac{z^2}{z_1}, \quad (13.1)$$

$$u_{12} =$$

$$\omega_2 \quad p_{z1} \quad p_{z_1} \quad z_1$$

где $d_2 = m z_2$ – диаметр делительного цилиндра червячного колеса; m_t – тор-

$\frac{p^{z1}}{z_1}$ цевой модуль зацепления; $p_x =$ – шаг витков червяка; z_2 – число зубьев

$$z_1$$

червячного колеса; z_1 – число витков червяка.

Обычно передаточное число червячных передач находится в пределах от 20 до 80.

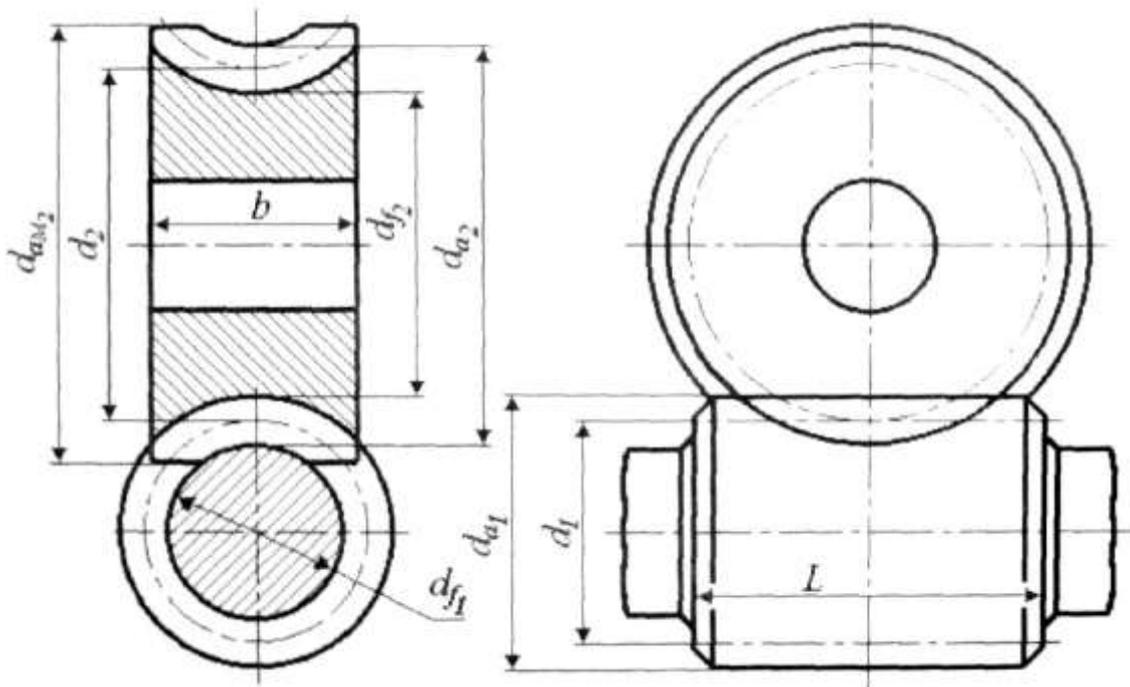


Рис. 13.1. Основные геометрические размеры червячной передачи

Диаметр делительной окружности червяка

$$d_1 = qm_2. \quad (13.2)$$

Диаметры окружностей выступов и впадин червяка и червячного колеса (рис. 13.1) определяют по формулам

$$d_{a1} = d_1 + 2m_t, \quad (13.3) \quad d_{a2} = d_2 + 2m_t, \quad (13.4)$$

$$d_{f1} = d_1 - 2(m_t + c_0), \quad (13.5) \quad d_{f2} = d_2 - 2(m_t +$$

$$c_0), \quad (13.6)$$

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}. \quad (13.7)$$

Длина нарезанной части червяка L рассчитывается при нулевом смещении режущего инструмента и $z_1 = 1, 2$ по формуле

$$L \geq (11 + 0,06z_2)m. \quad (13.8)$$

При $z_1 = 4$

$$L \geq (12,5 + 0,09z_2)m. \quad (13.9)$$

Ширина червячного колеса $b = 0,75d_{a1}$ при $z_1 = 1, 2$, $b = 0,67d_{a1}$ при $z_1 = 4$.

Коэффициент полезного действия

Условия трения в червячном зацеплении близкие к условиям трения в винтовой паре, поэтому КПД зацепления можно вычислить по формуле

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho)}, \quad (13.10)$$

где λ – угол подъёма винтовой линии червяка; ρ – угол трения в червячном зацеплении.

Угол трения определяют по [табл. 13.1](#) в зависимости от скорости скольжения в червячном зацеплении:

$$V_{\text{н\acute{e}}} = \frac{\omega^{\frac{1}{1}} d}{2 \cos \lambda} = \frac{\pi n d^{\frac{1}{1}}}{60 \cos \lambda}. \quad (13.11)$$

Таблица 13.1

$V_{\text{ск}}, \text{ м/с}$	f	ρ	$V_{\text{ск}}, \text{ м/с}$	f	ρ
0,01	0,11–0,12	6°17'–6°51'	2,0	0,035–0,045	2°00'–2°35'
0,1	0,08–0,09	4°34'–5°05'	2,5	0,03–0,04	1°43'–2°17'
0,25	0,065–0,075	3°43'–4°17'	3,0	0,028–0,035	1°36'–2°00'
0,5	0,055–0,065	3°09'–3°43'	4,0	0,023–0,03	1°10'–1°43'
1,0	0,045–0,055	2°35'–3°09'	7,0	0,018–0,026	1°02'–1°29'
1,5	0,04–0,05	2°17'–2°52'	10,0	0,016–0,025	0°52'–1°22'

Описание установки

Установка ДП4А ([рис. 13.2](#)) состоит из узла электродвигателя 5 с тахогенератором 3, нагрузочного устройства 11 и испытуемого редуктора 12. Статоры электродвигателя и порошкового тормоза установлены в опорах 4, 8, 10, 15 с подшипниками качения. При действии крутящего момента статоры стремятся повернуться вокруг осей и изгибают плоские пружины 7, 14. Величина прогиба фиксируется индикаторами часового типа 6, 13.



Электродвигатель 5 включается тумблером 21. Число оборотов двигателя плавно изменяется от 0 до максимального значения регулятором 20 и фиксируется тахогенератором 3.

Вращение от электродвигателя через муфту 9 передается червячному редуктору 12. Верхняя часть редуктора имеет легкосъёмную крышку для визуального осмотра и замера параметров червяка и червячного колеса при кинематическом расчёте.

Описание установки

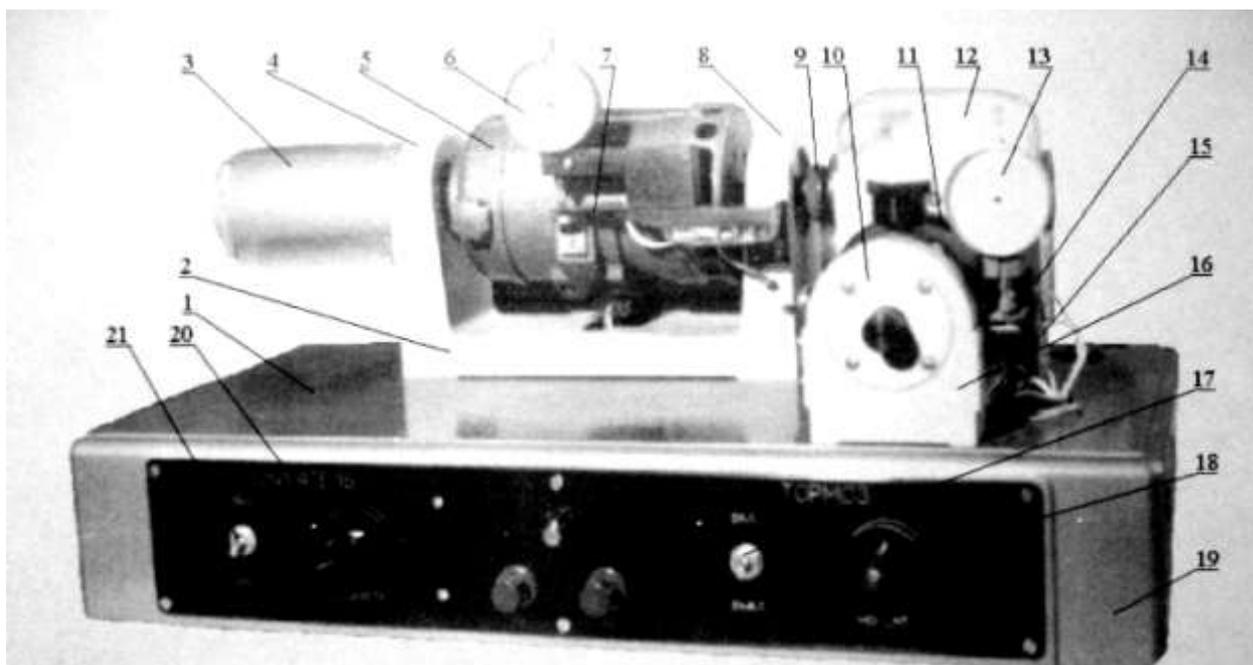


Рис. 13.2. Общий вид установки ДП4А: 1 – основание; 2, 16 – кронштейны; 3 – тахогенератор; 4, 8, 10, 15 – шарикоподшипниковые опоры; 5 – электродвигатель; 6, 13 – индикаторы; 7, 14 – плоские пружины; 9 – муфта упругая; 11 – тормоз порошковый; 12 – редуктор червячный; 17, 21 – тумблеры; 18, 20 – потенциометры; 19 – панель управления

Нагрузочное устройство представляет собой порошковый тормоз 11, служащий для создания тормозного момента на выходной валу редуктора. Включается порошковый тормоз тумблером 17. Величина тормозного момента изменяется регулятором 18.

Техника безопасности

1. Не разрешается включать установку в сеть без разрешения преподавателя.
2. Запрещается включать установку со снятой крышкой редуктора 12.
3. Запрещается во время работы установки прикасаться к вращающимся частям.
4. Перед включением установки в сеть регуляторы 18, 20 следует поставить в крайнее левое положение.
5. При включении установки в сеть необходимо следить за соблюдением полярности электрического тока.
6. Тумблер «Тормоз» нужно включать только на время соответствующих замеров.

Порядок выполнения работы

Изучение геометрии и кинематики червячной передачи

1. Снять крышку редуктора 12 и осмотреть внутреннее устройство.
2. Начертить кинематическую схему червячного редуктора.
3. Подсчитать число заходов червяка z_1 и количество зубьев червячного колеса z_2 . Значения занести в [табл. 13.2](#).
4. Штангенциркулем измерить наружный диаметр червяка и результаты также записать в [табл. 13.2](#).
5. По формулам [\(13.2\)](#), [\(13.3\)](#) определить q – число модулей в диаметре делительной окружности червяка. По формулам [\(13.4\)](#), [\(13.5\)](#), [\(13.6\)](#), [\(13.7\)](#), [\(13.8\)](#), [\(13.9\)](#) рассчитать остальные размеры передачи. Результаты записать в [табл. 13.2](#).

Таблица 13.2

Параметр	Червяк	Червячное колесо
Число зубьев z		
Диаметр окружности, мм: выступов d_a впадин d_f		
Модуль зацепления m , мм		
Делительный диаметр d , мм		
Ширина b , мм		

6. Установить крышку редуктора на место.
7. Нанести мелом черту вдоль оси выходного вала редуктора
- 12.
8. Включить установку в сеть.
9. Включить тумблер «Двигатель» и потенциометром 20 установить частоту вращения вала $n_1 = 1\ 000$ об/мин.
10. По нанесенной на выходном валу редуктора риске в течение 2 мин подсчитать число оборотов этого вала n_1' . Время фиксировать секундомером.

Опыт повторить трижды. Результаты занести в [табл. 13.3](#).

11. Заполнить [табл. 13.3](#), выполнив все необходимые расчёты.

Таблица 13.3

Параметр	Номер опыта		
	1	2	3
Число оборотов выходного вала редуктора за две минуты n_2'			
Частота вращения выходного вала редуктора $n_2 = n_2' / 2$, об/мин			
Передаточное число редуктора: экспериментальное $u_2 = n_1 / n_2$ рассчитанное по формуле (13.1)			

Изучение КПД редуктора

1. Определение зависимости КПД от тормозного момента.
 - 1.1. Потенциометром 20 установить частоту вращения вала электродвигателя $n_1 = 1\ 000$ об/мин.
 - 1.2. Индикаторы 6, 13 установить на нуль.
 - 1.3. Включить тумблер «Тормоз».
 - 1.4. Потенциометром 18 установить тормозной момент, соответствующий 10 делениям индикатора 13.
 - 1.5. Потенциометром 21 скорректировать частоту вращения вала электродвигателя n_1 до 1 000 об/мин.
 - 1.6. Показания индикатора 6, измеряющего реактивный момент электродвигателя, записать в [табл. 13.4](#).

Таблица 13.4

Параметр	Величина нагрузки				
	1	2	3	4	5

Число делений индикатора нагрузочного устройства β	10	20	30	40	50
Величина тормозного момента T_2 , Н·мм					
Число делений индикатора электродвигателя α					
Величина момента на валу электродвигателя T_1 , Н·мм					
КПД червячного редуктора η					
Частота вращения вала электродвигателя n_1 , об/мин					

Примечание. Частота вращения вала электродвигателя постоянная и равна $n_1 = 1\ 000$ об/мин.

1.7. По индикатору 13 тормозной момент увеличивать ступенчато через 10 делений до 50 включительно. На каждой ступени нагружения выполнять пп. 1.5 и 1.6.

1.8. Эксперимент, начиная с п. 1.1, повторить три раза. Показания индикаторов записать табл. 13.4.

1.9. Рассчитать крутящие моменты на статорах электродвигателя T_1 и порошкового тормоза T_2 :

$$T_2 = 1,5\alpha, \text{ Н}\cdot\text{мм}, T_1 = 38\beta, \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

где α – показания индикатора 6; β – показания индикатора 13. Заполнить табл. 13.4.

1.10. Рассчитать КПД червячного редуктора:

$$\eta = \frac{T_2}{T_{и1р}} \quad (13.12)$$

2. Определение зависимости КПД редуктора от частоты вращения вала электродвигателя.

2.1. Потенциометром 18 установить нагрузочный момент, соответствующий 30 делениям индикатора 13.

2.2. Потенциометром 21 установить частоту вращения вала электродвигателя $n_1 = 1\ 100$ об/мин.

2.3. Скорректировать тормозной момент, если он отклоняется от установленного значения на 30 делений индикатора 13.

2.4. Показания индикатора 6 записать в табл. 13.5.

Таблица 13.5

Параметр	Частота вращения вала электродвигателя n_1 , об/мин			
	800	900	1 000	1 100

	Номер опыта											
	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Число делений индикатора электродвигателя α												
Крутящий момент на валу электродвигателя T_1 , Н·мм												
Показания индикатора тормозного устройства β												
Тормозной момент на выходном валу редуктора T_2 , Н·мм												
КПД редуктора: экспериментальный, рассчитанный по формуле (13.12) теоретический, рассчитанный по формуле (13.10)												

Пр и м е ч а н и е. Показания индикатора β тормозного устройства необходимо постоянно поддерживать равным 30.

2.5. Изменять число оборотов вала электродвигателя ступенями через 100 об/мин до 800 об/мин включительно. На каждой ступени выполнять пп. [2.3](#) и [2.4](#).

2.6. Эксперимент, начиная с п. [2.1](#), повторить три раза. Результаты замеров занести в [табл. 13.5](#).

2.7. Рассчитать КПД редуктора: экспериментальный – по формуле [\(13.12\)](#), теоретический – по формуле [\(13.10\)](#).

Отключение установки ДП4А

1. Установить потенциометры 18, 21 в крайнее левое положение.
2. Выключить тумблеры «Тормоз» и «Двигатель».
3. Вынуть вилку из розетки.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Кинематическая схема редуктора и описание его конструкции.
3. Геометрические размеры червяка и червячного колеса ([табл. 13.2](#)).
4. Эскизы червяка и червячного колеса с проставленными размерами.
5. Результаты изучения кинематики червячного редуктора ([табл. 13.3](#)).

6. Результаты изучения КПД в зависимости от нагрузочного момента (табл. 13.4).

7. График функции $\eta = f T(2)$, построенный по экспериментальным данным табл. 13.4 при $n_1 = \text{const}$ (рис. 13.3, а).

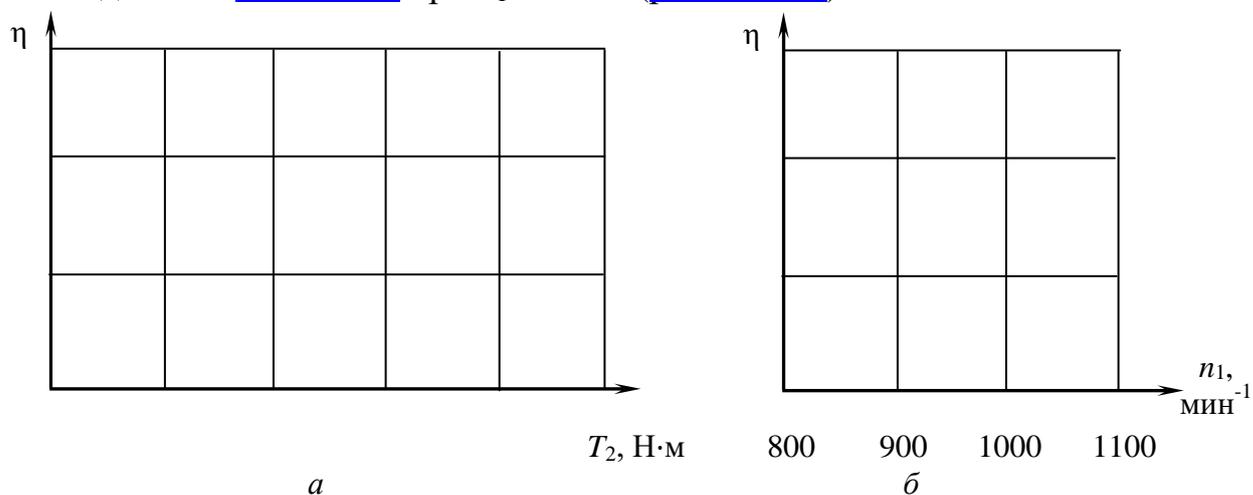


Рис. 13.3. Пример выполнения координатной сетки для построения графиков КПД в зависимости: а – от величины тормозного момента; б – от частоты вращения вала электродвигателя

8. Результаты изучения КПД в зависимости от частоты вращения вала электродвигателя (табл. 13.5).

9. График функции $\eta = f n(1)$, построенный по данным табл. 13.5 при $T_2 = \text{const}$ (рис. 13.3, б). Величины КПД рассчитать по формуле (13.12).

10. Основные выводы по лабораторной работе.

Использование установки в УИРС

1. Определение по КПД оптимального режима эксплуатации червячного редуктора на установке.
2. Исследование КПД редуктора в зависимости от типа смазки зацепления и опорных подшипников.
3. Определение влияния частоты вращения вала электродвигателя и типа смазки зацепления на кинематическую точность и плавность вращения выходного вала редуктора.

Контрольные вопросы и задания

1. Назовите достоинства и недостатки червячных передач.

2. Покажите на эскизе червячной передачи основные геометрические размеры зацепления.
3. Как определить передаточное число червячной передачи?
4. Какие потери учитываются в формуле [\(13.7\)](#) для теоретического расчёта КПД червячной передачи?
5. Какие потери учитываются в формуле [\(13.9\)](#) для расчёта КПД по результатам экспериментов?
6. Какие параметры червячной передачи определяют величину потерь в зацеплении?
7. Почему может меняться КПД редуктора в зависимости от величины тормозного момента?
8. Почему может меняться КПД редуктора в зависимости от частоты вращения вала электродвигателя?
9. Какие материалы применяют для изготовления червяков и червячных колёс?
10. Какую червячную передачу называют самотормозящей?
11. Когда в конструкции червячного редуктора предусматривают устройство принудительного охлаждения передачи?
12. От каких параметров червячной передачи зависит величина скорости скольжения в зацеплении?
13. Какой червяк называют «архимедовым»?
14. Сколько заходов могут иметь витки червяка?
15. В каких случаях червячная передача может работать в режиме мультипликатора?
16. Как определить осевой модуль червячного зацепления?
17. Как определить нормальный модуль червячного зацепления?
18. Какой модуль (осевой или нормальный) соответствует величине, указанной в ГОСТ 19672-74?
19. В каких единицах измеряют модуль зацепления?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №14

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Цель работы: изучить кинематические и силовые характеристики ременной передачи методами построения кривых скольжения.

Оборудование: прибор ДП2А, шесть грузов по 250 г, секундомер, линейка, два индикатора часового типа.

Краткие теоретические сведения

Ременная передача, как и фрикционная, относится к передачам трения. Трение между шкивом и ремнем обеспечивается предварительным натяжением ремня силой F_0 в каждой из ветвей. При вращении шкивов без нагрузки в ремне дополнительно к F_0 возникают центробежные силы $F_{ц}$, тогда общее усилие

$$F_{ном} = F_0 + F_{ц}. \quad (14.1)$$

Действие на ведомый шкив тормозного момента приводит к увеличению силы натяжения ведущей ветви до F_1 , а натяжение ведомой – уменьшается до F_2 (рис. 14.1), т. е. при движении ремня по ведущему шкиву натяжение постепенно падает от F_1 до F_2 , соответственно, длина его уменьшается.

Между ремнем и ведущим шкивом возникает скольжение в сторону, противоположную направлению вращения. На ведомом шкиве натяжение ремня возрастает от F_2 до F_1 , длина его увеличивается. Между ремнем и ведомым шкивом возникает скольжение в направлении вращения. Это скольжение называется упругим и происходит лишь на части дуги охвата – дуге скольжения $\alpha_{ск}$ (рис. 14.1).

Дуга сцепления $\alpha_{сц}$ (рис. 14.1) расположена со стороны набегания ремня на шкив. В пределах угла сцепления $\alpha_{сц}$ ремень движется вместе со шкивом без скольжения.

На дуге сцепления за счет сил трения между ремнем и шкивом постепенно увеличивается наклон и искажается форма плоского сечения, наблюдается *депланация сечения* (рис. 14.2). Движение без скольжения на дуге $\alpha_{сц}$ происходит до тех пор, пока тангенциальная сила $F_t = F_1 - F_2$ не превысит силы трения.

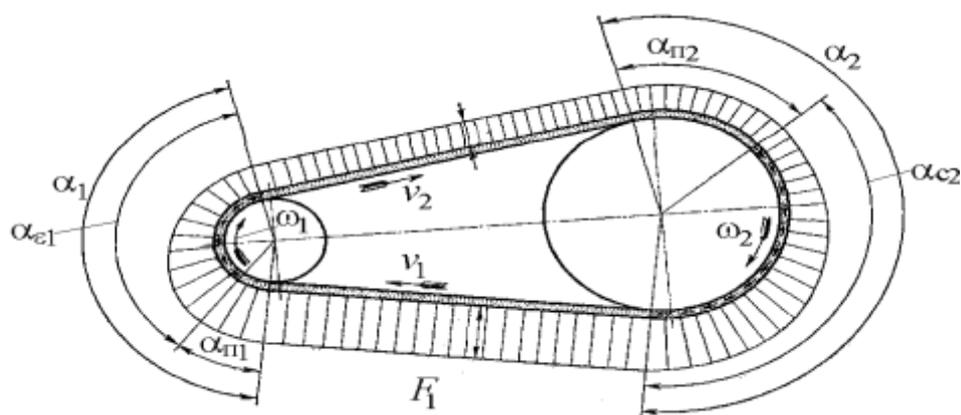


Рис. 14.1. Положение дуг сцепления $\alpha_{сц}$ и скольжения $\alpha_{ск}$ на дуге охвата шкива ремнем

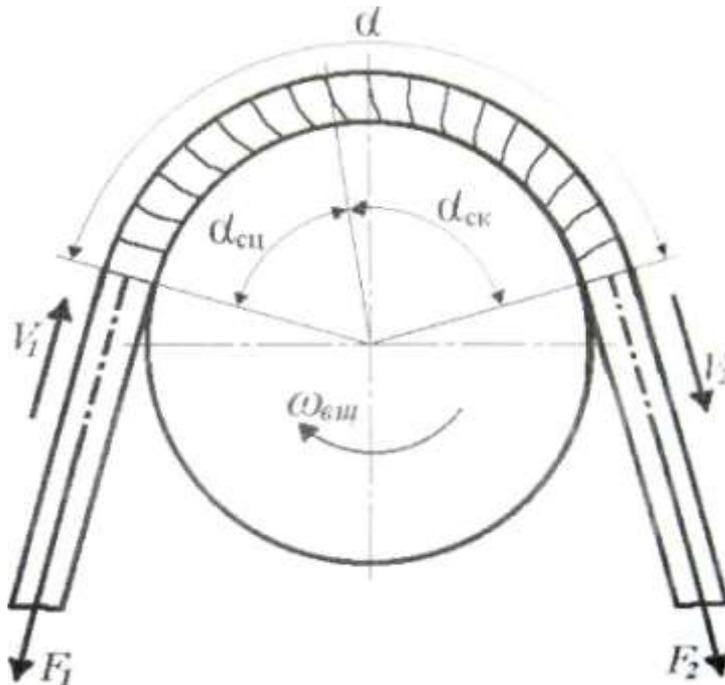


Рис. 14.2. Деформация сечений плоского ремня на ведущем шкиве под действием нормальных и касательных сил

На дуге сцепления $\alpha_{сц}$ деформация сечения нарастает. На дуге скольжения $\alpha_{ск}$ ведущего шкива по мере уменьшения натяжения ремня деформация уменьшается, а на дуге скольжения ведомого шкива, наоборот, нарастает и снимается в момент сбегания ремня.

Скорость ремня уменьшается от v_1 на дуге покоя до v_2 в точке сбегания со шкива. Скорость возникающего скольжения изменяется от нуля до величины $v_{ск} = v_1 - v_2$ в конечной точке дуги охвата. С учетом тангенциальной силы и деформаций растяжения ремня скорость скольжения

$$v_{ск} = v_1 - v_2 = \frac{F_1 - F_2}{A_p E_p} = \frac{v_1 F_1 - v_2 F_2}{A_p E_p} = kv^1, \quad (14.2)$$

где $\varepsilon = \frac{F}{A_p E_p}$ — относительная деформация растяжения ведущей и ведомой ветвей ремня, а $k = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = \frac{F_1 - F_2}{F_1}$ — коэффициент скольжения.

F^t – полезное напряжение в ремне; A_p – площадь поперечной ветвей; $k = \frac{F^t}{A_p}$ – полезное напряжение на поперечном сечении ремня; E_p – модуль упругости ремня. Скольжение растяжения на каждом шкиве

$$(14.3) \xi_c = \frac{v_{ск}^1}{v_1} - \frac{v_{ск}^2}{v_2} = k \frac{d_1 n_1 - d_2 n_2}{d_1 n_1} = -1 \frac{d_2 n_2}{d_1 n_1}.$$

Здесь d_1, d_2 – диаметры ведущего и ведомого шкивов; n_1, n_2 – частоты вращения ведущего и ведомого шкивов.

Величина ξ_c представляет собой относительную потерю скорости на упругое скольжение в результате деформаций растяжения. Помимо потери скорости и части передаваемой мощности это скольжение вызывает износ ремня и его электризацию.

Следует иметь в виду, что на всем протяжении кривой скольжения, т. е. при изменении коэффициента тяги от 0 до ψ_{max} , характер взаимодействия ремня со шкивом один и тот же (рис. 14.2).

Тяговая характеристика является основным критерием работоспособности ременной передачи и оценивается окружной силой F_t или полезным натяжением k . Тяговую способность представляют кривой скольжения – экспериментальной зависимостью потери скорости ξ_c от относительной нагрузки, графиками коэффициентов ψ и η (рис. 14.3). Эти кривые дают хорошее представление о работе передачи и позволяют устанавливать нормы нагрузки передач по предельному коэффициенту тяги ψ_{max} , с определенным коэффициентом запаса сцепления, назначаемым в зависимости от возможных перегрузок передачи.

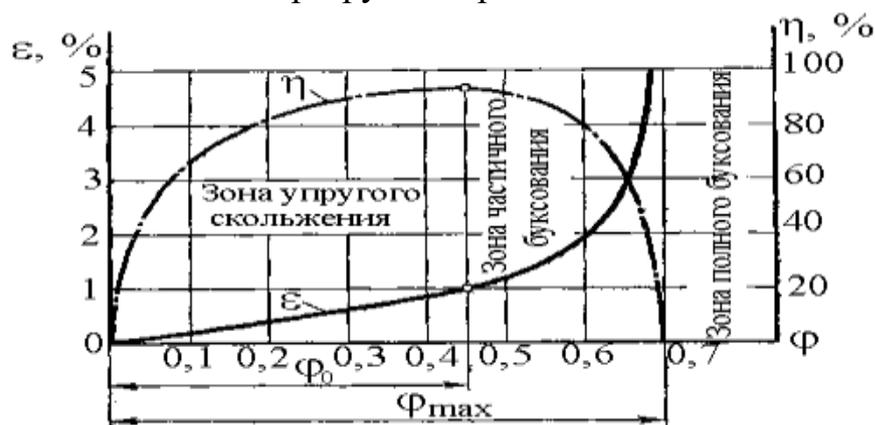


Рис. 14.3. Влияние тяговой способности ψ на потери скорости ξ_c и коэффициент полезного действия η ременной передачи

Коэффициент тяги рассчитывается по выражению

$$\psi = \frac{F_t}{F_1' - F_2'} \quad (14.4)$$

где $F_1' = F_1 - F_{\text{ц}}$ и $F_2' = F_2 - F_{\text{ц}}$ – свободные силы натяжения ветвей, участвующих в передаче нагрузки.

Ременные передачи испытывают на тяговую способность при одном плавающем вале и автоматическом натяжении ремня грузом, где

$$F_1 + F_2 - 2F_0 = F_1' + F_2' = 2F_0.$$

Коэффициент тяги передачи

$$\psi = \frac{F_t}{2F_0} \quad (14.5)$$

При закрепленных валах, как показали опыты, сумма натяжения ветвей ремня не остается постоянной, а повышается с увеличением нагрузки передачи. Для передачи с закрепленными валами коэффициент тяги, определяемый по формуле [\(14.4\)](#), может достичь значений 1,5–2,0, тогда как по смыслу $\psi \leq 1$.

Следовательно, формула [\(14.5\)](#) при закрепленных валах неточна. Повышение силы натяжения ведущей ветви $F_1 = F_0 + F_t$ или создает резерв нагрузочной способности, или позволяет уменьшить предварительное натяжение.

Описание установки

На основании 1 установлены все узлы и детали установки (рис. 14.4). Вращение от электродвигателя 3 через ведущий шкив 2 и резиновый ремень 5 круглого сечения передается на ведомый шкив 8, который жестко соединен с ротором порошкового электромагнитного тормоза 7. Расстояние между шкивами может изменяться в пределах 30 мм натяжным устройством 9, на рычаг которого подвешивают грузы.

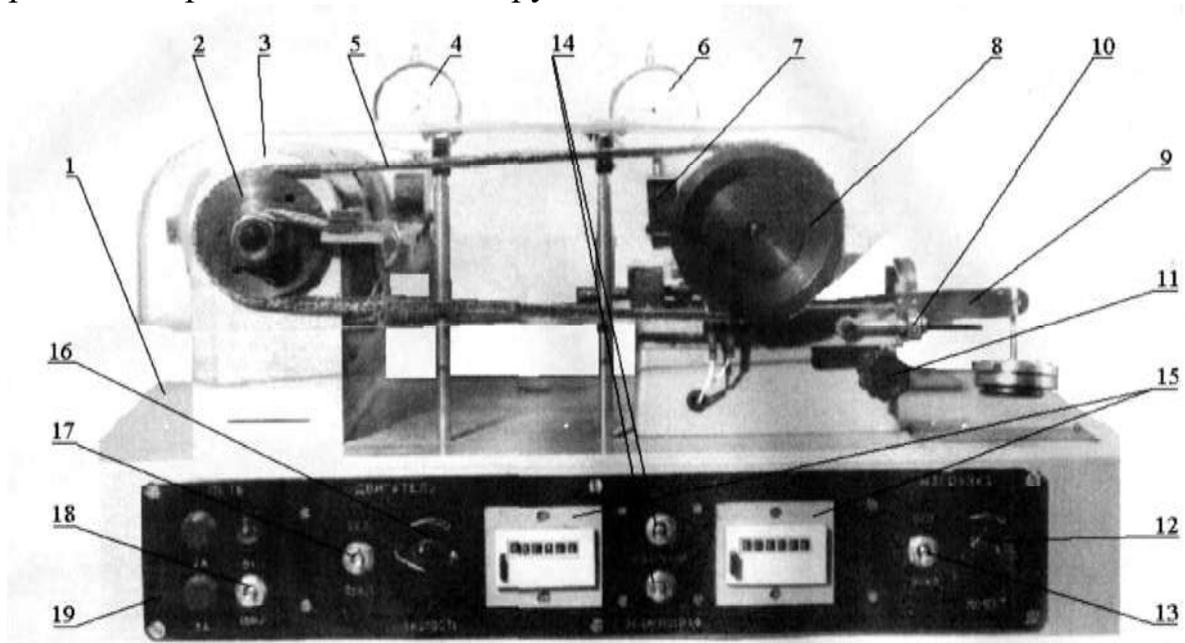


Рис. 14.4. Установка ДП2А: 1 – основание; 2, 8 – шкивы, ведущий и ведомый; 3 – электродвигатель; 4, 6 – индикаторы величин моментов электродвигателя и тормозного устройства; 5 – ремень; 7 – тормоз электромагнитный; 9 – рычаг тормозного устройства; 10 – регулировочный винт натяжного устройства; 11 – винт стопорный; 12 – регулятор величины тормозного момента; 13 – тумблер включения тормоза; 14 – тумблеры включения счетчиков оборотов; 15 – счетчики оборотов ведущего и ведомого шкивов; 16 – регулятор числа оборотов электродвигателя; 17 – тумблер включения электродвигателя; 18 – тумблер включения сети 220 В; 19 – панель управления

Число оборотов электродвигателя регулируется потенциометром 16. Управляют работой установки ДП2А тумблерами на передней панели 19. Там же находятся счетчики 15 чисел оборотов ведомого и ведущего шкивов. Включаются счетчики тумблерами 14.

Порошковый тормоз 7, нагружающий ведомый шкив тормозным моментом, включается тумблером 13. Потенциометр 12 изменяет величину момента нагруженного устройства.

Крутящий момент T_1 на валу двигателя измеряется индикатором 4, а тормозной момент T_2 на ведомом шкиве – индикатором 6.



Техника безопасности

1. Без разрешения преподавателя установку в электросеть не включать.
2. Во время работы установки запрещается прикасаться к вращающимся частям.
3. Перед включением тумблеров «Двигатель» и «Нагрузка» регуляторы 12 и 16 установить в крайнее левое положение.
4. Тумблер «Нагрузка» включать только на время замеров параметров.

Порядок выполнения работы

Определение коэффициента скольжения

1. На ступенчатые шкивы 2 и 8 надеть ремень, изготовленный из резины, так, чтобы передаточное число $u = 1,5$. На рычаг 9 подвесить груз, обеспечивающий натяжение ремня $F_0 = 1\ 000$ г.
2. Регулировочным винтом 10 подтянуть узел ведомого шкива и установить рычаг 9 в горизонтальное положение, совмещая риски. Затем зажать рычаг 9 в корпусе ведомого шкива винтом 11.
3. Тумблером 18 включить установку.
4. Тумблером 17 включить электродвигатель и потенциометром 16 установить максимальное число оборотов ведущего шкива.
5. Через одну минуту после включения установки тумблером 14 привести в действие оба счетчика оборотов. Числа оборотов ведущего и ведомого валов считать за одну минуту.
6. Результаты замеров занести в [табл. 14.1](#).
7. Тумблером 13 включить нагрузочное устройство. Поворотом потенциометра 12 по часовой стрелке увеличивать тормозной момент от 0 до максимального, соответствующего режиму буксования, с шагом нагружения – пять единиц по индикатору 6. Показания индикатора 6 записать в [табл. 14.2](#).
8. На каждой ступени нагружения по счетчикам 15 фиксировать числа оборотов ведущего и ведомого шкивов за одну минуту. Частоты вращения ведущего n_1 и ведомого n_2 валов, а также показания индикатора 4 записать в [табл. 14.2](#).

Таблица 14.1

Изменяемый параметр	Номер опыта		
	1	2	3
Диаметр шкива, мм: ведущего d_1 ведомого d_2			
Передаточное число u			
Максимальная частота вращения шкива на холостом ходу, об/мин: ведущего $n_{1\max}$ ведомого $n_{2\max}$			

Таблица 14.2

Изменяемый параметр	Показания индикатора нагрузочного устройства β						
	0	5	10	15	20	25	30
	Тормозной момент T_2 , Н·мм						
Показания индикатора электродвигателя α							
Крутящий момент на валу электродвигателя T_1 , Н мм·							
КПД η							
Частота вращения шкива ременной передачи, об/мин: ведомого n_2 ведущего n_1							
Коэффициент скольжения ξ_c							

9. Величины крутящих моментов T_1 и T_2 вычислить по зависимостям

$$T_1 = \alpha 5, \text{ Н мм} \cdot ; T_2 = 30\beta, \text{ Н мм} \cdot ,$$

где α – показания индикатора электродвигателя; β – показания индикатора тормоза.

10. По формуле (14.3) рассчитать коэффициент скольжения ξ_c .

11. Результаты расчёта коэффициента скольжения занести в табл. 14.2 и построить график функции $\xi_c = f(T_2)$ при $F_0 = \text{const}$.

12. Изменять натяжение ремня грузами от 250 до 1 500 г ступенями по 250 г. При максимальной частоте вращения вала электродвигателя и постоянном тормозном моменте $T_2 = T_{\text{ср}}$ на каждой ступени нагружения по счетчикам 15 фиксировать числа оборотов валов электродвигателя и нагрузочного устройства в течение одной минуты.

13. По формуле (14.4) рассчитать коэффициент тяги ψ .

14. Результаты эксперимента занести в табл. 14.3 и построить график функции $\xi = f(F_0)$ при $T_2 = \text{const}$.

Таблица 14.3

Изменяемый параметр	Масса груза, г					
	250	500	750	1 000	1 250	1 500
	Усилие натяжения, г					
Частота вращения ведомого шкива ременной передачи n_2 , об/мин						
Коэффициент скольжения ξ_c						
Показания индикатора электродвигателя α						
Крутящий момент на валу электродвигателя T_1 , Н мм						
КПД η						
Максимальная частота вращения вала электродвигателя $n_{1\text{max}}$, об/мин						
Средняя величина тормозного момента $T_{\text{ср}}$, Н мм						

Определение КПД ременной передачи

1. КПД установки рассчитать по формуле $\eta = \frac{T_2}{T_1}$, где T_1, T_2 – крутя-

T_{u1}

щие моменты на валах электродвигателя и тормозного устройства, Н мм· ; u – передаточное число ремённой передачи.

2. По данным [табл. 14.2](#) и [14.3](#) построить графики функций $\eta = f(T_2)$ при $F_0 = \text{const}$ и $\eta = f(F_0)$ при $T_2 = \text{const}$.

Содержание отчёта

1. Цель работы, оборудование и принадлежности.
2. Описание работы установки и ее кинематическая схема.
3. Таблицы с результатами экспериментов.
4. Графики функций: $\xi_c = f(T_2)$, $\xi = c$ $f(F_0)$, $\eta = f(T_2)$, $\eta = f(F_0)$.

Контрольные вопросы и задания

1. Какие виды ремней различают по форме поперечного сечения?
2. Назовите достоинства и недостатки ременных передач.
3. Как определить передаточное число ременной передачи с учетом коэффициента скольжения?
4. Как рассчитать коэффициент тяги?
5. В чём заключается физический смысл скольжения в ременной передаче?
6. Где расположены дуги покоя и скольжения в ременной передаче?
7. Как взаимодействует ремень с поверхностью шкива на дугах покоя и скольжения?
8. От каких параметров ременной передачи зависит ее КПД?
9. Как определить коэффициент скольжения?
10. Какие потери в ременной передаче учитывает КПД, определенный в эксперименте?
11. Как рассчитать КПД ременной передачи?
12. Какие узлы и детали входят в конструкцию установки ДП2А?
13. Какими устройствами в лабораторной установке измеряются крутящие моменты на валах электродвигателя и тормозного устройства?

14. В каком порядке определяется скольжение в ремённой передаче?
15. В каком порядке определяется КПД ремённой передачи?
16. Перечислите меры безопасности при работе на установке ДП2А.
17. Для чего необходимо начальное натяжение ремня?
18. Как изменятся натяжения ветвей ременной передачи под нагрузкой?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №15 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Цель работы: изучить основные типы подшипников качения и ознакомиться с их условными обозначениями. Научиться определять типы подшипников по внешнему виду, по маркировке и по отдельным деталям. Ознакомиться с материалами, применяемыми для изготовления подшипников качения, и с основными конструктивными особенностями исполнения различных типов подшипников.

Краткие теоретические сведения

Подшипники качения – это опоры вращающихся или качающихся деталей, в которых элементами качения служат шарики или ролики, установленные между кольцами и удерживаемые на определённом расстоянии друг от друга обоймой, называемой сепаратором. В процессе работы одно из колец подшипника, как правило, неподвижно. В некоторых типах подшипников одно или оба кольца могут отсутствовать (в них тела качения опираются непосредственно на поверхность вала или корпуса). Ряд подшипников качения выпускается с уплотнениями. В некоторых подшипниках качения может отсутствовать сепаратор. Посадочные поверхности внутреннего и наружного кольца обычно гладкие цилиндрические, но имеются разновидности колец с буртиками, с канавками, с цилиндрическими или сферическими выемками, с отверстиями для подвода смазки, с конической расточкой, с эксцентриситетом посадочной поверхности и поверхности беговой дорожки, с внутренним кольцом на разжимной втулке и т. п.

Типы и конструктивные особенности подшипников качения приведены в ГОСТ 3395-89, а также в нормальных заводах.

Классификация подшипников качения

Подшипники качения классифицируют по следующим основным признакам:

по форме тел качения – шариковые и роликовые, причём последние могут быть цилиндрическими, коническими, игольчатыми, бочкообразными и витыми; *по направлению воспринимаемой нагрузки* – радиальные, радиально-

упорные, упорно-радиальные и упорные;

по числу рядов тел качения – одно-, двух-, трёх-, четырёх- и много-рядные; *по способности самоустанавливаться* – несамоустанавливающиеся

и

самоустанавливающиеся (сферические, допускающие угол перекоса внутреннего и наружного колец до 2–3°); *по габаритным размерам* – на серии (для каждого подшипника при одном и том же внутреннем диаметре имеются различные серии, отличающиеся несущей способностью подшипника, т. е. размерами колец и тел качения).

В зависимости от размера наружного диаметра подшипника, серии подразделяются на *сверхлёгкие, лёгкие, средние* и *тяжёлые*. В зависимости от ширины подшипника серии бывают *особо узкие, узкие, нормальные, широкие* и *особо широкие*.

Система условных обозначений

Система условных обозначений установлена ГОСТ 3189-75 по следующим признакам: внутренний диаметр подшипника; серия диаметров или серия ширины; тип подшипника; конструктивная разновидность.

Порядок расположения условных обозначений приведен на схемах 1 и 2. Порядок отсчёта цифр в условном обозначении принят справа налево. Нули, стоящие левее последней значащей цифры, в обозначении не указывают.

Подшипники с внутренним диаметром до 10 мм, исключая диаметры 0,6; 1,5; 2,5 мм, обозначают по схеме 1 ([рис. 15.1](#)).

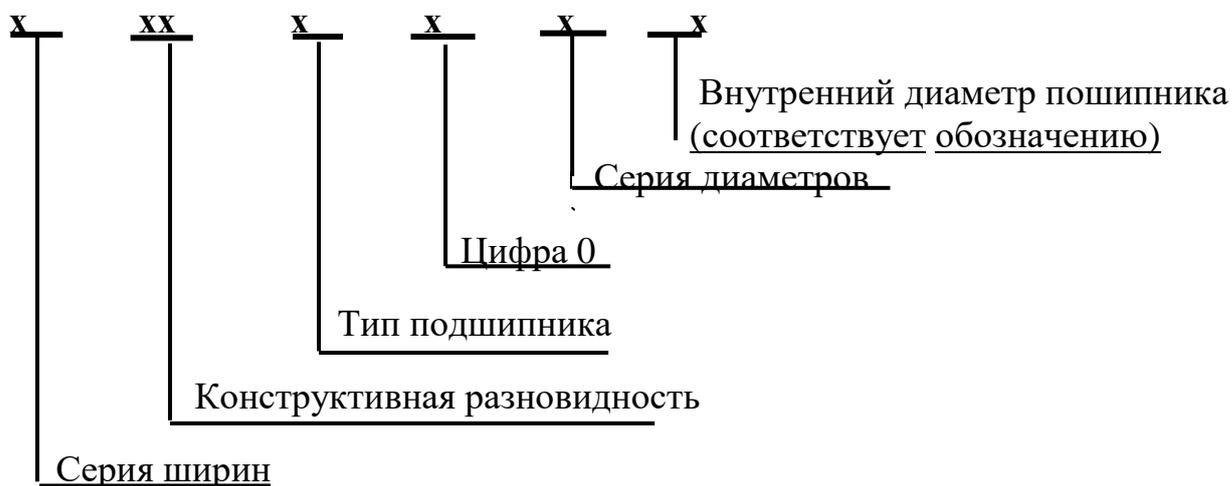


Рис. 15.1. Схема 1

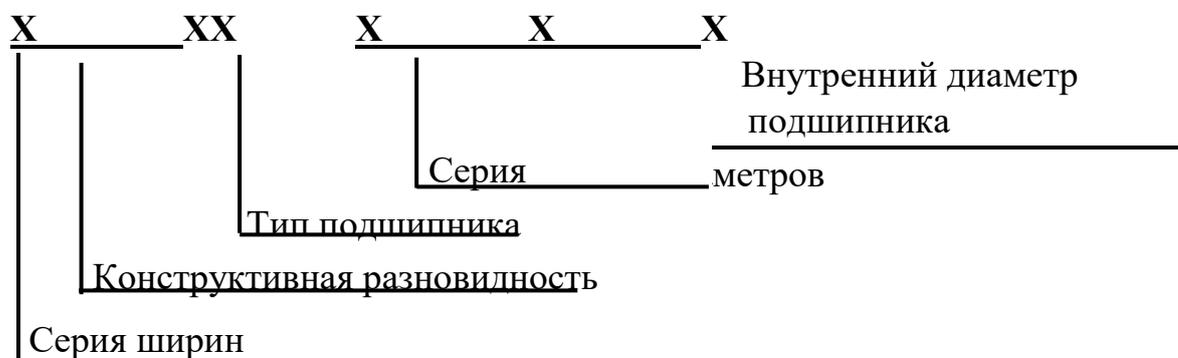


Рис. 15.2. Схема 2

Подшипники с внутренним диаметром от 10 мм и более, исключая подшипники с внутренними диаметрами 22, 28, 32 и 500 мм, обозначаются по схеме 2 (рис. 15.2).

Схему 2 для более удобного прочтения можно представить в виде табл. 15.1.

Таблица 15.1

Цифра в условном обозначении (отсчёт справа) подшипников качения	Значения цифр
1-я и 2-я	Внутренний диаметр подшипника
3-я и 7-я	Серия диаметров 3 и серия ширин 7
4-я	Тип подшипника
5-я и 6-я	Конструктивная разновидность подшипника

Условное обозначение подшипников по внутреннему диаметру

Схема 1. Первая цифра равна значению внутреннего диаметра. Внутренние диаметры подшипников, равные 0,6; 1,5; 2,5 мм, следует отделять от цифр, обозначающих серию диаметров, косой чертой «/».

Внутренний диаметр подшипника, выраженный дробью (кроме значений 0,6; 1,5; 2,5 мм), обозначается приближённым значением внутреннего диаметра, округлённым до целой единицы. В условном обозначении таких подшипников на втором месте ставится цифра 9 (нестандартные внутренние диаметры).

Схема 2. Первые две цифры определяют внутренний диаметр подшипника. Обозначение внутренних диаметров подшипников от 10 до 20 мм должны соответствовать значениям, указанным в [табл. 15.2](#).

Таблица 15.2

Внутренний диаметр подшипника	Обозначение
10	00
12	01
15	02
17	03

Внутренние диаметры подшипников, не приведенные в [табл. 15.2](#), должны иметь обозначение по ближайшему из указанных диаметров. В условном обозначении таких подшипников на третьем месте ставится цифра 9 (ненормальные внутренние диаметры).

Внутренние диаметры подшипников от 20 до 495 мм включительно обозначают частным от деления этого диаметра на 5.

Внутренние диаметры подшипников, равные 22, 28, 32, 500 мм и более, обозначают соответствующими цифрами и отделяют от цифр, обозначающих серию диаметров, косой чертой «/».

Внутренние диаметры подшипников, выраженные дробью или целым числом, не кратным цифре 5, обозначают целым приближённым частным от деления диаметра на 5. В условное обозначение таких подшипников на третьем месте входит цифра 9.

Условное обозначение серий подшипников

Подшипник одного внутреннего диаметра обычно изготавливают нескольких размерных серий, т. е. его наружный диаметр и ширина (высота) различны в зависимости от грузоподъемности и предельной быстроходности.

Вторая цифра в схеме 1 и третья цифра в схеме 2 обозначают серию диаметров. Седьмая цифра в обеих схемах совместно со второй цифрой в схеме 1 или с третьей цифрой в схеме 2 определяют размерную серию подшипника. Установленные серии подшипников приведены в [табл. 15.3](#).

Таблица 15.3

Третья цифра в схеме 2 или вторая цифра в схеме 1	Седьмая цифра в схеме 2 или вторая цифра в схеме 1	Серия подшипника
1	8 или 9	Сверхлёгкая
1	7	Особо лёгкая
2		Лёгкая
2	5	Лёгкая широкая
3		Средняя
3	6	Средняя широкая
4		Тяжёлая
9	0	Серия ненормальных внутренних диаметров
7 или 8 в схеме 2		Серия нестандартных наружных диаметров

Подшипники, нестандартные по внутреннему диаметру или ширине (неопределённая серия), на втором месте обозначают цифрой 6 или 7 (схема 1).

Условное обозначение типа подшипников

Четвёртая цифра справа в обозначении подшипника определяет его тип. Типы подшипников в зависимости от воспринимаемой нагрузки приведены в [табл. 15.4](#).

Таблица 15.4

Тип подшипника	Обозначение
Шариковый радиальный	0
Шариковый радиальный сферический	1
Роликовый радиальный:	
с короткими цилиндрическими роликами	2
со сферическими роликами	3
с длинными или игольчатыми роликами	4
с витыми роликами	5

Шариковый радиально-упорный	6
Роликовый конический радиально-упорный	7
Шариковый упорный, шариковый упорно-радиальный	8
Роликовый упорный, роликовый упорно-радиальный	9

Условное обозначение подшипников по конструктивным разновидностям

Пятая и шестая цифры в условном обозначении подшипника определяют его конструктивную разновидность и состоят из двух цифр – от 00 до 99. Конструктивных разновидностей подшипников очень много и наиболее распространённые из них приведены в ГОСТ 3395-89.

Внимание! Если в обозначении подшипника должна присутствовать цифра 0 и после неё слева не требуются дополнительные обозначения (дополнительные цифры), то цифра 0 в обозначении не проставляется.

Ниже приведены примеры расшифровки обозначений подшипников:

1000094	Расшифровывается по схеме 1 (цифра 0 на третьем месте): тип – радиальный шариковый (цифра 0 на четвёртом месте), внутренний диаметр – 4 мм (цифра 4), сверхлёгкой серии (цифра 9), конструктивная разновидность 00, серия ширин 1
25	Расшифровывается по схеме 1 (цифра 0 на третьем месте): тип – радиальный шариковый (цифра 0 на четвёртом месте), внутренний диаметр – 5 мм (цифра 5), лёгкой серии (цифра 2), конструктивная разновидность 00
2205 12305 42305 32305 92305 292305	Расшифровываются по схеме 2: тип – радиальные роликовые с короткими цилиндрическими роликами (2), внутренний диаметр – 25 мм ($05 \cdot 5 = 25$), средней серии (3), конструктивная разновидность: 00 – без бортов на наружном кольце, 01 – с однобортовым наружным кольцом, 03 – с двухбортовым наружным кольцом, 04 – с однобортовым внутренним кольцом и двухбортовым наружным кольцом, 09 – с двухбортовым наружным кольцом и плоской опорной шайбой на внутреннем кольце, 29 – без внутреннего кольца
74103	Расшифровывается по схеме 2: тип – радиальный роликовый игольчатый, (4), внутренний диаметр – 17 мм (03), особо лёгкой серии (1), конструктивная особенность (07) – без сепаратора и с отверстием под смазку на наружном кольце

602/32	Расшифровывается по схеме 2: тип – шариковый радиальный (0), внутренний диаметр – 32 мм (32), лёгкой серии, (2), конструктивная разновидность (06) – с одной защитной шайбой
--------	--

Дополнительные знаки условного обозначения

Слева через черту от основного обозначения подшипников, которое включает в себя не более семи цифр, указываются требования к точности изготовления подшипников.

Справа через черту от основного обозначения подшипников указываются параметры, определяющие специальные требования к материалу деталей подшипников, к термообработке деталей, конструктивные изменения деталей, специальные требования по шероховатости поверхности, температуре отпуска колец подшипников и требования по шуму при работе.

Обозначение класса точности подшипников. Установлены следующие классы точности подшипников, указанные в порядке повышения точности:

0, 6, 5, 4, 2, Т – для шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников;

0, 6, 5, 4, 2 – для упорных и упорно-радиальных подшипников;

0, 6X, 6, 5, 4, 2 – для роликовых конических подшипников.

Установлены дополнительные классы точности подшипников – 8 и 7 ниже класса точности 0 для применения по заказу потребителей в неотчетственных узлах.

Классы точности подшипников характеризуются значениями предельных отклонений размеров, формы и расположения поверхностей подшипников. В общем машиностроении обычно применяют классы точности 0, 6 и 5. Следует иметь в виду, что стоимость одного и того же подшипника класса точности 0 и класса точности 2 отличается в 10 раз.

В зависимости от наличия требований по уровню вибрации установлены три *категории подшипников – А, В, С.*

К категории *А* относятся подшипники классов точности 5, 4, 2, Т с одним из дополнительных требований по повышенным нормам уровня вибрации, волнистости и отклонению от круглости поверхностей качения, моменту трения, углу контакта, радиальному биению, осевому биению и их совместному значению.

К категории *В* относятся подшипники классов точности 0, 6X, 6, 5 с одним из дополнительных требований, аналогичных категории *А.*

К категории *С* относятся подшипники классов точности 7, 8, 0, 6, к которым не предъявляются требования по уровню вибрации, моменту трения и другие требования по категориям *А* и *В.*

Полные требования к точности подшипников приведены в ГОСТ 520-89.

Класс точности подшипников указывается цифрой, соответствующей его точности, слева от основного условного обозначения через тире. Класс точности «0» в условном обозначении опускается.

Например, подшипник № 6-205 – шарикоподшипник радиальный (четвёртая цифра слева «0» опущена), диаметром 25 мм (две последние цифры «05»), средней серии (третья цифра слева «2»), класс точности 6.

Обозначение радиального зазора и момента трения подшипников.

Обозначения 1, 2, 3 и т. д., расположенные слева от обозначения класса точности подшипника, характеризуют различные величины (ряды) радиальных зазоров. Зазор по нормальному ряду обозначается цифрой 0.

Обозначения 1, 2, 3 и т. д., расположенные слева от радиального зазора, характеризуют различные величины (ряды) моментов трения.

У радиальных шарико- и роликоподшипников с радиальным зазором по нормальному ряду и у радиально-упорных шарикоподшипников в дополнительном обозначении между классами точности и обозначением момента трения проставляется буква «М».

Обозначения категорий подшипника проставляют:

слева от обозначения ряда момента (например, А1М5-205); перед обозначением ряда зазоров при отсутствии требований по моменту трения (например, В25-205); перед классом точности при отсутствии требований по моменту трения и нормальной группе зазора (например, А5-205).

Расшифровка дополнительных знаков справа от основного обозначения. Дополнительные знаки справа от основного обозначения располагаются в следующем порядке:

обозначение материала деталей подшипника ([табл. 15.5](#)); конструктивные изменения деталей подшипника (К, К1, К2, ...); специальные требования по шероховатости, покрытиям и т. п. (У, У1, У2, ...); температура отпуска колец подшипника (Т1, Т2, ...);

разновидности смазочных материалов для подшипников закрытого типа (С1, С2, ...); требования по шуму (Ш, Ш1, Ш2, ...).

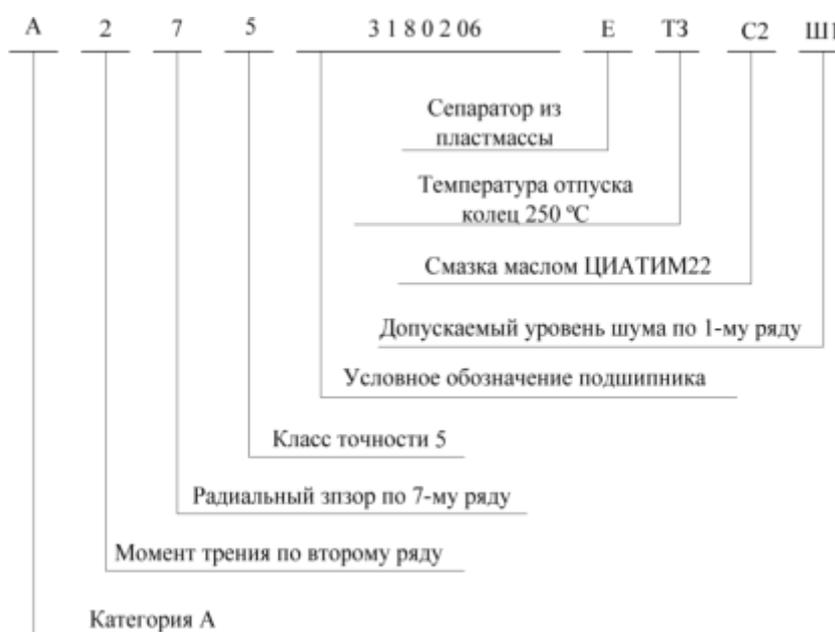
Таблица 15.5

Дополнительные обозначения	Отличительные признаки
Б	Сепаратор из безоловянистой бронзы
Г	Сепаратор из чёрных металлов
Д	Сепаратор из алюминиевых сплавов

Е	Сепаратор из пластических материалов
Л	Сепаратор из латуни
Р	Детали из теплостойкой стали
Х	Детали из цементируемой стали
Ю	Часть деталей или все детали из нержавеющей стали
Я	Кольца и тела качения из редко применяемых материалов (пластмасса, углепластик, стекло, керамика и др.)

Цифры 1, 2, 3 и т. д., расположенные справа от дополнительного буквенного обозначения (Б, Г, Д, Е, К, Р, Л, У, Х, Ш, Э, Ю, Я), указывают на каждое последующее исполнение с каким-либо отличием от предыдущего.

Ниже дан пример расшифровки подшипника с дополнительными обозначениями:



Кольца и тела качения подшипников изготавливают из шарикоподшипниковой стали марок ШХ25СГ, ШХ15, ШХ20СГ, ШХ20 и др.

Кольца, ролики или шарики при температурах работы до 100 °С должны быть термически обработаны до твердости HRC 58–66 в зависимости от марки стали.

Сепараторы изготавливают из листовой стали, латуни, бронзы, дюралюминия, текстолита, полиамидов с различными уплотнителями. Пластмассовые сепараторы уменьшают величину инерционных нагрузок в подшипниках, дают возможность использовать упругие свойства пластмасс при монтаже тел качения.

Сепараторы, изготовленные из самосмазывающегося материала, служат источником твердой смазки. В качестве самосмазывающегося материала часто применяется аман. Его можно использовать для сепараторов

обычных и высокоскоростных подшипников, работающих без жидкой смазки при нормальных и повышенных температурах.

Сепараторы из амана должны быть более массивны, чем обычные. Для увеличения ударной прочности у этих сепараторов по наружному диаметру устанавливается тонкий (менее 1 мм) металлический обод.

Для сепараторов, работающих в вакууме и в невесомости, пригоден аман и различные композиции, например Фторопласт-4 с бронзой, эпоксидная смола в сочетании с двухсернистым молибденом. Механизм действия самосмазывающихся сепараторов основан на молекулярном переносе их материала на поверхность тел качения.

Порядок выполнения работы

1. Подгруппа (2-3 студента) получает подшипники и мерительный инструмент. Каждый студент должен выполнить эскизы трёх различных подшипников с простановкой основных размеров: d – внутренний диаметр, D – наружный диаметр, b – ширина, r и r_1 – радиусы скругления внутреннего и наружного колец.

2. Записать маркировку (условное обозначение) подшипников и, пользуясь настоящим пособием и технической литературой, выполнить расшифровку условных обозначений.

В процессе выполнения работы студенты обмениваются подшипниками с целью более широкого ознакомления с различными их типами и изучения более широкого спектра конструктивных отличий в подшипниках. Желательно ознакомиться со всеми типами подшипников: шариковыми, роликовыми, игольчатыми, коническими, сферическими, радиальными, упорными.

Содержание отчета

1. Студент оформляет отчёт на листах стандартного формата (210×290 мм) с указанием на титульном листе наименования работы, наименования кафедры, № группы и фамилии исполнителя.

2. В отчёте приводятся эскизы подшипников с основными габаритными размерами, даётся расшифровка цифровых и буквенных обозначений, описывается краткая характеристика подшипников по назначению и применению.

Контрольные вопросы и задания

1. Каково назначение подшипников качения? Назовите их преимущества и недостатки в сравнении с подшипниками скольжения.

2. Приведите классификацию подшипников качения по форме тел качения и направлению воспринимаемой нагрузки.
3. Как расшифровывается маркировка подшипников (порядок расположения цифр в условном обозначении и их назначение)?
4. Какой материал используется для изготовления деталей подшипников? Расскажите о термической обработке деталей подшипников.
5. Назовите наиболее характерные разновидности конструктивного исполнения подшипников.
6. Каковы пределы применимости в общем машиностроении представленных на эскизах подшипников?

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Основной

1. Иосилевич, Г. Б. Прикладная механика : учеб. для немашиностроит. спец. вузов / Г. Б. Иосилевич, Г. Б. Строганов, Г. С. Маслов; ред. Г. В. Иосилевич. – М. : Высш. шк., 2013.
2. Сурин, В. М. Прикладная механика : учеб. пособие / В. М. Сурин. – 2-е изд., испр. – Минск : Новое знание, 2013.
3. Техническая механика : учеб. пособие / П. Н. Сильченко, М. А. Мерко, А. В. Колотов [и др.] – Красноярск : ИПК СФУ, 2013.
4. Техническая механика : практикум / П. Н. Сильченко, М. А. Мерко, А. В. Колотов [и др.] – Красноярск : ИПК СФУ, 2013.
5. Прикладная механика. Руководство к решению задач : учеб. пособие / Е. В. Брюховецкая, Г. А. Кузнецов, Е. Г. Синенко [и др.]. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2014.
6. Механика : практикум / Е. В. Брюховецкая, М. А. Мерко, В. В. Нестеренко, А. В. Колотов. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2014.
7. Прикладная механика : учеб. пособие / В. В. Гузова, Е. Г. Синенко, М. А. Мерко, Е. В. Брюховецкая. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2013.

Дополнительный

8. Яблонский, А. А. Курс теоретической механики: Статика. Кинематика. Динамика : учеб. пособие для студ. вузов, обуч. по техн. спец. / А. А. Яблонский, В. М. Никифорова. – 9-е изд., стереотип. – СПб. : Лань, 2014.
9. Мещерский, И. В. Задачи по теоретической механике : учеб. пособие / И. В. Мещерский, В. А. Пальмов, Д. Р. Меркин. – 39-е изд., стереотип. – М. : Лань, 2013.
10. Фролов, К. В. Теория механизмов и машин / К. В. Фролов. – М. : Высш. шк., 2013.
11. Сопrotивление материалов : учеб. / А. В. Александров, В. Д. Потапов, Б. П. Державин; А. В. Александров. – М. : Высш. шк., 2013.
12. Феодосьев, В. И. Сопrotивление материалов : учеб. : в 8 т. / В. И. Феодосьев. – 12-е изд., стереотип. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014.
13. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М. : Высш. шк., 2013.
14. Чернавский, С. А. Курсовое проектирование деталей машин / С. А. Чернавский. – 2-е изд., испр. – М. : Машиностроение, 2013.
15. Техническая механика : организац.-метод. указания / сост.

П. Н. Сильченко, М. А. Мерко, А. В. Колотов [и др.] – Красноярск : ИПК СФУ, 2013.

16. Техническая механика : метод. указания по самостоятельной работе / сост. П. Н. Сильченко, М. А. Мерко, А. В. Колотов [и др.] – Красноярск : ИПК СФУ, 2013.

17. Анурьев, В. К. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. К. Анурьев. – М. : Машиностроение, 2014.

18. Курсовое проектирование деталей машин : учеб. пособие / С. А. Чернавский, К.Н. Боков, И. М. Чернин [и др.]. – М. : Машиностроение, 2014.

19. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин / А. Е. Шейнблит. – М. : Высш. шк., 2013.

20. Боков, К. Н. Детали машин: Атлас конструкций / К. Н. Боков, Д. В. Чернилевский, П. П. Будько. – М. : Машиностроение, 2013.

21. Детали машин: Атлас конструкций / под ред. Д. Н. Решетова. – М. : Машиностроение, 2014.