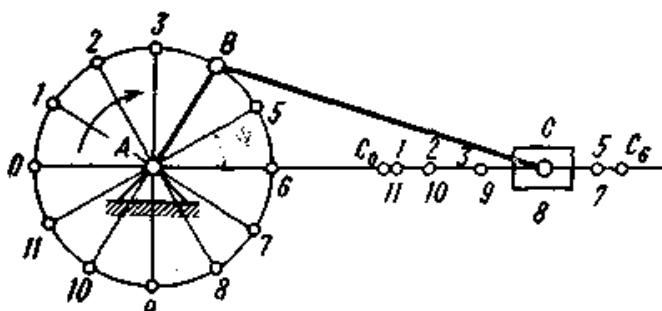


МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ЕЛЕЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМ. И.А. БУНИНА»

Е.В. Сливинский, С.Ю. Радин

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА
ПО ДИСЦИПЛИНЕ
«ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН»**



Елец – 2019

УДК 621.81
ББК 34.42
С 47

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Елецкого государственного университета им. И.А.Бунина
от 31.01.2019, протокол № 1

Рецензенты:

С.Ю. Шубкин, кандидат технических наук
(Елецкий государственный университет им. И.А. Бунина);

И.Н. Зайцева, кандидат педагогических наук, доцент
(Елецкий государственный университет им. И.А. Бунина)

Е.В. Сливинский, С.Ю. Радин

С 47 Методические указания к выполнению курсового проекта по дисциплине «Теория механизмов и машин». – Елец: Елецкий государственный университет им. И.А.Бунина, 2019. – 77 с.

Методические указания подготовлены в соответствии с рабочими программами по дисциплине «Теория механизмов и машин» утвержденных для направлений: 35.03.06 – Агроинженерия, профиль Технические системы в агробизнесе, 15.03.05 – Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, профиль Технология машиностроения студентов очной и заочной форм обучения при изучении дисциплины «Теория механизмов и машин» Елецкого государственного университета им. И.А. Бунина. Они включают теоретические основы дисциплины «Теория механизмов и машин» и примеры выполнения разделов курсового проекта согласно представленным заданиям.

Методические указания могут быть полезными также для студентов направления 20.03.01 – Техносферная безопасность ЕГУ им. И.А. Бунина, изучающих дисциплину «Механика».

УДК 621.81
ББК 34.42

© Елецкий государственный
университет им. И.А. Бунина, 2019

ВВЕДЕНИЕ

Учебными планами обучающихся направлений подготовки: 35.03.06 – Агроинженерия, профиль Технические системы в агробизнесе, 15.03.05 – Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, профиль Технология машиностроения очной, заочной и очно-заочной форм обучения Елецкого государственного университета им. И.А. Бунина при изучении дисциплины «Теория механизмов и машин» предусмотрено выполнение курсового проекта, объёмом 2-3 листа формата А1 графической части и пояснительной записки 20 страниц. Курсовой проект является первой самостоятельной работой студента в высшем учебном заведении, целью которого является приобретение навыков применения общих методов проектирования механизмов и машин.

В данном методическом указании содержатся требования к написанию курсового проекта, ряд примеров по выполнению его разделов, основные положения теоретических основ синтеза элементной базы механизмов и 10 заданий на проектирование по исследованию различных схем механизмов, каждая из которых состоит из 10 вариантов.

Часть представленных ниже материалов, таких как, требования к написанию пояснительной записки и оформлению графической части проекта, а также заданий на курсовой проект, заимствована из «Методических указаний и сборника заданий для выполнения курсового проекта по основам анализа и синтеза машин и механизмов» авторов Корнеева А.Ю., Корнеева Ю.С. и Кобцева Б.Г. – Орёл: ОрёлГТУ, 2006. – 111 с. В то же время данные методические указания содержат ряд теоретических основ и примеров расчёта основных параметров анализируемого механизма, выполненных известными авторами, указанными в списке используемой литературы, и характерных для выполнения курсового проекта студентами вышеуказанных направлений, обучающихся в ЕГУ им. И.А. Бунина.

1. СОДЕРЖАНИЕ И РЕКОМЕНДУЕМАЯ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

1.1. Структурный анализ механизма

Изобразить принципиальную схему механизма. Выявить количество подвижных и неподвижных звеньев и установить. Выделить группы Ассура. По формуле Чебышева определить степень подвижности механизма.

1.2. Кинематическое исследование плоского рычажного механизма

1.2.1. Вычертить кинематическую схему механизма используя соответствующий масштабный коэффициент μ_l в двенадцати положениях его ведущего звена, начиная с нулевого или крайнего положения, определив недостающие размеры звеньев механизма.

1.2.2. Для всех положений механизма построить планы скоростей с определением масштабного коэффициента μ_v , указав векторы скоростей центров масс звеньев.

1.2.3. Построить четыре плана ускорений для положений рабочего и холостого хода механизма, с определением масштабного коэффициента μ_a , указав векторы ускорений центров масс звеньев.

1.2.4. Для одной из точек выходного звена механизма, к которой приложена сила полезного сопротивления, построить методом графического дифференцирования:

- а) диаграмму перемещения $S = S(t)$;
- б) диаграмму скорости $V = V(t)$;
- в) диаграмму ускорения $W = W(t)$.

1.3. Кинетостатический расчёт плоского механизма

1.3.1. Вычертить кинематическую схему механизма в масштабе μ_e для одного из положений рабочего хода.

1.3.2. Построить для выбранного положения механизма план ускорений в масштабе μ_u и определить величины и направления главных векторов и главных моментов сил инерции.

1.3.3. Построить в масштабе μ_P диаграмму зависимости силы полезного сопротивления P_{gc} в функции перемещения выходного (рабочего) звена и определить силу полезного сопротивления для положений рабочего хода механизма.

1.3.4. Выполнить силовой расчет в следующей последовательности: вычертить структурную группу Ассура, наиболее удаленную по кинематической цепи от входного звена, приложить к её звеньям в соответствующих точках внешние силы и моменты (силы и моменты сил сопротивления, силы тяжести, силы инерции и моменты сил инерции). Отброшенные связи заменить их реакциями, которые и подлежат определению.

1.3.5. Выделить следующую структурную группу Ассура и выполнить для неё силовой расчёт согласно пункту 1.3.4.

1.3.6. Выполнить силовой расчёт начального механизма, имеющего стойку и ведущее звено. Определить уравнивающую силу и уравнивающий момент, приложенный к входному звену.

1.3.7. Определить уравнивающую силу и уравнивающий момент с помощью рычага Жуковского и сравнит их с соответствующими параметрами, найденными в ходе силового расчёта.

1.4. Динамический расчёт механизма (расчёт маховика)

1.4.1 Построить диаграмму зависимости приведенного момента сил полезного сопротивления в функции угла поворота ведущего звена.

1.4.2 Построить диаграмму работ сил полезного сопротивления методом графического интегрирования диаграммы приведенного момента сил полезного сопротивления.

1.4.3 Построить диаграмму работ движущих сил на графике работ.

1.4.4 Построить диаграмму приведенных моментов движущих сил на графике моментов.

1.4.5 Построить диаграмму зависимости приращения кинетической энергии в функции угла поворота ведущего звена.

1.4.6 Построить диаграмму зависимости приведённого момента инерции в функции угла поворота ведущего звена.

1.4.7. Определить момент инерции маховика, его основные размеры и вычертить эскиз маховика.

1.5. Синтез кулачкового механизма

1.5.1. Построить в произвольном масштабе диаграмму зависимости ускорения толкателя от угла поворота кулачка.

1.5.2. Построить диаграмму зависимости скорости толкателя от угла поворота кулачка методом графического интегрирования диаграммы ускорения.

1.5.3. Построить диаграмму зависимости перемещения толкателя от угла поворота кулачка методом графического интегрирования диаграммы скорости.

1.5.4. Определить масштабные коэффициенты построенных диаграмм.

1.5.5. Выполнить динамический синтез кулачкового механизма (определить основные размеры кулачкового механизма).

1.5.6. Выполнить кинематический синтез кулачкового механизма (построить профиль кулачковой шайбы)

1.6. Синтез зубчатого зацепления

1.6.1. Выбрать коэффициенты смещения по заданным числам зубьев колёс.

1.6.2. Определить размеры зубчатого зацепления.

1.6.3. Определить качественные показатели зацепления: коэффициент перекрытия, коэффициенты относительного скольжения, коэффициент удельного давления.

1.6.4. Вычертить эвольвентное зубчатое зацепление.

1.6.5. Построить теоретическую и практическую линию зацепления.

1.6.6. Построить дуги зацепления и рабочие участки профилей зубьев.

1.6.7. Показать сопряженные точки профилей зубьев.

1.6.8. Построить диаграмму коэффициентов относительного скольжения и круговые диаграммы.

1.6.9. Построить диаграмму изменения коэффициента удельного давления.

1.6.10. Вычертить таблицу основных параметров зубчатого эвольвентного зацепления.

2. ПРАВИЛА ОФОРМЛЕНИЯ ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

2.1. Общие правила оформления чертежей

2.1.1 Все чертежи выполняются на формате А1 (594 х 841) в соответствии с ГОСТ 2.301 - 68.

2.1.2 На чертеже должны быть предусмотрены поля: слева -20 мм; сверху, снизу, справа - 5 мм.

2.1.3 Чертежи выполняются карандашом. Толщина основной линии 0,5...1,4 мм.

2.1.4 Вспомогательные линии, используемые для промежуточных построений, выбираются толщиной 0,3... 0,5 от основной линии.

2.1.5 Линии графиков можно выполнять используя различные по виду цвета.

2.1.6 Все листы, включая схемы и графики, должны иметь угловой штамп, расположенный в правом нижнем углу чертежного поля.

2.1.7 Расположение схем и графиков на чертёжном поле должно быть горизонтальным.

2.1.8 Надписи на чертежах выполняются чертёжным шрифтом по ГОСТ 2 304 – 81.

2.1.9 Следует стремиться к минимуму надписей, однако их количество должно быть достаточным для пояснения сущности курсового проекта.

2.2 Оформление заданий на кинематическое, кинетостатическое и динамическое исследование механизмов

2.2.1 План положений механизма строится в двенадцати положениях его ведущего звена.

2.2.2 Масштабный коэффициент построений плана положений выбирается в размерности [м/мм]. Стандартными являются следующие масштабы: 0,0001; 0,001; 0,01; 0,1; 1; 10; 100; 0,0002; 0,002; 0,02; 0,2; 2; 20; 200; 0,0005; 0,005; 0,05; 0,5; 5; 50; 500 и т.д.

2.2.4 Величина масштабного коэффициента кинематической схемы выбирается таким образом, чтобы механизм занимал левую верхнюю четверть чертежа.

2.2.5 Величины масштабных коэффициентов при построении графиков выбираются так, чтобы ординаты максимума (минимума) лежали в пределах 50... 150 мм, а ось абсцисс - 180... 300 мм.

2.2.6 При кинематическом исследовании графики располагают в правой части формата один под другим.

2.2.7 При динамическом исследовании графики располагают по всему полю; при этом графики с одноимёнными осями абсцисс предпочтительнее располагать друг под другом, а эскиз маховика - в правой четверти формата.

2.2.8 Графики и диаграммы снабжают текстовыми надписями, а оси координат обозначают буквами с расшифровкой в тексте пояснительной записки.

2.2.9 Графическое решение уравнений (планы скоростей, ускорений, сил и т.п.) необходимо располагать на свободных местах чертёжного поля рядом с рассматриваемой схемой.

2.2.10 Масштабные коэффициенты планов и графиков необходимо наносить на поле чертежа вблизи соответствующих осей и построений.

2.2.11 Векторные величины на планах должны иметь указанное направление (стрелку), при этом длина заостренного элемента стрелки не должна быть меньше 3 мм.

2.2.12 При кинетостатическом расчёте схемы механизма и планы сил, относящиеся к ним, рекомендуется совместно располагать в одной части формата.

2.2.13 Правила выполнения диаграмм, изображающих функциональные зависимости переменных величин, установлены в рекомендациях Р 50 - 77 - 88 ЕСКД «Правила выполнения диаграмм».

2.2.14 Значения величин рекомендуется откладывать по осям координат в виде соответствующей шкалы.

2.2.15 Допускается на диаграммах информационного назначения на осях координат указывать величины без шкалы, при этом оси координат заканчивают стрелками, указывающими направление возрастания значений величины. Рядом со стрелкой с наружной стороны поля чертежа указывают параметр и масштаб построения.

2.2.16 Единицу измерения на осях координат наносят один раз рядом с последним числом шкалы или в скобках возле параметра.

2.3. Оформление заданий на синтез механизмов

2.3.1 Синтез зубчатых и кулачковых механизмов рекомендуется выполнять на листах формата А1.

2.3.2 Масштаб построений графиков выбирается таким, чтобы ось абсцисс имела длину 180...240 мм, а максимальное значение ординат 50. ..100 мм.

2.3.3 Исходные данные и графики рекомендуется располагать в левой трети чертёжного поля, один над другим.

2.3.4 Схему механизма необходимо располагать в левой половине чертежного поля, а линии, очерчивающие поверхности механизма, должны иметь максимальную толщину не более 1,4 мм.

2.3.5 При выполнении синтеза зубчатого зацепления высота зуба на чертежном поле должна быть не менее 50 мм.

2.3.6 При выполнении синтеза зубчатого зацепления и кулачкового механизма должны быть нанесены качественные показатели его работы, а так же линии, характеризующие теорию его синтеза и работы.

3. ОФОРМЛЕНИЕ РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

3.1. Общие требования к текстовым материалам

3.1.1 Расчётно-пояснительная записка является неотъемлемой частью проекта и должна соответствовать следующим важнейшим требованиям:

- конкретности изложения материала;
- логической последовательности и четкости изложения материала;
- краткости и точности формулировок, исключающих возможность неоднозначного толкования;
- доказательности и обоснованности выводов и рекомендаций.

3.1.2 Оформление курсового проекта должно выполняться в соответствии с требованиями ЕСКД и стандартов.

3.1.3 Текст записки по согласованию с преподавателем может быть выполнен рукописно черными или синими чернилами с высотой букв не менее 3 мм или набран на компьютере.

3.1.4 Текст записки выполняется на листах формата А4 (210 x 297 мм) с одной стороны и должен иметь поля: слева - 30 мм, сверху и снизу - 20 мм, справа - 10 мм, рекомендуется размещать на листе около 30 строк.

3.1.5 Начало текста и каждый последующий абзац начинают, отступая 15 мм от границы текста.

3.1.6 Заголовки отделяют от основного текста и верхней границы страницы с пропуском в 1 - 2 строки.

3.1.7 Первым листом расчётно-пояснительной записки является титульный лист.

3.1.8 Нумерация страниц должна быть сквозной: первой страницей - титульный лист, второй - задание на проектирование и т.д.

3.1.9 Номер страницы проставляется в правом нижнем углу арабскими цифрами, на титульном листе номер не ставится.

3.1.10 Чертить рамку или обводить карандашом поля не следует.

3.2. Структура расчётно-пояснительной записки

3.2.1 Расчётно-пояснительная записка должна быть разбита на разделы в следующей последовательности: титульный лист, задание на проектирование; содержание; введение; основная часть, состоящая из разделов, соответствующих отдельным заданиям или листам графической части; заключение; список используемых источников; приложение.

3.2.2 Разделы основной части нумеруются в пределах всей записки арабскими цифрами.

3.2.3 Каждый раздел должен содержать заголовок, совпадающий с надписью на угловом штампе чертёжного листа, в конце заголовка точка не ставится.

3.2.4 При необходимости разделы разбивают на пункты и под пункты, которые имеют нумерацию внутри раздела в соответствии с ГОСТ 2.10595.

3.3. Требования к тексту расчётно-пояснительной записки

Требования к тексту расчётно-пояснительной записки изложены в ГОСТ 2.105.95. Важнейшие из них для оформления расчётно-пояснительной записки курсового проекта, а также рекомендации по содержанию и объёму текста приведены ниже.

3.3.1 Заглавием рубрик «содержание, введение, заключение, список используемых источников» должны служить названные слова, написанные в начале страницы отдельной строкой.

3.3.2 Рекомендуются краткие названия располагать по середине строки.

3.3.3 Введение должно содержать, как правило, характеристику значения рассматриваемых в проекте вопросов; оценку современного состояния научно-технических знаний рассматриваемых проблем; обоснование необходимости разработки темы проекта с заключением об её актуальности и новизне; формулировку целей и задач, стоящих в проекте, а так же конкретные сведения о новизне и перспективах использования технических разработок. Рекомендуемый объём введения 1...2 страницы.

3.3.4 В основной части записки должны быть подробно и последовательно изложены все промежуточные и окончательные результаты, отражающие в целом содержание проделанной работы..

3.3.5 Все принимаемые решения должны подтверждаться соответствующими расчётами и при необходимости иллюстрироваться графически рисунками или ссылками на литературные источники.

3.3.6 Сокращение слов в тексте и надписях на иллюстрациях не пускается. Термины и буквенные обозначения на протяжении всех разделов должны применяться однозначно.

3.3.7 Условные буквенные обозначения, а также условные графические обозначения должны соответствовать стандартам, при этом в кете даётся их пояснение.

3.3.8 В тексте перед или после числа с размерностью обязательно следует указывать её наименование, например «длина вектора 50 мм».

3.3.9 Единица измерения физической величины в пределах проек-1 должна быть одинаковой. Если приводится ряд числовых значений той величины, то размерность указывается только после последнего числа.

3.3.10 Результаты расчётов нескольких значений одного и того же параметра, а также другие цифровые материалы оформляются в виде таблиц.

3.3.11 Таблицы нумеруются в пределах раздела арабскими цифрами и подписываются их название, а в тексте записки делается ссылка на каждую таблицу.

3.3.12 Таблицу следует размещать после упоминания её в тексте на следующем отдельном листе, причём на отдельном листе может располагаться несколько таблиц; ссылку на вторую и последующие таблицы необходимо делать в любом месте текста записки после ссылки на первую таблицу.

3.3.13 В заглавии таблицы записывают наименование вертикальных колонок, а в боковой графе – заголовки строк, высота строк не менее 8 мм.

3.3.14 В наименовании колонок или строк обязательно указывается размерность проставленных величин.

3.3.15 При переносе таблицы на вторую страницу следует повторить заглавие таблицы или нумерацию колонок.

3.3.16 Все формулы в записях должны иметь нумерацию в пределах раздела, а в тексте - ссылку на их использование в круглых скобках.

3.3.17 Все буквенные обозначения формул подлежат расшифровке непосредственно после написания формулы в той же последовательности, в какой они встречались в самой формуле. Первую строчку расшифровки буквенных символов начинают со слова «где», двоеточие не ставится. Каждую строку заканчивают точкой с запятой.

3.3.18 Если один и тот же параметр встречается в нескольких формулах, то допускается давать его расшифровку только в первой формуле.

3.3.19 Формулы располагаются симметрично относительно середины строки, расстояние между формулой и строками текста не менее 10 мм.

3.3.20 Количество иллюстраций (рисунков) должно быть достаточным для пояснения текста, а их содержание понятным и конкретным.

3.3.21 Рисунки нумеруются последовательно в пределах раздела арабскими цифрами, и ставится название рисунка (например, «Рисунок 1.1 - Кинематическая схема механизма»).

3.3.22 В тексте записки обязательно делаются ссылки на каждый рисунок. Ссылка заключается в круглые скобки, например: ...(рисунок 2.3).

3.3.23 Рисунки выполняются в соответствии с требованиями ЕСКД и размещаются таким образом, чтобы их можно было использовать без поворота записи. Если это невозможно, то рисунок располагают так, чтобы для его, просмотра записку надо было повернуть по часовой стрелке.

3.3.24 При использовании в тексте формул, численных значений и другой информации, заимствованных из опубликованных источников, необходимо делать ссылку на этот источник.

3.3.25 В тексте ссылка на источник оформляется в виде порядкового номера этого источника, заключенного в квадратные скобки. Ссылка даётся на источник в целом, отдельные страницы, формулы и рисунки этого источника не указываются.

3.3.26 Заключение должно содержать оценку результатов работы и, в частности, соответствие их заданию на курсовой проект (возможную практическую, научную или иную значимость).

3.4. Список использованных источников

Содержание и требования к списку использованных источников в полном объеме изложены в ГОСТ 7.1 - 84. Важнейшими из них для оформления записки к курсовому проекту являются:

3.4.1 В список включаются все использованные источники информации по мере появления их в тексте записки.

3.4.2 Сведения о книгах должны включать фамилию и инициалы автора; название книги; место издания; издательство; год издания; количество страниц.

3.4.3 Сведения о статьях в периодической печати включают: фамилию и инициалы автора; название статьи; название издания (журнала, сборника); номер издания; год выпуска, страницы статьи.

3.4.4 При использовании изобретения или патента указывают: фамилию и инициалы автора; наименование изобретения; номер изобретения; издание, в котором опубликованы сведения об изобретении; год публикации.

3.4.5 Список использованных источников размещается на Отдельной странице в конце расчётно-пояснительной записки.

3.5. Приложения

3.5.1 Вспомогательный материал, таблицы, чертежи промышленных изделий и т.п. могут быть оформлены в виде приложений к записке.

3.5.2 Приложения оформляются как продолжение расчётно-пояснительной записки на последующих страницах.

3.5.3 При наличии более одного приложения их нумеруют последовательно русскими буквами.

3.5.4 Каждое приложение должно иметь содержательный заголовок и начинаться с новой страницы.

4. ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РАЗДЕЛОВ КУРСОВОГО ПРОЕКТА И ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

4.1. Структурный анализ механизма

Произвести структурный анализ механизма – это значит установить, из каких групп звеньев состоит данный механизм, и в какой последовательности эти группы звеньев присоединяются друг к другу, определить число степеней свободы, класс и порядок механизма.

Впервые научно обоснованную рациональную классификацию механизмов дал русский ученый Л. В. Ассур в 1914 г. Классификация в дальнейшем была развита и дополнена в работах русских ученых И. И. Артоболевского, Н. Г. Бруевича и В. В. Добровольского. Основной принцип образования механизмов заключается в следующем. Любой механизм может быть образован путем последовательного присоединения сначала к ведущему звену и к стойке, а затем и к любым другим звеньям, кинематических цепей с нулевой степенью подвижности. Кинематические цепи, обладающие нулевой степенью подвижности, называются группами Ассура.

Чтобы из механизма выделить структурные группы, необходимо знать их основные признаки:

1. степень подвижности всегда равна нулю;
2. число звеньев в группах должно быть четным;
3. степень подвижности механизма после отсоединения группы Асура не должна изменяться.

Если рассматривать кинематические группы, в которых отсутствуют кинематические пары четвертого класса, то структурная формула упростится:

$$3n - 2p_5 = 0,$$

откуда

$$p_5 = \frac{3n}{2},$$

где: n – число звеньев кинематической группы;

p_5 – число кинематических пар 5-го класса.

Так как количество звеньев и кинематических пар может быть только целыми числами, то количество звеньев группы Ассура может быть только четным числом. Следовательно, равенству $p_5 = \frac{3n}{2}$ может удовлетворять следующий ряд чисел:

n	2	4	6
p_5	3	6	9
Класс группы Ассура	I	II	III

Простейшая группа Ассура, состоящая из 2-х звеньев и 3-х кинематических пар, относится к 1-му классу; группа состоящая из 4-х звеньев и 6-ти кинематических пар относится ко 2-му классу и т.д.

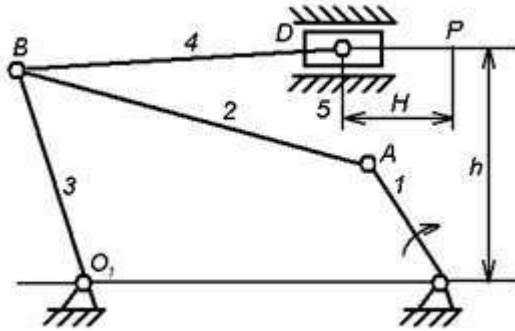
Класс и порядок механизма определяется наивысшим классом группы Ассура.

По классификации И.И. Артоболевского класс кинематической группы определяется числом кинематических пар, образующих наиболее сложный замкнутый контур, а порядок группы - числом внешних (свободных) шарниров (1.3). После разложения механизма на группы Ассура, определения класса каждой группы и установления порядка соединения групп составляют формулу строения механизма. Результаты структурного анализа представленные в виде формулы строения механизма позволяют выбрать метод и порядок кинематического и силового расчета механизма.

Таблица 4.1

Схема механизма или группы	Наименование	Наименование, согласно классификации	
		По Ассуру	По Артоболовскому
	Исходный (начальный простейший механизм)	Механизм 1-го класса 1-го порядка	Механизм 1-го класса
	Двухповодковая группа	Группа 1-го класса 2-го порядка	Группа 2-го класса 2-го порядка
	Трехповодковая группа	Группа 2-го класса 3-го порядка	Группа 3-го класса 3-го порядка
	Четырехповодковая группа	Группа 2-го класса 4-го порядка	Группа 3-го класса 4-го порядка
	Замкнутый подвижный контур	Группа 3-го класса 0-го порядка	Группа 4-го класса 2-го порядка

Рассмотрим пример выполнения структурного анализа механизма, имеющего следующую кинематическую схему



1. Рассматриваемый механизм состоит из 5-ти подвижных звеньев и одного неподвижного звена:

- 0- Стойка O
- 1- кривошип OA;
- 2- шатун AB;
- 3- коромысло BO;
- 4- шатун BD;
- 5- ползун D.

Механизм содержит семь кинематических пар:

- 1- стойка O - кривошип OA – 0 - 1;
- 2- кривошип OA - шатун AB – 1 - 2;
- 3- шатун AB - коромысло BO – 2 - 3;
- 4- коромысло BO - стойка O – 3 - 0;
- 5- коромысло BO - шатун BD – 3 - 4;
- 6- шатун BD - ползун D – 4 - 5;
- 7- ползун D - стойка O – 5 - 0.

Все кинематические пары низшего порядка и 5-го класса. Степень подвижности плоского механизма определяется по формуле Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1,$$

где: n – число подвижных звеньев;

p_5 – число кинематических пар 5-го класса;

p_4 – число кинематических пар 4-го класса.

Составим структурные группы механизма и определим его класс:

- а) стойка О – кривошип ОА – механизм 1-го класса, 1 порядка;
- б) шатун АВ – коромысло ОВ – группа 1 класса, 2 порядка;
- в) шатун CD – ползун D – группа 1-го класса, 2-го порядка.

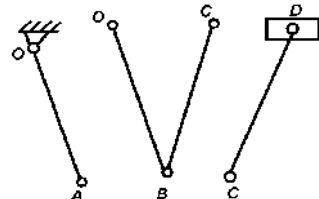
Следовательно, указанный рычажный механизм обладает одной степенью подвижности. Он образован последовательным присоединением к стойке группы Ассура – АВО, состоящей из звеньев 2 и 3 и группы 4 - 5, т.е. шатуна CD и ползуна D.

Тогда можно записать формулу строения механизма:

$$I_{кл}(0-1) \rightarrow II_{кл}(2-3) \rightarrow III_{кл}(4-5)$$

Результаты структурного анализа сводим в табл.

Таблица 4.2

Звенья		Кинематические пары			Схема выделенных групп Ассура с указанием класса и порядка.		
Обознач. на схеме и название	Размер мм	Обозначение на схеме	Класс	Номера звеньев образующих пару			
1-кривошип	70	1		0-1			
2-шатун	400	2		1-2			
3-кулиса	220	3		2-3			
4-шатун	290	4		3-0			
0-стойка				4-5			
				5-0	1-кл	1-кл	1-кл
					1 пор	2 пор	2 пор
W = 3·5-2·7 = 1					Механизм I класса II порядка		

Видно, что структурные группы (2,3) и (4,5) одного класса и следовательно имеют единый метод расчета, который может быть осуществлен графоаналитическим способом (методом планов) и поэтому определение перемещений звеньев механизма, а так же численных значений скоростей в точках А, В, D проводим начиная от ведущего звена (кривошипа ОА) в порядке присоединения последующих групп. (Если заданием

предусматривается силовой расчет механизма то его проводят по структурным группам в обратном порядке от точки D к A.).

4.2. Кинематическое исследование плоского рычажного механизма

В курсовом проекте кинематический анализ механизмов включает в себя:

1. Построение плана положений механизма;
2. Построение планов скоростей механизма;
3. Построение планов ускорений механизма.

4.2.1. Построение плана положений исполнительного механизма

Планом положения механизма называется схема, на которой зафиксировано определенное положение ведущего звена и в связи с ним положение всех остальных звеньев.

Так как движение исполнительного механизма периодически повторяется, то достаточно исследовать его движение за один период, который совпадает с одним оборотом ведущего звена. Периодом движения механизма называется наименьший промежуток времени, по истечению которого скорость и ускорение механизма принимают те же значения, что и в начале этого промежутка. Определение положения звеньев производится на кинематической схеме исполнительного механизма. При этом чертеж схемы следует разместить примерно на $\frac{1}{4}$ части листа формата A1 и в соответствии с этим выбрать масштаб построения по ГОСТ 2.302-68 (табл. 4.3)

В отличие от масштаба, применяемого в инженерной графике в «Теории механизмов и машин» используют масштабный коэффициент, который представляет собой отношение натуральных единиц изображаемой величины (например, длины, скорости, ускорения, силы, момента, работы) к единице изображающего отрезка на чертеже – мм.

Масштабный коэффициент длины:

$$\mu_l = \left[\frac{м}{мм} \right].$$

Масштабный коэффициент скорости:

$$\mu_v = \left[\frac{м/с}{мм} \right].$$

Таблица 4.3

М	М/мм	М	М/мм
1:1	0,001	1:10	0,01
1:2	0,002	1:100	0,1
1:2.5	0,00025	1:1000	1
1:4	0.004	1:20	0,02
1:5	0,005	1:50	0,05

Например: согласно заданию длина кривошипа $=0,07$ м. По табл. 4.3 принимаем масштаб $\mu_l=0,002[м/мм]$. Тогда кривошип обозначается на чертеже отрезком, равным:

$$[l_{OA}] = \frac{l}{\mu_l} = \frac{0,07}{0,002} = 35 мм.$$

Построение плана положения механизма следует начинать с нанесения положений неподвижных центров вращательных пар и направляющих поступательных пар. Затем, вычертив траекторию точки А кривошипа (окружность радиусом равным длине кривошипа l_{OA}), определить «мертвые» или нулевые положения механизма.

«Мертвые» положения механизма, в общем случае, получаются, когда кривошип ОА и шатун ВА располагаются по одной линии, либо накладываются (шатун ВА на кривошип ОА). За начало рабочего хода принимается то из двух крайних положений, при котором движение механизма совершается против направления действия силы полезного сопротивления.

4.2.2. Построение планов скоростей и ускорений механизма

Рассмотрим шарнирный четырехзвенник рис.1, у которого ведущее звено АВ движется с постоянной угловой скоростью. Следовательно, скорость точки В кривошипа А В будет постоянной по модулю и

равна $v_B = \omega_1 l_1$. Направление скорости всегда перпендикулярно к оси кривошипа АВ. Выбираем масштабный коэффициент скорости $\mu_v \left[\frac{м}{сек \cdot мм} \right]$ и откладываем на чертеже из произвольной точки Р (полюса плана скоростей)

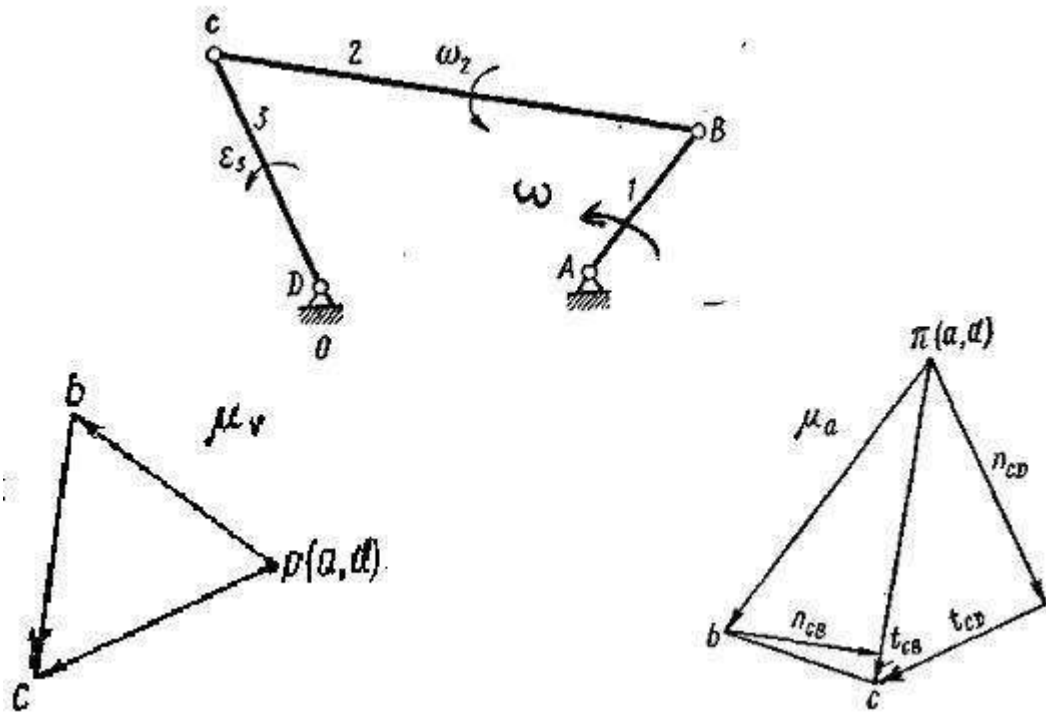


Рис. 4.1

отрезок pb , совпадающий по направлению со скоростью v_B рис. 4.1 и равный

$$pb = \frac{v_B}{\mu_v} \text{ мм}.$$

Чтобы определить величину и направление скорости точки С, нужно графически решить векторное уравнение

$$\underline{v_C} = \underline{v_B} + \underline{v_{CB}}. \quad (1)$$

Так как точка С перемещается по окружности радиуса СО, то направление ее скорости будет перпендикулярно к СО. В уравнении (1) векторы, подчеркнутые одной чертой, известны по направлению, а двумя — и по величине и по направлению. Вектор v_{CB} представляет собой относительную

скорость вращения точки С вокруг точки В. Следовательно $v_{CB} \perp CB$. Решая графически уравнение (1), найдем скорость точки С. На плане скоростей из конца вектора v_B проводим линию, перпендикулярную к звену ВС, а из полюса — линию, перпендикулярную к звену СО. Точка пересечения этих линий и будет искомой точкой с (см. рис. 4.1). Отрезок pc , умноженный на масштабный коэффициент, определит величину скорости точки С:

$$v_C = pc \cdot \mu_v \text{ м/сек}.$$

Строить план скоростей следует так, чтобы все отрезки, идущие из полюса, определяли абсолютные скорости, а отрезки, соединяющие между собой отдельные точки, определяли относительные скорости. Например, относительная скорость вращения точки С вокруг точки В

$$v_{CB} = cd \cdot v_v.$$

Угловую скорость любого звена (например, ВС) находят по относительной скорости (v_{CB}) двух точек этого звена, так

$$\omega_2 = \frac{v_{CB}}{l_{CB}}.$$

Чтобы определить направление угловой скорости, надо перенести вектор относительной скорости Y_{CB} в точку С механизма и рассмотреть ее движение по отношению к точке В. Например, в механизме, изображенном на рис. 4.1, точка С относительно точки В, а следовательно, и звено 2 вращаются против часовой стрелки.

Построив план скоростей, переходим к определению ускорений. Ускорение точки В при равномерном вращении ведущего звена равно нормальному ускорению:

$$a_B = a_{AB}^n = \omega_1^2 l_{AB} \text{ м/сек}^2.$$

Для определения ускорения точки С составляем векторные уравнения:

$$a_C = a_B + a_{CB}; a_C = a_D + a_{CD}. \quad (2)$$

Раскладывая каждое из ускорений в относительном движении a_{CB} и a_{CD} на нормальную и тангенциальную составляющие, получим:

$$\left. \begin{aligned} a_C &= \underline{\underline{a_B}} + \underline{\underline{a_{CB}^n}} + \underline{\underline{a_{CB}^t}}; \\ a_C &= \underline{\underline{a_D}} + \underline{\underline{a_{CD}^n}} + \underline{\underline{a_{CD}^t}}. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Здесь неизвестны только тангенциальные составляющие по величине (поэтому они подчеркнуты одной чертой). Нормальные ускорения

$$a_{CB}^n = \frac{v_{CB}^2}{l_{CB}}; a_{CD}^n = \frac{v_{CD}^2}{l_{CD}},$$

где величины скоростей v_{CB} и v_{CD} берут из плана скоростей. Нормальные ускорения всегда направлены к центру вращения: вектор a_{CB}^n от точки C к точке B , вектор a_{CD}^n от точки C к точке D .

Переходим к построению плана ускорений. Из произвольной точки π (полюса плана ускорений) проводим, в зависимости от выбранного масштабного коэффициента ускорений $\mu_a \frac{м}{сек^2 \cdot мм}$, отрезок πb , соответствующий ускорению точки B (рис.1):

$$\pi b = \frac{a_B}{\mu_a} мм.$$

Из конца этого отрезка параллельно звену CB в направлении от C и B откладываем отрезок n_{CB} , пропорциональный нормальному ускорению a_{CB}^n . Вектор тангенциального ускорения a_{CB}^t всегда перпендикулярен к нормальному. Поэтому из конца отрезка n_{CB} проводим перпендикулярную линию. Сумма этих трех векторов $(a_B + a_{CB}^n + a_{CB}^t)$ согласно уравнениям (3) равна полному ускорению точки C , для построения которого из полюса откладываем пропорциональный вектору a_{CD}^n отрезок, параллельный звену CD :

$$n_{CD} \frac{a_{CD}^n}{\mu_a} \text{ мм.}$$

Из его конца перпендикулярно к n_{CD} проводим линию тангенциального ускорения точки C . Эта линия должна пересечься с линией, проведенной перпендикулярно к n_{CB} . Точка c их пересечения и будет искомой.

Отрезок, проведенный из полюса в точку c , определяет вектор полного ускорения

$$a_C = \pi c \cdot \mu_a \text{ м/сек}^2.$$

На плане ускорений так же, как и на плане скоростей, векторы, идущие из полюса к какой-либо точке, определяют полное ускорение этой точки. Отрезки, соединяющие точки между собой, являются векторами относительного ускорения. Например, отрезок, соединяющий точки b и c на плане ускорений, представляет собой относительное ускорение

$$a_{CB} = bc \cdot \mu_a = a_{CB}^n + a_{CB}^t.$$

Чтобы из плана ускорений определить угловое ускорение какого-либо звена, надо определить величину тангенциального ускорения в относительном движении двух точек этого звена, а затем разделить это ускорение на расстояние между точками. Например,

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{CD}^t}{l_{CD}},$$

где $a_{CD}^t = t_{CD} \mu_a$.

Чтобы определить направление углового ускорения, например, звена CD , надо вектор a_{CD}^t перенести в точку C механизма. В данном случае видно, что ускорение точки C относительно неподвижной точки O будет направлено влево. Следовательно, ε_3 направлено против часовой стрелки.

Рассмотрим теперь пример кинематического анализа кривошипно-ползунного механизма (рис. 4.2). Если ведущее звено кривошип 1 вращается

с постоянной угловой скоростью, то линейная скорость точки B постоянна по модулю и равна $v_B = \omega_1 l_{AB}$.

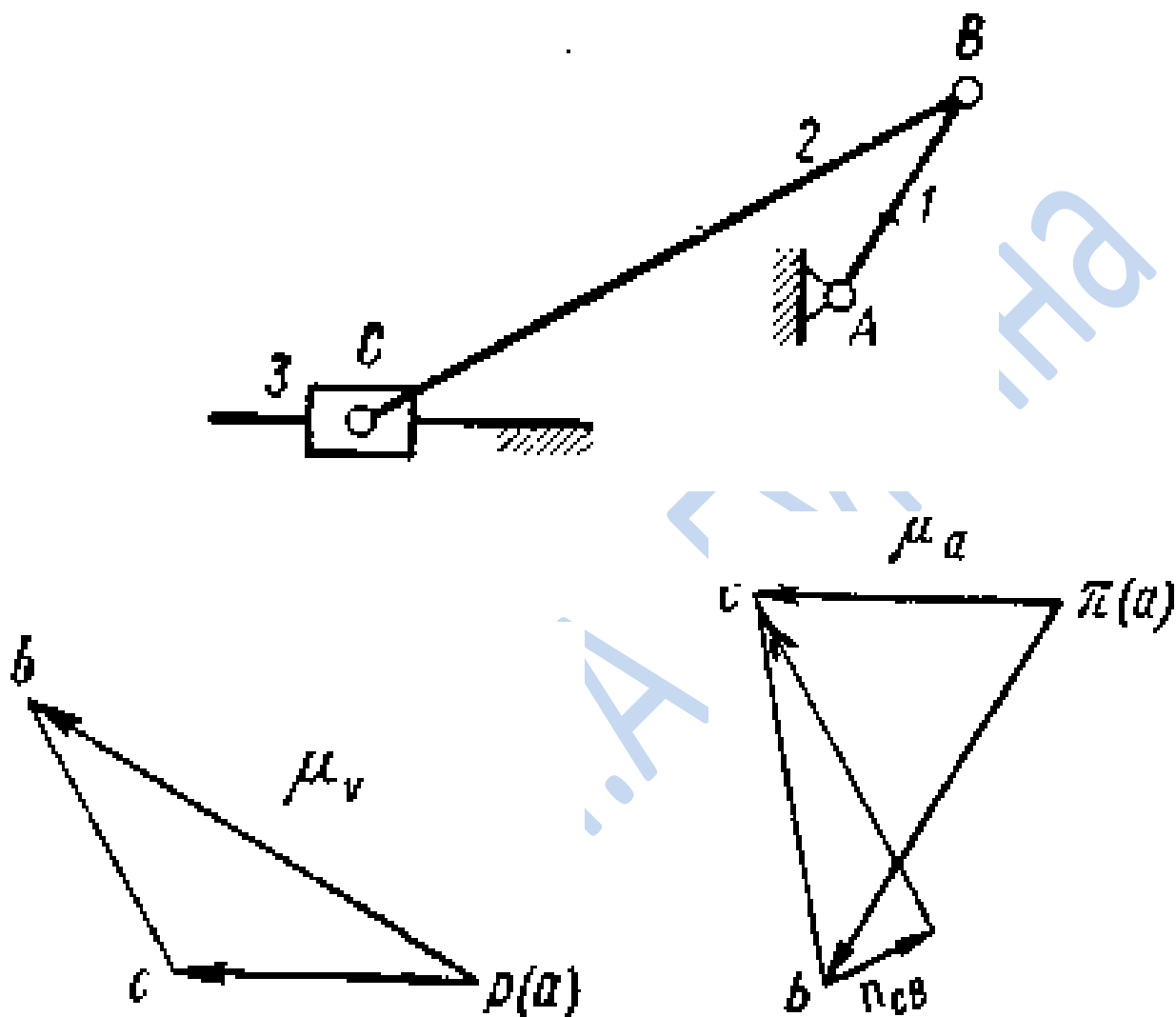


Рис. 4.2

Векторное уравнение для определения скоростей точки C запишется в виде:

$$\underline{v_C} = \underline{v_B} + \underline{v_{CB}}. \quad (4)$$

План скоростей, показанный на рис. 4.2, построен согласно уравнению (4), где из конца вектора pb проведен луч перпендикулярно к шатуну 2, характеризующий направление относительной скорости v_{CB} . Проведя его до пересечения с линией, проходящей через полюс p , параллельно

направляющим ползуна, получим вектор \underline{v}_C . Ускорение точки B при постоянной угловой скорости ω кривошипа равно нормальному ускорению

$$a_B = a_{BA}^n = \omega_1^2 l_{AB}.$$

Для определения ускорения точки C составим векторное уравнение:

$$\underline{a}_C = \underline{a}_B + \underline{a}_{CB}^n + \underline{a}_{CB}^t. \quad (5)$$

На рис. 4.2, из полюса π отложен отрезок πb , пропорциональный ускорению a_{BA}^n и направленный к центру вращения A . К этому отрезку добавлен отрезок $b c$, изображающий нормальное ускорение a_{CB}^n в относительном движении, из конца которого проведена линия тангенциального ускорения a_{CB}^t перпендикулярная к шатуну BC , до пересечения с линией ускорения a_C , идущей из полюса π параллельно направлению движения ползуна.

4.2.3. Построение методом графического дифференцирования диаграмм перемещения $S = S(t)$, скорости $V = V(t)$ и ускорения $W = W(t)$.

Кинематические диаграммы представляют собой графическое изображение функциональной зависимости перемещения, скорости и ускорения точки или угла поворота, угловой скорости и углового ускорения вращающегося тела от заданного параметра. Если речь идет о движении точки или звена механизма, то этим параметром может быть либо время (кинематические диаграммы с параметром времени), либо обобщенная координата механизма — координата ведущей точки или угол поворота ведущего звена (кинематические диаграммы с параметром перемещений).

Диаграммы перемещений (линейных или угловых) могут быть получены в результате экспериментальных исследований или графических построений при решении задач по определению положений звеньев механизма за один цикл его движения. Кинематические диаграммы

скоростей и ускорений строят обычно либо по данным планов скоростей и ускорений, либо графическим дифференцированием диаграммы перемещений $s=s(t)$ или $\varphi=\varphi(t)$.

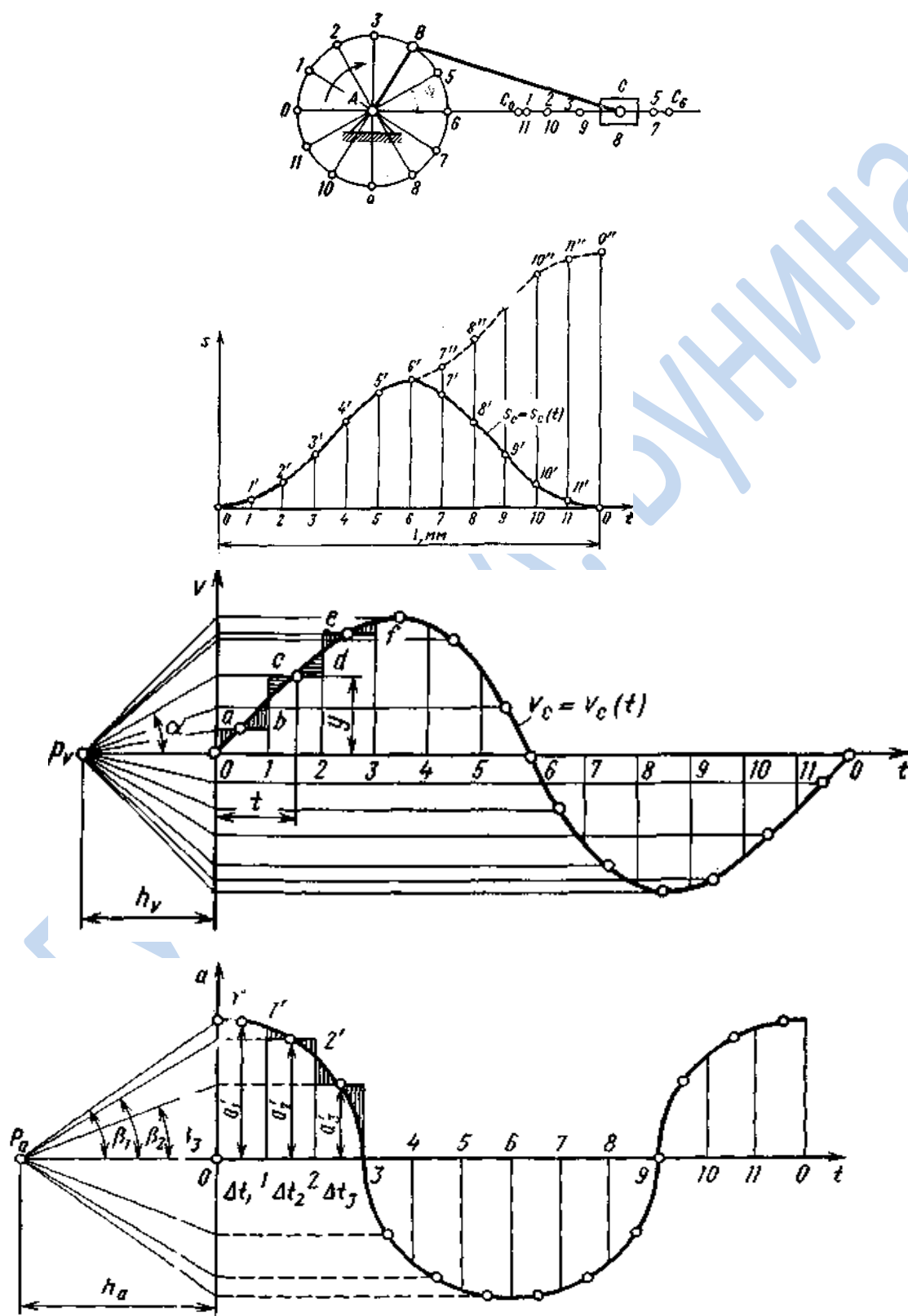


Рис.4.3.

Рассмотрим этот метод исследования применительно к конкретному механизму. Построим диаграммы $s_C = s_C(t)$, $v_C = v_C(t)$ и $a_C = a_C(t)$ для точки C ползуна центрального кривошипно-ползунного механизма, кривошип AB которого вращается с постоянной угловой скоростью ω_1 .

Известным способом, размечаем траектории точек B и C механизма. Отсчет перемещений точки C следует вести от одного из крайних положений ползуна, например от левого. По оси абсцисс системы координат s, t (рис.3) отложим отрезок l (мм), изображающий с помощью масштабного коэффициента μ_l [с/мм] время одного оборота кривошипа. Если угловая скорость кривошипа задана частотой n его вращения в минуту, то время одного оборота, выраженное в секундах определится:

$$T = \frac{60}{n}$$

и, следовательно, масштаб времени:

$$\mu_t = \frac{T}{l} = \frac{60}{nl}.$$

Отрезок l оси абсцисс делим на то же число равных частей, что и траекторию движения точки B . На ординатах, проведенных через точки $1, 2, 3, \dots$, откладываем соответствующие расстояния, пройденные точкой C от крайнего левого положения C_0 ползуна. Если отрезки C_0C_1 , C_0C_2 , ... брать непосредственно со схемы, то масштаб μ_s диаграммы $s_C = s_C(t)$ по оси ординат будет равен масштабу μ_l плана положений механизма. Начиная с положения C_6 , когда ползун займет крайнее правое положение, расстояния C_6C_7 , C_6C_8, \dots вычитаем из ординаты $(b - b') = C_0C_6$.

Полученная кривая представляет собой диаграмму расстояний или удалений точки C от ее крайнего левого положения.

Если требуется построить диаграмму пути, пройденного точкой C за время одного оборота кривошипа, то, начиная с положения b , расстояния C_6C_7 , C_6C_8, \dots следует прибавлять к ранее отложенному отрезку C_0C_6 . На рис. 4.3 эта часть кривой пути показана пунктиром.

Поскольку $\omega_l = \text{const}$, то путь s_B точки B кривошипа, а также угол φ его поворота пропорциональны времени t . Следовательно, ось абсцисс на диаграмме будет также и осью линейного s_B и углового φ перемещений. Таким образом, диаграмму $s_C = s_C(t)$ можно рассматривать и как диаграммы $s_C = s_C(s_B), s_C = s_C(\varphi)$. Масштабные коэффициенты μ_s и μ_φ этих диаграмм по оси абсцисс соответственно равны

$$\mu_s = \mu_l \frac{2\pi l_{AB}}{l} \quad \text{и} \quad \mu_\varphi = \frac{2\pi}{l}.$$

Для построения диаграмм $v_c = v_c(t)$ и $a_c = a_c(t)$ используем метод графического дифференцирования (метод хорд). На рис. 4.4 показан график функции $s = f(t)$ выражающей зависимость дуговой координаты движущейся точки от времени. Координаты любой точки этой кривой, например точки a , могут быть выражены так:

$$T = \mu_t(OA); \quad s = \mu_s(Aa)$$

Определим среднюю скорость движения за промежуток времени Δt :

$$v_{cp} = \frac{\Delta s}{\Delta t} = \frac{\mu_s(aa')}{\mu_t(AA')} = \frac{\mu_s}{\mu_t} \operatorname{tg} \alpha, \quad (6)$$

где α — угол, образуемый секущей (хордой) aa' с осью времени.

Аналогично по графику $v = v(t)$ может быть найдено среднее за рассматриваемый интервал времени тангенциальное ускорение точки

$$\alpha_{cp}^v = \frac{\mu_v}{\mu_t} \operatorname{tg} \beta, \quad (7)$$

где β — угол на графике v, t , соответствующий углу α графика s, t .

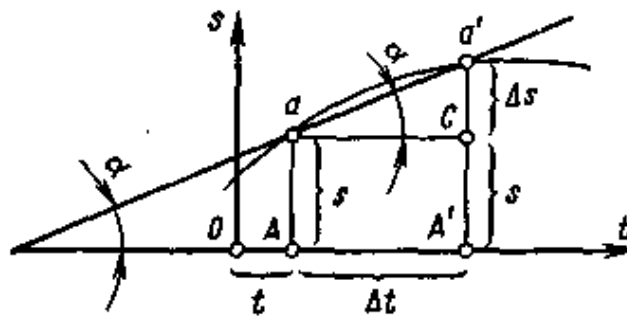


Рис.4.4

Итак, задана диаграмма $s_C=s_C(t)$; требуется построить диаграмму $v_C=v_C(t)$. Эти диаграммы расположим одну под другой (рис. 4.3), принимая масштабный коэффициент μ_t времени для них общим.

В пределах каждого из интервалов $O—1$, $1—2$, ... кривую $s_C=s_C(t)$ заменим хордой. На продолжении оси абсцисс диаграммы $v_C=v_C(t)$ влево от начала O выбираем полюс P_v и проводим через него лучи, параллельные хордам $01'$, $1'2'$, ... диаграммы $s_C=s_C(t)$. Лучи отсекают на оси Op отрезки, пропорциональные средним скоростям точки C за промежутки времени соответственно 01 , 12 , Принимая полученные отрезки за ординаты диаграммы (v, t) , построим ее в виде ступенчатой линии $abcdef...$. Действительным графиком скорости является плавная кривая, пересекающая ступенчатую линию так, что одинаково заштрихованные на рис. 4.3 площадки попарно равны. Если промежутки времени 01 , 12 , ... достаточно малы, то можно считать, что точки кривой действительного графика скорости находятся на серединах соответствующих ступеней линии $abcdef...$

Определим масштаб μ_v скорости на диаграмме v, t . Допустим, что v – среднее значение скорости движущейся точки за промежуток времени $1—2$; тогда

$$v = \mu_v y = \mu_v h_v \operatorname{tg} \alpha.$$

С другой стороны, по формуле (6)

$$v = \frac{\mu_s}{\mu_t} \operatorname{tg} \alpha,$$

следовательно,

$$\mu_v h_v \operatorname{tg} \alpha = \frac{\mu_s}{\mu_t} \operatorname{tg} \alpha,$$

откуда

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{\mu_t h_v}. \quad (8)$$

Аналогичным образом по диаграмме v, t можно построить диаграмму a, t . Масштабный коэффициент μ_a ускорения диаграммы a, t в соответствии с формулой (8) определится так:

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{\mu_t h_a}. \quad (9)$$

Заметим, что в случае криволинейного движения точки путем графического дифференцирования можно получить лишь диаграмму тангенциальных (касательных) ускорений.

Графическое интегрирование. Во многих случаях инженерной практики, например при экспериментальном исследовании движения исполнительных органов машин проектировании кулачковых механизмов и т. д., приходится решать обратную задачу, а именно; по диаграмме ускорений строить диаграмму скоростей или диаграмму перемещений. Эту задачу можно решить методом графического интегрирования.

Так, например на рис. 4.5 показана диаграмма ускорений a, t , причем масштабные коэффициенты μ_a и μ_t известны. Требуется построить диаграмму скоростей v, t .

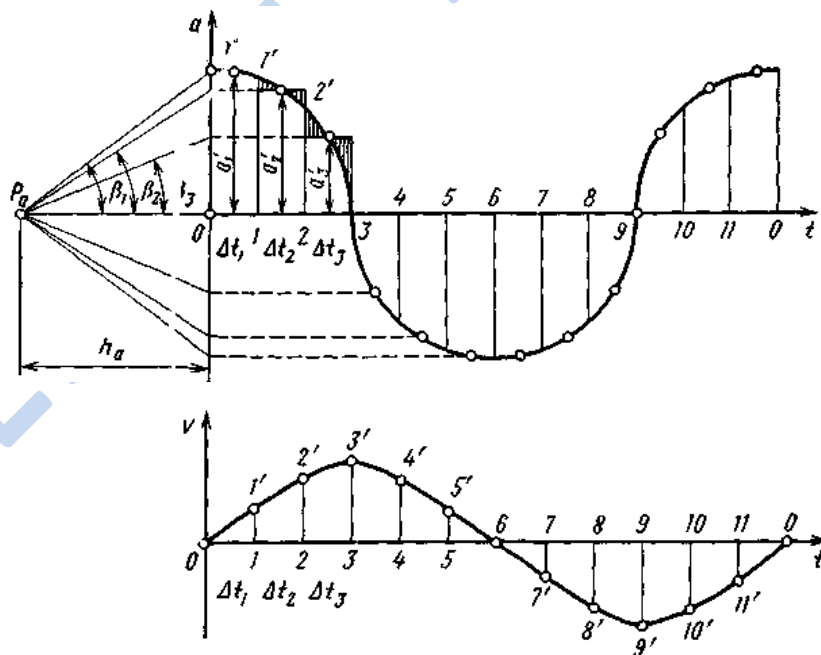


Рис. 4.5

Расположим диаграммы одну под другой так, как это показано на рис.4.5. Оси абсцисс обеих диаграмм разделим на достаточно малые промежутки $\Delta t_1, \Delta t_2, \dots$, в течение которых движение можно рассматривать как равномерно-переменное с некоторым средним ускорением a'_1, a'_2, \dots . Величина этого ускорения должна быть такой, чтобы приращение скорости в течение каждого из промежутков соответствовало действительному, т. е. чтобы произведение, например $a'_1 \Delta t_1$ было равно площади криволинейной трапеции $11'2'2$, умноженной на произведение соответствующих масштабов. С этой целью криволинейную трапецию заменим прямоугольником, верхнюю сторону которого проводим так, чтобы заштрихованные площади, лежащие выше и ниже ее, были по возможности одинаковы. Высота каждого из прямоугольников, умноженная на масштаб μ_a , даст соответствующее промежутку среднее ускорение a' .

Далее на некотором расстоянии h_a влево от начала O координатных осей графика (a, t) выбираем полюс P_a , из которого проводим лучи, отсекающие на оси Oa отрезки a'_1, a'_2, \dots . Лучи образуют с осью Ol углы β_1, β_2, \dots тангенсы которых пропорциональны средним ускорениям a'_1, a'_2, \dots . Следовательно, их можно считать углами наклона графика скорости для соответствующих промежутков $\Delta t_1, \Delta t_2, \dots$.

Поскольку истинное движение в течение каждого из этих промежутков рассматривалось как равномерно-переменное то график скорости для любого промежутка представляет собой отрезок прямой линии, параллельной соответствующему лучу. Совокупность этих отрезков (рис.4.5) дает ломаную линию $Ol'2'3' \dots$, заменяя которую плавной кривой, получаем диаграмму $v=v(t)$. Масштабный коэффициент μ_v этой диаграммы при заданных масштабных коэффициентах μ_a и μ_t можно определить на основании формулы (9):

$$\mu_v = \mu_a \mu_t h_a.$$

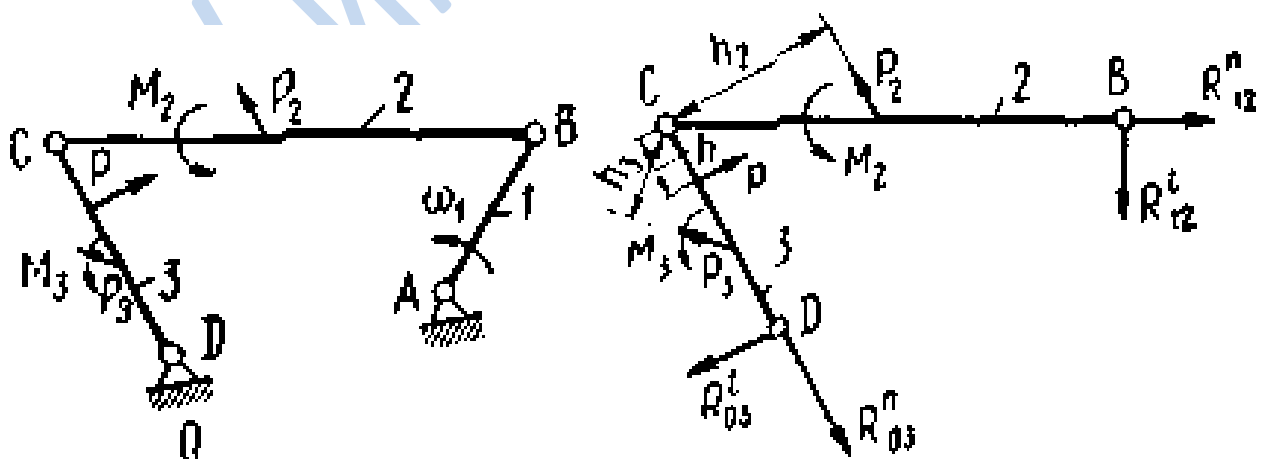
Аналогично показанному по диаграмме (v, t) можно построить диаграмму (S, t) и на основании формулы (8) определить масштабный коэффициент

$$\mu_v = \mu_a \mu_t h_v.$$

Диаграммы (v, t) и (a, t) являются дифференциальными кривыми по отношению соответственно к диаграммам (S, t) и (v, t) . С другой стороны, диаграммы (S, t) и (v, t) являются интегральными кривыми по отношению соответственно к диаграммам (v, t) и (a, t) . При графическом дифференцировании и интегрировании необходимо иметь в виду, что экстремальной точке интегральной кривой соответствует точка пересечения дифференциальной кривой с осью абсцисс, а точке перегиба интегральной кривой соответствует экстремальная точка дифференциальной кривой.

4.3. Кинетостатический расчёт плоского механизма

В качестве примера рассмотрим силовой расчет шарнирного четырехзвенника (рис.4.6). Считаем, что задана внешняя нагрузка P и уже определены приведенным выше способом инерционные силы P_2, P_3 и моменты M_2, M_3 . Механизм состоит из ведущего звена со стойкой $0, 1$ и одной структурной группы $2, 3$. Выделяем группу Ассура (рис.4.6), заменяя нарушенные связи неизвестными реакциями.



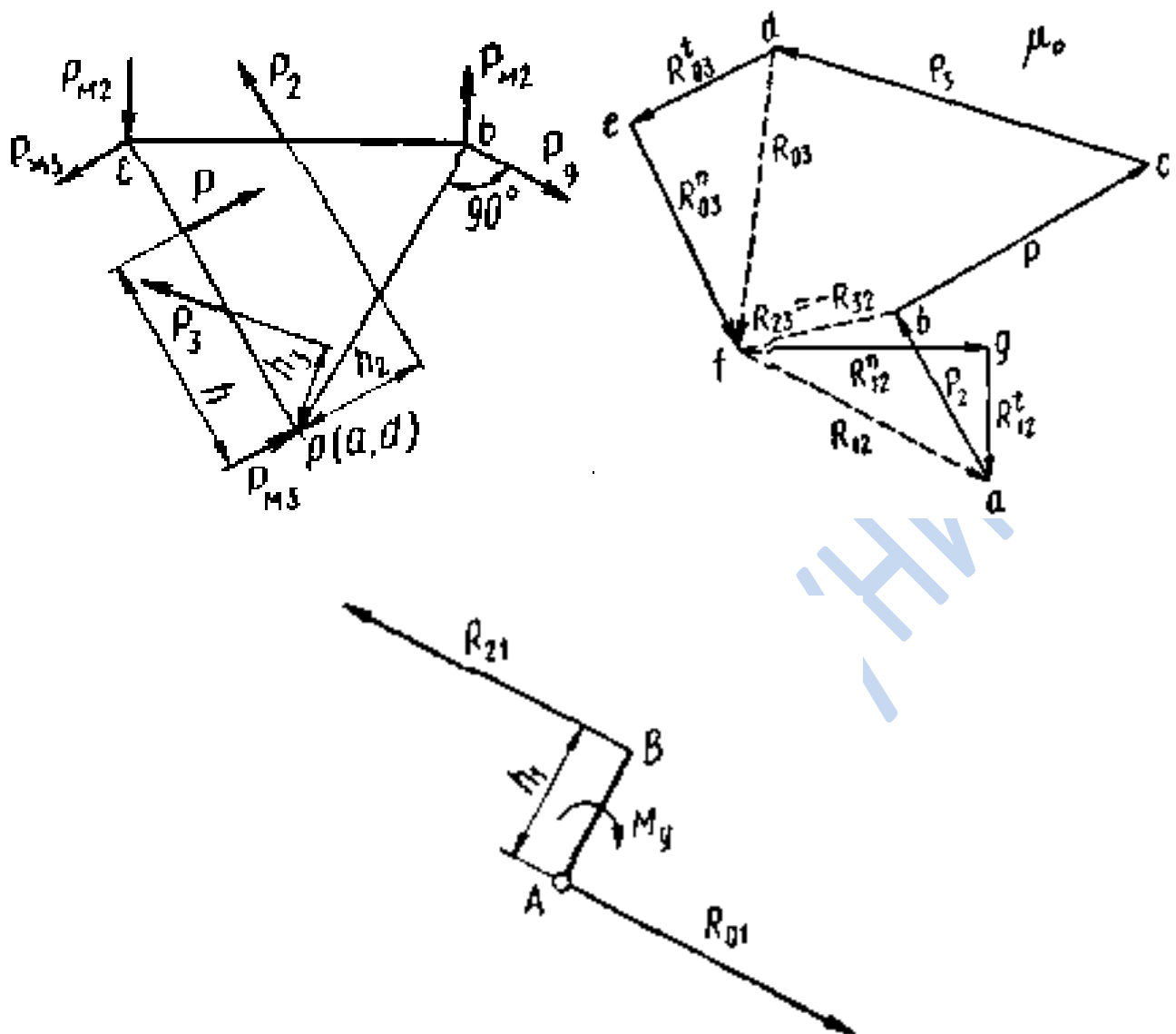


Рис.4.6

Направление реакций в действительности может быть противоположным, но это выяснится после численного расчета.

Сумма моментов относительно шарнира C всех сил, действующих на звено 2, будет

$$M_2 - R'_{12} l_{BC} + P_2 h_2 = 0, \quad (10)$$

где h_2 - плечо силы P_2 относительно точки C (определяют по чертежу с учетом масштаба), откуда

$$R'_{12} = \frac{M_2 + P_2 h_2}{l_{BC}}. \quad (11)$$

Составляя для звена 3 аналогичное уравнение моментов сил относительно того же шарнира С, получим:

$$M_3 + Ph - R'_{03}l_{CD} - P_3h_3 = 0, \quad (12)$$

$$R'_{03} = \frac{M_3 + Ph - P_3h_3}{l_{CD}}.$$

Момент считается положительным, если он направлен против часовой стрелки.

Векторное уравнение равновесия сил для группы

$$\underline{R''_{12}} + \underline{R'_{12}} + \underline{P_2} + \underline{P} + \underline{P_3} + \underline{R'_{03}} + \underline{R''_{03}} = 0 \quad (13)$$

решаем графически построением силового многоугольника (плана сил). Для этого из произвольной точки a (рис.4.6) откладываем с помощью масштабного коэффициента сил μ_p отрезок ab , изображающий силу P_2 ; затем отрезки, изображающие силы P и P_3 . К концу вектора P_3 , прибавляем вектор R'_{03} , а к началу P_2 — вектор R'_{12} . Очевидно, что величины векторов R''_{12} и R''_{03} определятся точкой f пересечения линий, проведенных перпендикулярно к концу вектора R'_{03} и к началу вектора R'_{12} , а именно:

$$R''_{03} = ef\mu_p, R''_{12} = fg\mu_p.$$

Полные реакции получим сложением их составляющих:

$$R_{03} = R''_{03} + R'_{03}; R_{12} = R''_{12} + R'_{12}$$

Построив план сил для структурной группы, легко найти реакцию $R_{23} = -R_{32}$. Если, например, рассмотреть равновесие звена 3, то

$$P + P_3 + R_{03} + R_{23} = 0. \quad (14)$$

Из этого уравнения определяется неизвестная реакция R_{23} пропорциональная отрезку fb и направленная от f к b . Реакция R_{32} будет направлена в противоположную сторону — от b к f .

Перейдем к расчету ведущего звена (кривошипа). В точке B будет действовать уже определенная ранее реакция R_{21} и тогда уравнивающий момент будет равен $M_y = R_{21}h_1$, где h_1 – плечо действия силы R_{21} (рис.4.6). Из условия равновесия звена $1R_{01} = -R_{21}$. При расчете ведущего звена силы инерции в данном случае не учитывались.

Рассмотрим теперь конкретный пример силового расчета механизма, например, для конструкции паровой машины с приводом к насосу (рис.4.7) при следующих данных:

1) Размеры звеньев:

$$l_1 = l_{AB} = 0,2\text{ м}, l_2 = l_{BC} = 0,8\text{ м}, l_4 = l_{DE} = 0,48\text{ м}, \\ l_5 = l_{EF} = 0,48\text{ м}, l_6 = 0,96\text{ м}, l_7 = 0,5\text{ м}, l_{BD} = 0,39\text{ м};$$

2) Вращение кривошипа равномерное с частотой вращения, $n = 120 \text{ мин}^{-1}$;

3) Внешние силы, приложенные к звеньям, $P = 3140 \text{ кгс}$ и $P_5 = 500 \text{ кгс}$;

4) Собственный вес единицы длины звеньев 60 кг/м , вес звена 3 $G_3 = 8 \text{ кг}$;

5) Центры тяжести звеньев расположены посередине, а у звена 2 на расстоянии $l_{BS_2} = 0,25l_2$.

Силовой расчет проводится по структурным группам Ассура и поэтому вначале произведем структурный анализ механизма. В этом механизме все пары низшего порядка, одна из которых поступательная и тогда по формуле Чебышева число степеней свободы механизма будет равно $W = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$.

Структурный анализ механизма начинаем с выделения группы II класса, состоящей из двух звеньев 4, 5 и трех кинематических пар D , E , F ; оставшаяся часть будет кривошипно-ползунным механизмом. Далее выделяем еще одну группу II класса, состоящую из звеньев 2, 3. Оставшееся ведущее звено 1 со стойкой O образует механизм I класса. Формула строения механизма запишется в виде:

$$I(0,1) \rightarrow II(2,3) \rightarrow II(4,5).$$

Чтобы выполнить силовой расчет, надо определить инерционные силы и моменты; для этого построим планы скоростей и ускорений.

Построение плана скоростей. Скорость точки B ведущего звена определим по формуле:

$$v_B = \omega l_1 = \frac{\pi}{30} l_1 = \frac{\pi \cdot 120}{30} \cdot 0,2 = 2,51 \text{ м/сек.}$$

Выбрав масштабный коэффициент скоростей $\mu_v = 0,05 \frac{\text{м}}{\text{сек} \cdot \text{мм}}$, находим

$$pb = \frac{v_B}{\mu_v} = \frac{2,51}{0,05} = 50,2 \text{ мм.}$$

Из полюса p плана скоростей откладываем отрезок pv , изображающий скорость точки B (рис.4.7). Согласно векторному уравнению $\underline{v_C} = \underline{v_B} + \underline{v_{CB}}$, через точку b проводим прямую, перпендикулярную шатуну BC , до пересечения в точке C с прямой pc , проведённой из полюса p параллельно направлению движения ползуна.

Пользуясь правилом подобия, находим величину отрезка bd :

$$\frac{BC}{BD} = \frac{bc}{bd}; bd = bc \frac{BD}{BC} = 25 \frac{390}{800} = 12,20 \text{ мм.}$$

Определив положение точки d , соединяем ее с полюсом p плана скоростей. Скорость точки D будет равна:

$$v_D = \mu_v pd = 0,05 \cdot 42 = 2,1 \text{ м/сек.}$$

Скорость точки E определяем из уравнения:

$$\underline{v_E} = \underline{v_D} + \underline{v_{ED}}.$$

Проведём через точку d прямую, перпендикулярную к шатуну DE , до пересечения с линией, проведенной из полюса p перпендикулярно к коромыслу EF . Точка пересечения e определит вектор скорости точки E :

$$v_E = \mu_v pe = 0,05 \cdot 14 = 0,7 \text{ м/сек.}$$

Построение плана ускорений. Перед его построением определяем численное значение полного ускорения точки B , которое равно нормальному ускорению в этой же точке в связи с тем что угловая скорость кривошипа является constanta:

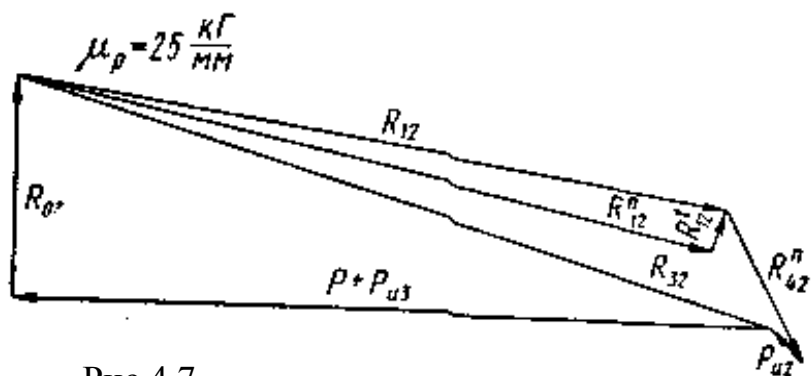
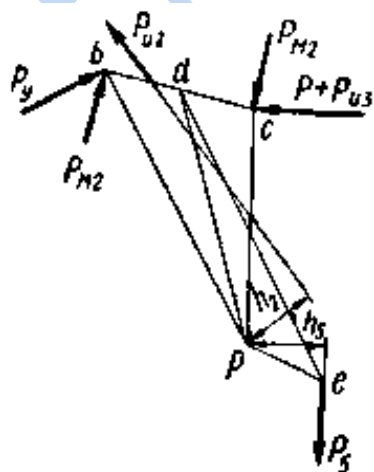
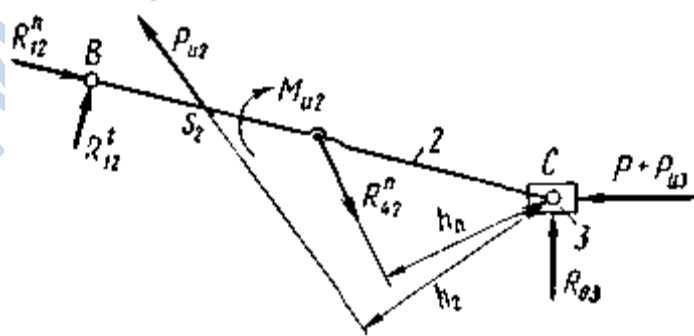
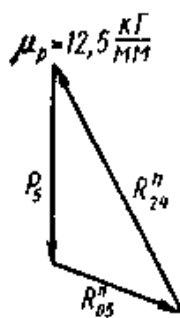
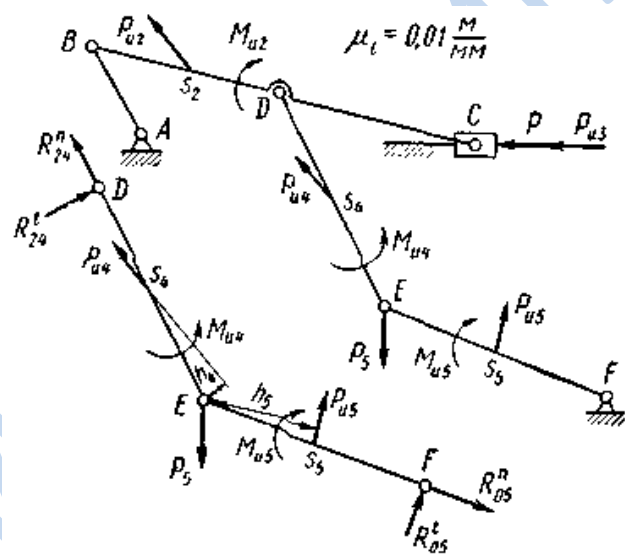
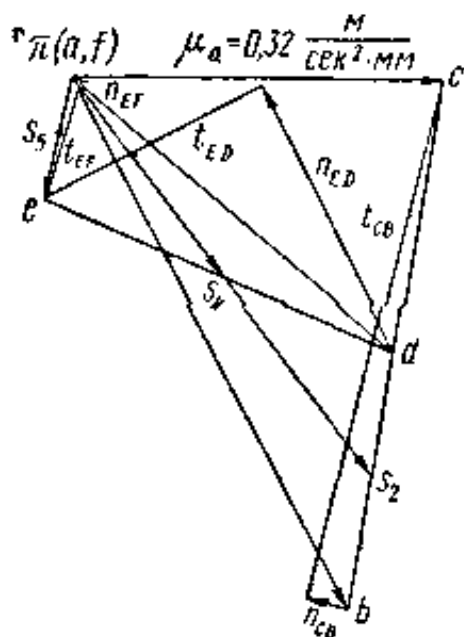
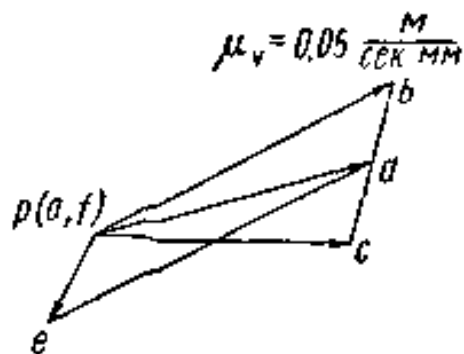
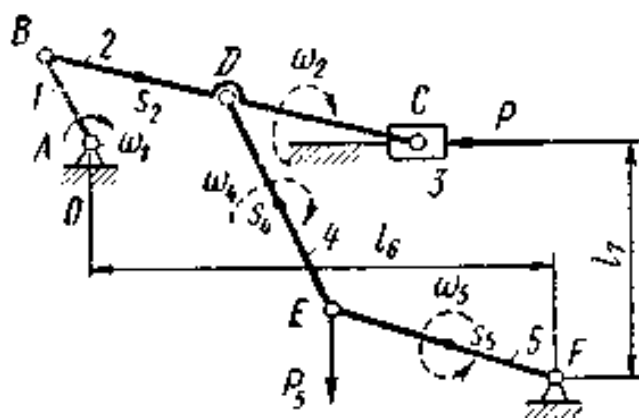


Рис 4.7

$$a_B = a_{BA}^n = \omega_1^2 l_1 = 12,56^2 \cdot 0,2 = 31,6 \text{ м/сек}^2.$$

Принимаем масштабный коэффициент ускорений $\mu_a = 0,32 \frac{\text{м}}{\text{сек}^2 \cdot \text{мм}}$ и находим длину отрезка, изображающего на плане вектор a_B (рис.4.7):

$$\pi b = \frac{a_B}{\mu_a} = \frac{31,6}{0,32} = 98 \text{ мм.}$$

Откладываем из полюса π отрезок πb в направлении, параллельном кривошпилю AB , от B к A (рис.7). Строим далее план ускорений, пользуясь векторным уравнением:

$$\underline{a_C} = \underline{a_B} + \underline{a_{CB}^n} + \underline{a_{CB}^t}, \underline{a_{CB}^n} = \frac{v_{CB}^2}{l_2} = \frac{\mu_v^2 (cb)^2}{l_2} = 1,95 \text{ м/сек}^2.$$

Ускорение точки D находим по правилу подобия:

$$\frac{BC}{BD} = \frac{bc}{bd}; bd = bc \frac{BD}{BC} = 86,5 \frac{98}{200} = 42,4 \text{ мм.}$$

Этот вектор ускорения изображается отрезком πd :

$$a_D = \mu_a \pi d = 0,32 \cdot 69 = 22,08 \frac{\text{м}}{\text{сек}^2}.$$

Составляем уравнение для определения ускорения точки E :

$$\underline{a_E} = \underline{a_D} + \underline{a_{ED}^n} + \underline{a_{ED}^t};$$

$$a_E = \underline{a_{EF}^n} + \underline{a_{EF}^t}$$

Графическое решение этих уравнений дает возможность определить ускорение точки E :

$$a_E = \mu_a \pi e = 0,32 \cdot 20,5 = 6,56 \text{ м/сек}^2.$$

Тангенциальные ускорения находим непосредственно из плана ускорений

$$a_{CB}^t = \mu_a (t_{CB}) = 0,32 \cdot 86 = 27,52 \text{ м/сек}^2;$$

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^t}{l_2} = \frac{27,52}{0,8} = 34,41 \text{ /сек}^2;$$

$$a_{ED}^t = \mu_a (t_{ED}) = 0,32 \cdot 40 = 12,8 \text{ м/сек}^2;$$

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{ED}^t}{l_4} = \frac{12,8}{0,48} = 26,71 / \text{сек}^2;$$

$$a_{EF}^t = \mu_a(t_{EF}) = 0,32 \cdot 20 = 6,4 \text{ м} / \text{сек}^2;$$

$$\varepsilon_5 = \frac{a_{EF}^t}{l_5} = \frac{6,4}{0,48} = 13,351 / \text{сек}^2.$$

Ускорения центров тяжести звеньев s_2, s_4, s_5 находят по правилу подобия:

$$a_{s_2} = \mu_a \pi s_2 = 0,32 \cdot 82 = 26,25 \text{ м} / \text{сек}^2;$$

$$a_{s_4} = \mu_a \pi s_4 = 0,32 \cdot 40,5 = 12,95 \text{ м} / \text{сек}^2;$$

$$a_{s_5} = \mu_a \pi s_5 = 0,32 \cdot 10,5 = 3,36 \text{ м} / \text{сек}^2.$$

Чтобы вычислить инерционные силы и моменты, надо знать веса, массы и моменты инерции звеньев:

$$G_1 = 60 \cdot 0,2 = 12 \text{ кг}; G_2 = 60 \cdot 0,8 = 48 \text{ кг};$$

$$G_4 = G_5 = 60 \cdot 0,48 = 28,8 \text{ кг}.$$

Моменты инерции рычагов определяем по приближенным формулам $J = \frac{ml^2}{C}$, где коэффициент C можно выбрать в пределах $C = 8 \div 10$. Примем в расчетах $C = 10$.

Для первого звена силами инерции можно пренебречь. Считаем, что кривошип 1 вращается равномерно ($\varepsilon_1 = 0$) и его центр тяжести s_1 совпадает с центром вращения $A(a_{s1}=0)$, поэтому $P_{u1}=0$ и $M_{u1} = 0$.

Подсчитаем моменты инерции:

$$J_2 = \frac{G_2 l_2^2}{g \cdot 10} = \frac{48 \cdot 0,8^2}{9,8 \cdot 10} = 0,314 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2;$$

$$J_4 = \frac{G_4 l_4^2}{g \cdot 10} = \frac{28,8 \cdot 0,48^2}{9,8 \cdot 10} = 0,0676 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2.$$

Найдем инерционные силы:

$$P_{u2} = a_{s2} \frac{G_2}{g} = 26,25 \frac{48}{9,8} = 128,6 \text{ кгс};$$

$$P_{u3} = a_c \frac{G_3}{g} = 19,2 \frac{8}{9,8} = 15,7 \text{ кгс},$$

где a_c - ускорение звена 3;

$$P_{u4} = a_4 \frac{G_4}{g} = 12,95 \frac{28,8}{9,8} = 38 \text{ кгс};$$

$$P_{u5} = a_{s5} \frac{G_5}{g} = 3,36 \frac{28,8}{9,8} \approx 10 \text{ кгс}.$$

Инерционные моменты сил соответственно равны:

$$M_{u2} = J_2 \varepsilon_2 = 0,314 \cdot 34,4 = 10,8 \text{ кгс} \cdot \text{м};$$

$$M_{u4} = J_4 \varepsilon_4 = 0,676 \cdot 26,7 = 1,8 \text{ кгс} \cdot \text{м};$$

$$M_{u5} = J_5 \varepsilon_5 = 0,0676 \cdot 13,35 = 0,9 \text{ кгс} \cdot \text{м}.$$

Наносим все полученные силы и моменты сил на схему механизма, выполненную с учётом выбранного масштабного коэффициента $\mu_l = 0,01 \text{ м/мм}$ (рис.4.7) и расчленяем механизм на структурные группы Ассура, заменяя связи их реакциями (рис.4.7). Расчет начинаем с наиболее удаленной группы, образованной звеньями 4 и 5.

Найдем сумму моментов для звена 5 относительно точки E:

$$R'_{05} l_5 + P_{u5} h_5 - M_{u5} = 0, R'_{05} = \frac{M_{u5} - P_{u5} h_5}{l_5} = \frac{0,9 - 10 \cdot 0,23}{0,48} = 2,9 \text{ кгс}.$$

Сумма моментов для звена 4 относительно точки E будет

$$M_{u4} + P_{u4} h_4 - R'_{24} l_4 = 0, R'_{24} = \frac{M_{u4} + P_{u4} h_4}{l_4} = \frac{1,8 + 38 \cdot 0,05}{0,48} = 7,71 \text{ кгс}.$$

Чтобы определить реакции $R''_{24}, R''_{0,5}$, надо построить силовой многоугольник. По сравнению с силой $P_5 = 500 \text{ кгс}$ силы $R'_{05}, R_{u4}, R_{u5}, R'_{24}$ слишком малы и ими можно пренебречь. Принимаем масштабный коэффициент сил $\mu_p = 12,5 \text{ кгс/мм}$ и строим силовой треугольник по векторному уравнению (рис.4.7)

$$\underline{P_5} + \underline{R''_{05}} + \underline{R''_{24}} = 0.$$

Из плана сил определяем:

$$R''_{05} = 12,5 \cdot 27 = 337 \text{ кГ}; R''_{24} = 12,5 \cdot 55 = 687 \text{ кгс}.$$

Теперь переходим к структурной группе, составленной из звеньев 2 и 3 (рис.4.7). Составляем уравнение моментов относительно точки C:

$$R_{42}^n h_n - M_{u2} - P_{u2} h_2 - R_{12}^t l_2 = 0;$$

$$R_{12}^t = \frac{R_{42}^n h_n - M_{u2} - P_{u2} h_2}{l_2} = \frac{687 \cdot 0,31 - 10,8 - 128,6 \cdot 0,37}{0,8} = 193 \text{ кгс}.$$

Для определения R_{12}^n и R_{03} составляем уравнение равновесия группы:

$$\underline{\underline{R_{12}^n}} + \underline{\underline{R_{12}^t}} + \underline{\underline{P_{u2}}} + \underline{\underline{R_{42}^n}} + \underline{\underline{P_{u3}}} + \underline{\underline{P}} + \underline{\underline{R_{03}}} = 0$$

и строим план сил (рис.4.7) с учётом выбранного масштабного коэффициента $\mu_p = 25 \text{ кг} / \text{мм}$, из которого определяем:

$$R_{12}^n = 25 \cdot 118,5 = 2960 \text{ кг}; R_{03} = 25 \cdot 37 = 925 \text{ кгс}.$$

Из этого же плана сил находим реакцию $R_{32} = R_{23}$, составив уравнение равновесия для звена 3:

$$R_{23} + P_{u3} + P + R_{03} = 0; R_{23} = 25 \cdot 131,5 = 3290 \text{ кгс}.$$

Силовой расчет ведущего звена. Реакция P_{21} практически равна

$R_{21}^n = 2060 \text{ кгс}$, так как составляющая $R_{21}^t = 193 \text{ кгс}$ по сравнению с ней очень мала. Реакция со стороны стойки на точку A равна

$$R_{01} = R_{21} = 2960 \text{ кгс}.$$

Уравновешивающий момент, действующий на вал A , будет равен (рис.4.7)

$$M_y = R_{21} h_1 = 2960 \cdot 0,15 = 444 \text{ кгс} \cdot \text{м}.$$

Проверим полученный результат, используя правило Жуковского о «жестком рычаге». Для этого повернём план скоростей на 90° в сторону вращения кривошипа и прикладываем к нему в сходственных точках все внешние силы и силы инерции (рис.4.7), а моменты заменяем парами сил. Из-за очень малых значений пренебрегаем силами P_{u4}, P_{u5} и моментами M_{u4}, M_{u5}

$$P_{M2} = \frac{M_{u2}}{l_{BC}} = \frac{10,8}{0,8} = 13,5 \text{ кГс}.$$

Составляем уравнение моментов относительно полюса

$$(P + P_{u3})pc + P_{u2}h_2 - P_{M2}bc - P_5h_5 - P_y pb = 0;$$

$$P_y = \frac{(P + P_{u3})pc + P_{u2}h_2 - P_{M2}bc - P_5h_5}{pb} =$$

$$= \frac{(3140 + 15,7) \cdot 0,038 + 128,6 \cdot 0,013 - 13,5 \cdot 0,025 - 500 \cdot 0,013}{0,05} = 2290 \text{ кГс}.$$

Тогда уравновешивающий момент будет равен:

$$M_y = P_y l_{AB} = 2290 \cdot 0,2 = 458 \text{ кГс} \cdot \text{м}.$$

Получилось расхождение с предыдущим расчетом на $14 \text{ кГс} \cdot \text{м}$, что составляет около 3%. Это допустимо, так как ошибка не должна превышать 5%.

4.4. Динамический расчёт механизма (расчёт маховика)

Основным размером маховика (рис.4.8) является расстояние $R = \frac{D}{2}$ от оси вращения до центра тяжести поперечного сечения его обода. Величины R и D называют соответственно радиусом и диаметром маховика.

Задаваясь конструктивно радиусом маховика R , учитываем, что окружная скорость его не должна превышать определенной величины, для стальных маховиков $v \leq 70 \div 120 \text{ м/с}$. Обозначим через m_{np} массу маховика, приведенную к его радиусу R и тогда момент инерции его можно вычислить по зависимости:

$$I_M = m_{np} R^2 = \frac{m_{np} D^2}{4} \quad (15)$$

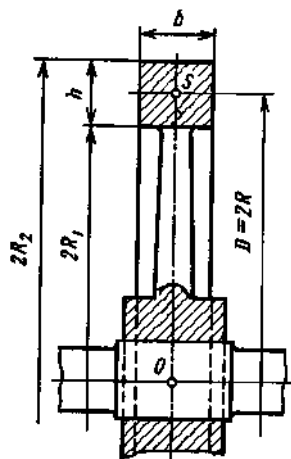


Рис 4.8

Величина $m_{np}D^2$ называется маховым моментом.

Обычно масса спиц составляет около $\frac{1}{3}$ массы обода; $m_{np} = \frac{1}{3} m_{об}$. Момент инерции спиц определяем, рассматривая их как однородные тонкие стержни длиной R :

$$I_{cn} = \frac{1}{3} m_{cn} R^2 = \frac{1}{9} m_o R^2 = \frac{1}{9} I_{об}.$$

Отсюда

$$I_M = I_{об} + I_{cn} = \frac{10}{9} I_{об}.$$

Или $I_{об} = 0,9 I_M$, т.е. $m_{об} R^2 = 0,9 m_{np} R^2$, откуда масса обода

$$m_{об} = 0,9 m_{np};$$

масса спиц

$$m_{cn} = \frac{1}{3} m_{об} = 0,3 m_{np}.$$

Истинная масса маховика

$$m_M = m_{об} + m_{cn} = 1,2 m_{np}.$$

Практически принимают

$$m_M = (1,2 \div 1,3) m_{np},$$

т. е. на 20—30% больше приведенной массы.

Теперь определим размеры поперечного сечения обода маховика.

Обозначим через b и h соответственно ширину и высоту поперечного сечения обода, а через ρ — плотность материала обода. Тогда масса обода

$$m_{об} = \rho V_{об} = \rho b h \pi D$$

Задаваясь отношением $\frac{b}{h} = \beta$, имеем

$$m_{об} = \rho \beta h^2 \pi D,$$

откуда

$$h = \sqrt{\frac{m_{об}}{\pi \beta \rho D}}.$$

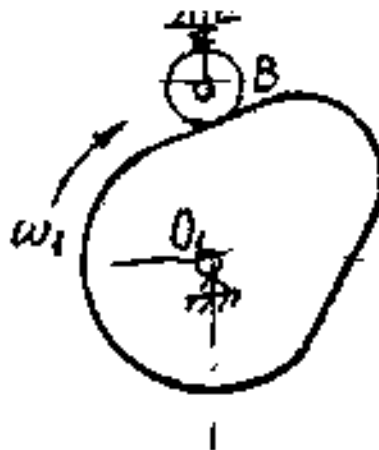
Определив h , находим внутренний и наружный радиусы маховика:

$$R_1 = R - \frac{h}{2}; R_2 = R + \frac{h}{2}.$$

4.5. Синтез кулачкового механизма

Рассмотрим пример построения профиля кулачка кулачкового механизма если известны следующие исходные данные:

1. Схема кулачкового механизма:



2. Закон движения толкателя: аналог ускорения – косинусоида.
3. Максимальное перемещение толкателя $h_{\max}=10\text{мм}=0,01\text{м}$ фазовые углы $\varphi_s = 60^\circ, \varphi_d = 30^\circ, \varphi_y = 90^\circ$.
4. Кулачок вращается равномерно $\omega_1 = 100^1 / \text{с}$.
5. Максимально допустимый угол давления $\alpha_{\text{дон}} = 30^\circ$.
6. Замыкание высшей пары силовое (пружина).

Порядок расчётов следующий:

- I. Строим диаграмму аналога ускорения толкателя (рис. 4.10) для чего по оси абсцисс отложим отрезок $L=120\text{мм}$, который соответствует рабочему углу кулачка:

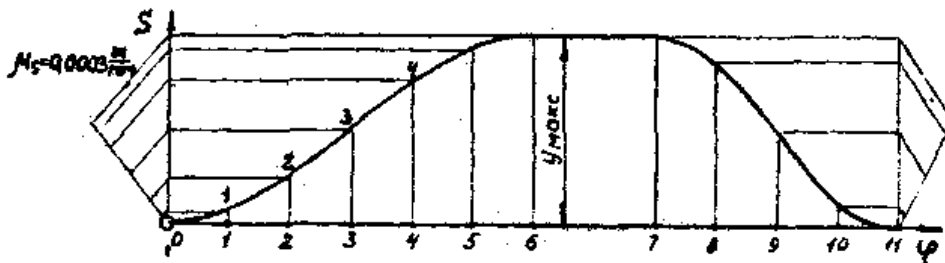
$$\varphi_{\text{раб}} = \varphi_y + \varphi_d + \varphi_B = 60^\circ + 30^\circ + 90^\circ = 180^\circ.$$

Определим масштабный коэффициент фазовых углов:

$$\mu_\varphi \frac{\varphi_{\text{раб}}}{L_{\text{мм}}} = \frac{180^\circ}{120\text{мм}} = 1,5 \frac{^\circ}{\text{мм}}.$$

Тогда отрезок $\overrightarrow{\varphi_y}$, соответствующий углу удаления, будет равен:

$$\overrightarrow{\varphi_n} = -\frac{\varphi_y}{\mu_\varphi} = \frac{90^\circ}{1,5^\circ / \text{мм}} = 60\text{мм}.$$



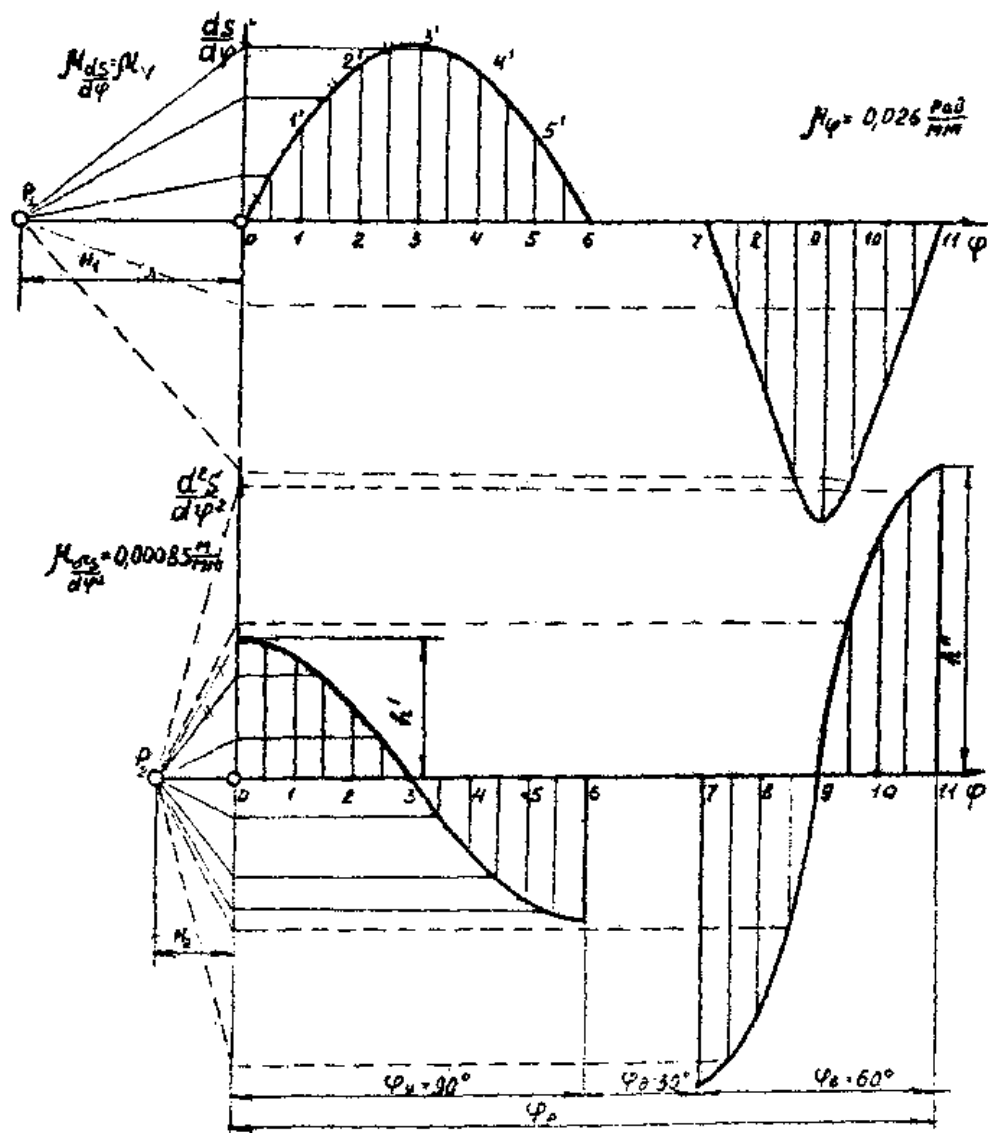


Рис.4.9

Отрезок $\overline{\varphi_D}$, соответствующий углу дальнего выстоя, будет равен

$$\overline{\varphi_0} = \frac{\varphi_D}{\mu_\varphi} = \frac{30 \text{ град}}{1,5 \text{ град/мм}} = 20 \text{ мм.}$$

Отрезок $\overline{\varphi_B}$, соответствующий углу возвращения

$$\overline{\varphi_6} = \frac{\varphi_B}{\mu_\varphi} = \frac{60 \text{ град}}{1,5 \text{ град/мм}} = 40 \text{ мм.}$$

Если углы измерять в радианах, то

$$\mu_\varphi = \frac{\varphi_{\text{раб}}^0 \cdot 3,14/180^0}{L} = 1,5 \cdot 3,14/180 = 0,026 \frac{1}{\text{мм}}.$$

Разобьём отрезок $\overrightarrow{\varphi_y}$ - на 6 частей, а $\overrightarrow{\varphi_B}$ - на 4 части.

Косинусоиду строим по правилам технического черчения. Так как углы удаления φ_y и возвращения φ_B не равны между собой, то вычислим величины амплитуд h' и h'' , соответствующие фазам удаления и возвращения.

$$\frac{h'}{h''} = \left(\frac{\varphi_y}{\varphi_B} \right)^2.$$

$$\text{Выбираем } h'' = 54 \text{ мм, тогда } h' = h'' \left(\frac{\varphi_y}{\varphi_B} \right)^2 = 54 \left(\frac{60}{90} \right)^2 = 24 \text{ мм.}$$

Теперь методом графического интегрирования диаграммы $\frac{d^2 S}{d\varphi^2} - \varphi$ строим диаграмму $\frac{dS}{d\varphi} - \varphi$, выбрав полюсное расстояние $OP_2 = H_2 = 15 \text{ мм}$. Затем интегрируя полученный график $\frac{dS}{d\varphi} - \varphi$, получаем график перемещений $S = \varphi$. При этом полюсное расстояние $OP_1 = H_1$ выбираем равным изображению 1 радиана, то есть:

$$H_1 = \frac{I_{\text{рад}}}{\mu_\varphi} = \frac{I_{\text{рад}}}{0,026 \text{ рад/мм}} = 38,46 \text{ мм.}$$

Определим масштабные коэффициенты диаграммы:

$$\mu_s = \frac{h}{Y_{\text{макс}}} = \frac{0,01}{30} = 0,00033 \text{ м/мм};$$

$$\mu_{\frac{ds}{d\varphi}} = \frac{\mu_s}{\mu_\varphi \cdot H_1} = \frac{\mu_s}{1} = 0,00033 \text{ м/мм};$$

$$\mu_v = \mu_{\frac{ds}{d\varphi}} \cdot \omega_1 = 0,00033 \cdot 100 = 0,033 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}};$$

$$\mu_{\frac{d^2 S}{d\varphi^2}} = \frac{\mu_{\frac{ds}{d\varphi}}}{\mu_\varphi \cdot H_2} = \frac{0,00033}{0,026 \cdot 15} = 0,000846 \text{ м/мм};$$

$$\mu_\alpha = \mu_{\frac{d^2 S}{d\varphi^2}} \cdot \omega_1^2 = 0,000846 \cdot 100^2 = 8,46 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}.$$

Теперь построим диаграмму $s - \frac{ds}{d\varphi}$ для определения минимального радиуса кулачка. Проведём оси координат s и $\frac{ds}{d\varphi}$. На ось s переносим из диаграммы $s - \varphi$ перемещения толкателя 1-1, 2-2, 3-3 и т.д. Так как кулачок вращается по часовой стрелке, то всё равно будем откладывать отрезки аналогов скорости точки B толкателя при подъёме в масштабе μ_s . Отрезок, изображающий аналог скорости точки B в первом положении, будет равен

$$1-1^* = (1-1') \frac{\mu_{\frac{ds}{d\varphi}}}{\mu_s}.$$

Но полюсное расстояние H_1 мы взяли равным изображению одного радиана, т.е. 38,46 мм, т.е. поэтому $\mu_{\frac{ds}{d\varphi}} = \mu_s$, и отложим отрезки 1-1', 2-2', 3-3' и т.д., взятые из диаграммы $\frac{ds}{d\varphi} - \varphi$ от точек 8,9,10. Соединим полученные точки 1*, 2*, 3* и т.д. плавной кривой. Это и будет диаграмма $s - \frac{ds}{d\varphi}$. Касательно к ней слева и справа под заданным углом давления $\alpha_{don} = 30^\circ$ проведём линии, которые пересекаясь образуют зону возможных центров кулачка (заштрихованная зона). Так как эксцентриситет $\ell = 0$, то центр вращения кулачка выбираем на продолжении оси S в заштрихованной зоне (точка O_I).

Тогда минимальный радиус

$$r_0 = O_I B_0 \cdot \mu_s = 69,5 \text{ мм} \cdot 0,00033 \frac{\text{м}}{\text{мм}} = 0,023 \text{ м} = 23 \text{ мм}.$$

Построим теперь профиль кулачка в масштабе $\mu_\ell = 0,0005 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$, (что соответствует чертёжному масштабу М 2:1). Тогда отрезок, изображающий минимальный радиус в этом масштабе:

$$\vec{r}_0 = \frac{r_0}{\mu_\ell} = \frac{0,023}{0,0005} = 46 \text{ мм}.$$

Определим перемещения толкателя в масштабе чертежа.

$$B_0 1 = (1-1) \cdot \frac{\mu_s}{\mu_\ell}, \text{ но } \frac{\mu_s}{\mu_\ell} = \frac{0,00033}{0,0005} = 0,666.$$

$$\text{Тогда } B_0 1 = (1-1) \cdot 0,666 = 3 \cdot 0,666 = 2 \text{ мм};$$

$$B_0 2 = (2-2) \cdot 0,666 = 8 \cdot 0,666 = 5,33 \text{ мм};$$

$$B_0 3 = (3-3) \cdot 0,666 = 16 \cdot 0,666 = 10,66 \text{ мм};$$

$$B_0 4 = (4-4) \cdot 0,666 = 22 \cdot 0,666 = 14,65 \text{ мм};$$

$$B_0 5 = (5-5) \cdot 0,666 = 28 \cdot 0,666 = 18,65 \text{ мм};$$

$$B_0 6 = (6-6) \cdot 0,666 = 30 \cdot 0,666 = 20 \text{ мм};$$

$$B_0 7 = (7-7) \cdot 0,666 = 30 \cdot 0,666 = 20 \text{ мм};$$

$$B_0 8 = (8-8) \cdot 0,666 = 26 \cdot 0,666 = 17,3 \text{ мм};$$

$$B_0 9 = (9-9) \cdot 0,666 = 15 \cdot 0,666 = 10 \text{ мм};$$

$$B_0 10 = (10-10) \cdot 0,666 = 5 \cdot 0,666 = 3,33 \text{ мм}.$$

Радиусом $\vec{r}_0 = 46 \text{ мм}$ проведём окружность с центром в точке O_I . От вертикали, проведённой через точку O_I против часовой стрелки, т.е. в сторону, противоположную направлению вращения кулачка, отложим фазовые углы $\varphi_y = 90^\circ, \varphi_o = 30^\circ, \varphi_s = 60^\circ$, и разделим их в соответствии с делением оси φ , т.е. угол φ_y разделим на 6 частей, а угол φ_s — на 4 части. Через точки деления проведём лучи I, II, III, IV, V и т.д.

На вертикали от окружности радиуса r_0 отложим отрезки $B_0 1, B_0 2, B_0 3$ и т.д. Найдём точку пересечения 1^* луча I с дугой радиуса $O_I 1$, точку 2^* пересечения луча II с дугой радиуса $O_I 2$ и т.д. Точки $1^*, 2^*, 3^*, \dots$ соединим плавной кривой и получим теоретический (центральной) профиль кулачка. (рис.4.10)

Для построения практического (рабочего) профиля определим радиус r_p ролика. При выборе радиуса ролика должны быть соблюдены соотношения:

$$r_p \leq 0,4 r_0$$

$$r_p \leq 0,8 \rho_{\min}$$

$$\rho_{\min} = \vec{\rho}_{\min} \mu_\ell = 32,5 \cdot 0,0005 = 0,01625 \text{ м} = 16,25 \text{ мм}.$$

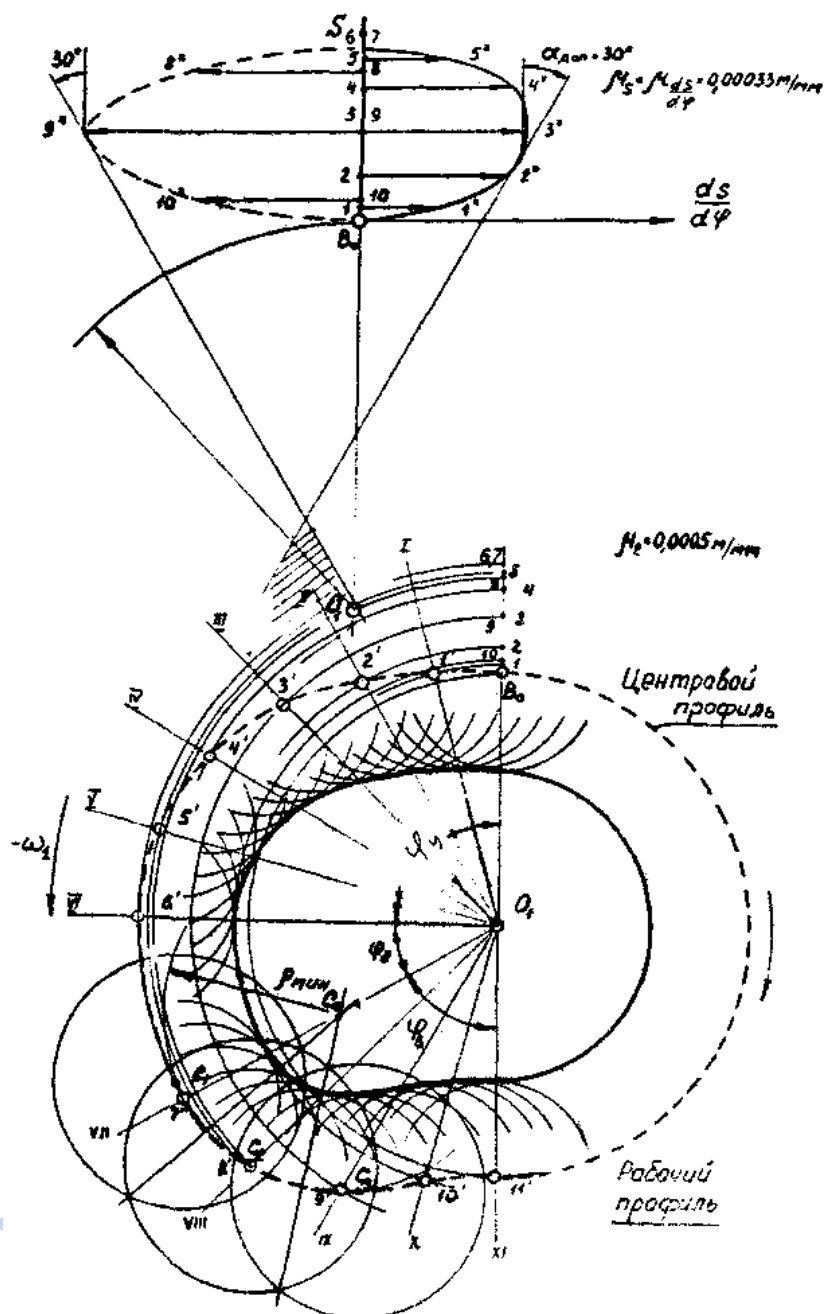


Рис. 4.10

Тогда $r_p = 0,4 \cdot 23 = 9,2 \text{ мм}$; $r_p = 0,8 \cdot 16,25 = 13 \text{ мм}$

Выбираем $r_p = 9 \text{ мм}$. На чертеже $r_p = \frac{r_p}{\mu_\ell} = \frac{9 \cdot 10^{-3}}{0,0005} = 18 \text{ мм}$. Этим радиусом

проведём множество окружностей с центрами на теоретическом профиле. Огибающая этих окружностей и есть рабочий профиль кулачка. Таким образом, кулачок для перемещения толкателя на высоту $h_{\max} = 0,01\text{ м}$, тогда

аналог ускорения толкателя изменяется по косинусоиде, и рабочий угол $\varphi_{\text{раб}} = 180^\circ$ будет иметь следующие параметры:

минимальный радиус теоретического профиля $r_0 = 23 \text{ мм}$;

минимальный радиус практического профиля $r'_0 = r_0 - r_p = 23 - 9 = 14 \text{ мм}$;

радиус ролика $r_p = 9 \text{ мм}$;

максимальный радиус практического профиля $r_{\text{макс}} = r_0 + h = 23 + 10 = 33 \text{ мм}$.

4.6. Синтез зубчатого зацепления

Расчет внешнего зацепления пары зубчатых колес рассмотрим для важного в технике случая отсутствия удара в зубьях при реверсировании вращения, т. е. при отсутствии бокового зазора между зубьями (зазор, образующийся вследствие допусков на размеры зубьев и межосевое расстояние, не учитываем). При расчете зубьев большое значение имеет корригирование, принимаемое в следующих, часто встречающихся случаях:

1) когда на колесе требуется нарезать такое число зубьев (меньше 17), при котором может произойти подрез ножек (при нарезании инструментом с реечным контуром);

2) когда проектируется передача с заданным межосевым расстоянием A , передаточным числом i , модулем m и при этом числа зубьев получаются такими, что $\frac{m}{2}(z_1 + z_2) \neq A$, при этом число зубьев одного из колес может быть меньше 17;

3) для увеличения прочности зубьев путем их утолщения. Приведем основные зависимости для определения параметров зубчатого зацепления, показанного на рис.4.11; числа зубьев z_1 и z_2 уже определены по заданным величинам A, i, m .

При заданном межосевом расстоянии A угол зацепления колес в сборке определяется из выражения

$$A = \frac{m}{2} (z_1 + z_2) \frac{\cos \alpha_p}{\cos \alpha_{c\delta}}; \quad (16)$$

$$\cos \alpha_{c\delta} = \arccos \frac{m \cos \alpha_p}{2A} (z_1 + z_2),$$

где α_p — угол зацепления зуборезного инструмента, обычно он равен 20° .

Определив угол $\alpha_{c\delta}$, находят по таблицам величину его инволюты $\text{inv} \alpha$ (см. приложение), а затем определяют сумму коэффициентов сдвига $\sum \xi = [\xi + \xi_2]$:

$$\sum \xi = [\xi_1 + \xi_2] = \frac{\text{inv} \alpha_{c\delta} - \text{inv} \alpha_p}{2 \tan \alpha_p} (z_1 + z_2). \quad (17)$$

Если z_1 и z_2 порознь больше 17 (т. е. отсутствует подрез зубьев), то, во избежание опасности заострения, коэффициенты сдвига колес целесообразно распределять пропорционально числам зубьев, т. е.

$$\frac{\xi_1}{z_1} = \frac{\xi_2}{z_2}; \quad (18)$$

поскольку суммарный сдвиг известен из формулы (17), то, решая совместно уравнения (17) и (18), получим:

$$\xi_1 = \sum \xi \frac{z_1}{z_1 + z_2}; \quad (19)$$

$$\xi_2 = \sum \xi - \xi_1.$$

Если одно из колес (например, колесо 1) имеет число зубьев меньше 17, то, чтобы не произошел подрез, минимальный коэффициент' сдвига для этого колеса должен быть определен по формуле

$$\xi_1 = \frac{17 - z_1}{17}; \quad (20)$$

при этом

$$\xi_2 = \sum \xi - \xi_1. \quad (21)$$

При нулевом зацеплении $[\xi_1 + \xi_2] = 0$, поэтому если $z_1 < 17$, то $\xi_2 = -\xi_1$.

Изложенный метод определения коэффициента сдвигов основан на геометрической теории эвольвентного зацепления цилиндрических колес с прямыми зубьями.

Геометрические параметры зацепления определяют по следующим формулам:

1) радиусы делительных окружностей:

$$R_{o1} = \frac{mz_1}{2}; R_{o2} = \frac{mz_2}{2}; \quad (22)$$

2) радиусы основных окружностей:

$$r_{o1} = R_{o1} \cos \alpha_p; r_{o2} = R_{o2} \cos \alpha_p, \quad (23)$$

где $\alpha_p = 20^\circ$ —угол наклона режущей грани инструмента (рейки);

3) радиусы начальных окружностей:

$$\begin{aligned} R_{H1} &= \frac{A}{i_{12} + 1}; \\ R_{H2} &= A - R_{H1}. \end{aligned} \quad (24)$$

Начальные окружности двух находящихся в зацеплении зубчатых колес катятся друг по другу без скольжения; точка их касания лежит на межосевой линии в полюсе зацепления и делит эту линию обратно пропорционально угловым скоростям зубчатых колес, т. е.

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2}{RH_1}; \quad (25)$$

4) радиусы окружностей впадин (ножек):

$$\begin{aligned} R_{B1} &= R_{o1} - 1,25m + \xi_1 m; \\ R_{B2} &= R_{o2} - 1,25m + \xi_2 m; \end{aligned} \quad (26)$$

5) радиусы окружностей головок (заготовки):

$$\begin{aligned} R_{e1} &= A - R_{B2} - 0,25m; \\ R_{e2} &= A - R_{B1} - 0,25m. \end{aligned} \quad (27)$$

Примечание. Между окружностями впадин одного колеса и головок другого предусмотрен радиальный зазор, равный $0,25 m$, необходимый для нормальной работы зубчатого зацепления.

Расчет зацепления заканчивается определением коэффициента перекрытия по формуле

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{R_{e1}^2 - r_{01}^2} + \sqrt{R_{e2}^2 - r_{02}^2} - A \sin \alpha_{c6}}{\pi m \cos \alpha_p} \quad (28)$$

Коэффициент перекрытия показывает, сколько пар зубьев одновременно может находиться в состоянии контакта (в зацеплении); если, например, $\varepsilon = 1,45$, то это значит, что во время движения зуба по дуге зацепления безусловно в зацеплении находится одна пара зубьев, а 45% интервала движения по дуге в зацеплении находятся две пары (данная пара зубьев начинает работать до выхода из работы предыдущей пары и кончает работу после того, как уже начала работать последующая пара).

Если $\varepsilon = 1,0$, это значит, что даже одна пара зубьев всегда находится в зацеплении лишь теоретически, а фактически при этом плавность передачи нарушается, данная пара зубьев может начать работу с ударом.

Минимально допустимое значение $\varepsilon = 1,03 \div 1,10$. Запас в $0,03 \div 0,10$ дается на допуск при изготовлении колес и на неточность сборки. Если же $\varepsilon < 1,0$, то передача будет работать с ударами, с большим шумом и повышенным износом. Поэтому если окажется, что $\varepsilon < 1,1$, то необходимо заново выполнить весь расчет, изменив исходные данные, например, числа зубьев z_1 и z_2 или коэффициенты сдвига ξ_1 и ξ_2 .

Передачу следует проверить на отсутствие заострения, т. е. чтобы толщина зубьев по окружности головок не оказалась меньше допустимой величины $0,3 m$ [см. формулы (33)], и на отсутствие заклинивания, для чего радиус окружности головок большего колеса не должен превышать допустимого значения, например:

$$R_{e2\max} = \sqrt{A^2 \sin^2 \alpha_{c6} + r_{02}^2}. \quad (29)$$

Прежде чем приступить к вычерчиванию картины зацепления, следует подсчитать толщины зубьев по дугам каждой из перечисленных выше окружностей:

по дугам делительных окружностей:

$$\begin{aligned} S_{\partial 1} &= \frac{\pi m}{2} + 2\xi_1 m \operatorname{tg} \alpha_p; \\ S_{\partial 2} &= \frac{\pi m}{2} + 2\xi_2 m \operatorname{tg} \alpha_p; \end{aligned} \quad (30)$$

по дугам основных окружностей:

$$\begin{aligned} S_{01} &= 2r_{01} \left(\frac{S_{\partial 1}}{2R_{\partial 1}} + \operatorname{inv} \alpha_p \right); \\ S_{02} &= 2r_{02} \left(\frac{S_{\partial 2}}{2R_{\partial 2}} + \operatorname{inv} \alpha_p \right); \end{aligned} \quad (31)$$

по дугам начальных окружностей:

$$\begin{aligned} S_{H1} &= 2R_{H1} \left(\frac{S_{\partial 1}}{2R_{\partial 1}} + \operatorname{inv} \alpha_p - \operatorname{inv} \alpha_{c\phi} \right); \\ S_{H2} &= 2R_{H2} \left(\frac{S_{\partial 2}}{2R_{\partial 2}} + \operatorname{inv} \alpha_{c\phi} \right); \end{aligned} \quad (32)$$

по дугам окружностей головок:

$$\begin{aligned} S_{e1} &= 2R_{e1} \left(\frac{S_{\partial 1}}{2R_{\partial 1}} + \operatorname{inv} \alpha_p - \operatorname{inv} \alpha_{e1} \right); \\ S_{e2} &= 2R_{e2} \left(\frac{S_{\partial 2}}{2R_{\partial 2}} + \operatorname{inv} \alpha_p - \operatorname{inv} \alpha_{e2} \right), \end{aligned} \quad (33)$$

где

$$\operatorname{inv} \alpha_e = \operatorname{inv} \alpha \cos \frac{r_0}{R_e}.$$

Если толщина зубьев по окружности головок будет менее $0,3 m$, нужно уменьшить радиус окружности головок, но так, чтобы коэффициент e не оказался меньше 1,1. Если это сделать невозможно, то необходимо выполнить заново весь расчет зацепления, изменив коэффициенты сдвига ξ_1 (в сторону уменьшения) и соответственно ξ_2 или числа зубьев z_1 и z_2 .

Для изготовления зубчатых колес на зуборезных станках, работающих по методу обкатки, необходимо иметь следующие параметры каждого колеса:

- 1) радиус заготовки R_e , равный радиусу окружности головок зубьев;
- 2) модуль зуборезного инструмента m , который определяется из условий прочности и габаритных размеров колеса;
- 3) число зубьев z нарезаемого колеса;
- 4) коэффициент сдвига ξ , необходимый для наладки станка, если колесо нарезается со сдвигом инструмента.

После выполнения всех приведенных выше расчетов можно приступить к вычерчиванию картины зацепления (рис.4.11).

Рекомендуется следующий порядок работы:

1. Наметить центры зубчатых колес и соединить их межосевой линией O_1O_2 .

Масштаб построения брать обязательно по сборнику ГОСТов «Чертежи в машиностроении».

2. Провести начальные и основные окружности.
3. Провести через полюс зацепления общую касательную к обеим основным окружностям. Определить по величине тангенса значение угла $\alpha_{сб}$, полученного на чертеже, и убедиться в совпадении его с расчетной величиной.
4. Последовательным обкатыванием касательной по каждой из основных окружностей построить эвольвенты для образования профилей зубьев. Для этого с помощью измерительного циркуля многократно отложить отрезок длиной 20 мм от произвольной точки M по основной окружности, отмечая концевые точки 1, 2, 3, ... Через каждую точку провести касательную и отложить на ней взятый отрезок (от первой точки один раз, от второй — два раза, от третьей — три раза и т. д.); соединив концевые точки плавной кривой, получим эвольвенту.

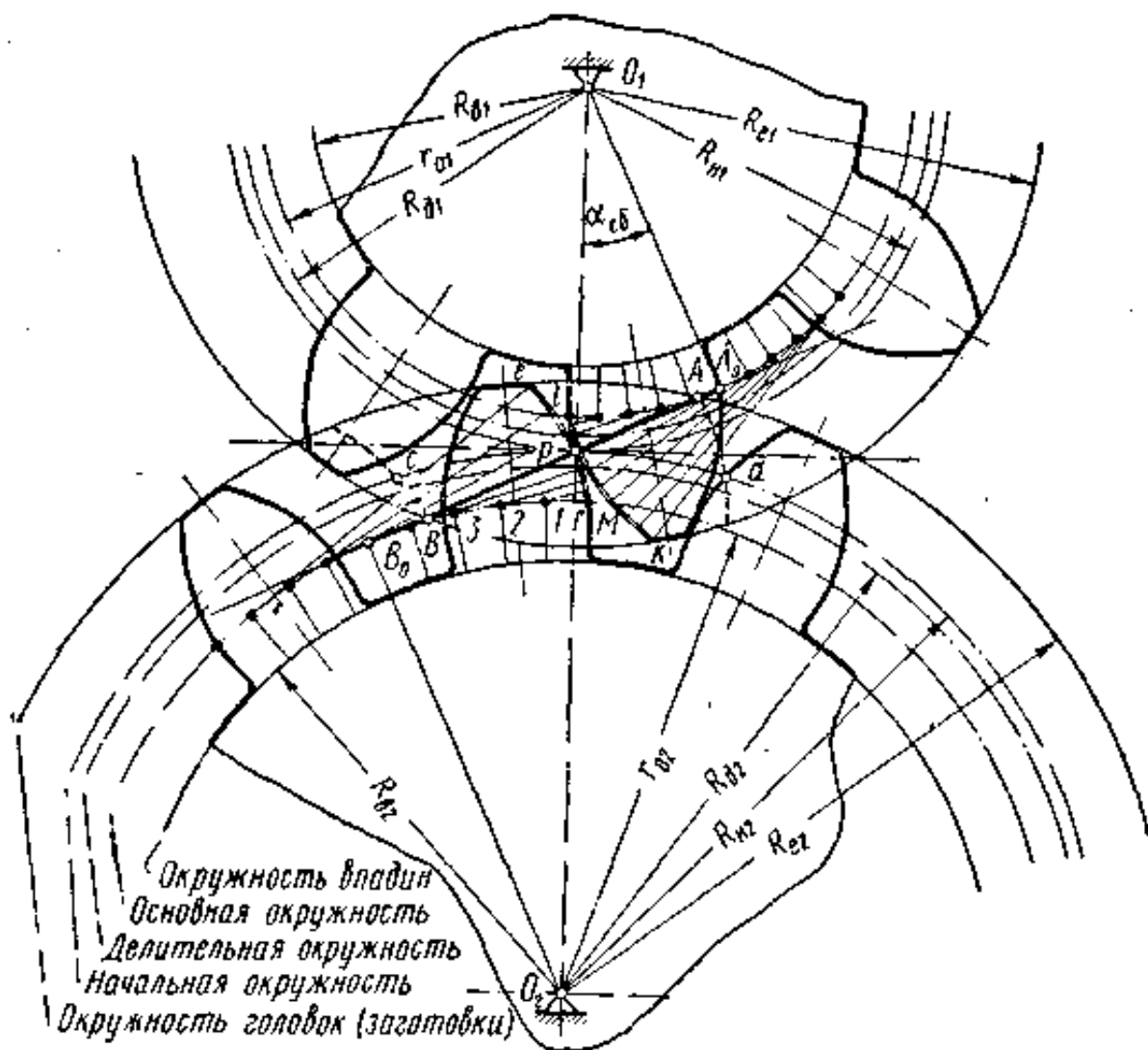


Рис 4.11

5. Построить на каждом колесе не менее трех зубьев.
6. Показать на чертеже основные параметры зацепления:
 - а) предельную (теоретическую) линию зацепления A_0B_0 ;
 - б) действительную (практическую) линию зацепления AB ;
 - в) дугу зацепления (cb).
6. Определить величину AB по чертежу и подсчитать коэффициент перекрытия по формуле

$$\varepsilon = \frac{c_0 d_0}{t_0} = \frac{AB}{t}, \quad (34)$$

где c_0d_0 и t_0 — дуга зацепления и шаг по основной окружности. При сравнении с результатом аналитического расчета формула 28 разница не должна превышать 1—2%.

7. Определить границы рабочих участков поверхностей зубьев (ef и kl на рис.4.11).

Для большей точности и наглядности построения чертеж картины эвольвентного зацепления следует выполнять в возможно большем масштабе. Поэтому рекомендуется показать лишь половины окружностей, что позволит увеличить на чертеже отрезок, изображающий межосевое расстояние A .

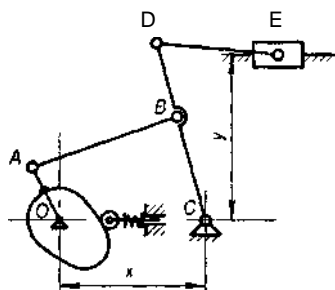
ЗАДАНИЕ № 1

На курсовой проект по дисциплине «Теория механизмов и машин»

Произвести расчёт и спроектировать механизм привода шагового конвейера молочно-товарной фермы.

Студенту _____ группы _____ вариант _____

Схемы рычажного и кулачкового механизмов



Закон изменения силы полезного сопротивления

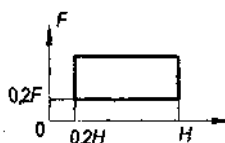
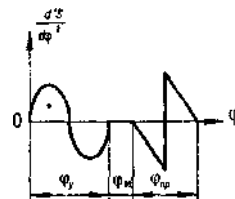


График ускорения толкателя



Параметры	Обозначения	Размерность	Вариант									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размеры звеньев	l_{OA}	мм	150	160	180	100	120	130	145	90	110	100
	l_{AB}	мм	600	620	750	400	460	460	500	400	430	440
	l_{BC}	мм	300	400	480	300	540	500	520	280	300	380
	l_{CD}	мм	380	420	480	400	580	520	560	420	450	450
	l_{DE}	мм	250	260	400	300	400	300	280	300	280	200
Расстояние	x	мм	520	680	740	520	800	850	900	560	500	660
	y	мм	350	300	460	360	400	280	310	400	400	420
Вес ползуна	G	Н	80	90	100	120	140	110	100	120	140	120
Удельная масса стержней	ρ	кг/м	5	6	7	8	7	6	6	9	10	6
Угловая скорость	ω	c^{-1}	20	22	24	18	16	21	23	22	19	20
Полезная нагрузка	F	кН	12	15	16	14	12	11	10	11	10	12
Ход толкателя	h_T	мм	40	60	80	60	70	45	55	65	75	90
Фазовые углы	φ_y	град	60	140	55	70	80	50	60	70	50	90
	$\varphi_{вв}$	град	60	25	60	20	10	60	30	40	50	0
	$\varphi_{пр}$	град	70	150	65	80	90	70	80	70	60	100
Число зубьев	z_1	-	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
	z_2	-	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31
Модуль	m	мм	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16

Преподаватель _____

Дата _____

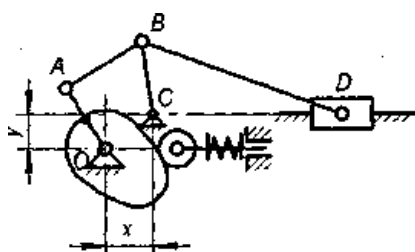
ЗАДАНИЕ № 2

На курсовой проект по дисциплине «Теория механизмов и машин»

Произвести расчёт и спроектировать механизм привода просеивания зерновых культур.

Студенту _____ группы _____ вариант _____

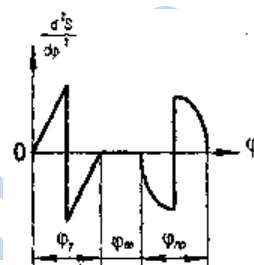
Схемы рычажного и кулачкового механизмов



Закон изменения силы
полезного
сопротивления



График
ускорения
толкателя



Параметры	Обозначения	Размерность	Вариант									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размеры звеньев	l_{OA}	мм	80	100	120	140	160	180	200	170	165	145
	l_{AB}	мм	180	160	140	130	160	200	200	190	160	180
	l_{BC}	мм	90	120	110	150	140	180	200	165	180	160
	l_{BD}	мм	340	320	400	450	460	500	550	420	480	400
	x	мм	10	10	20	10	10	20	30	10	20	40
Расстояние	y	мм	20	30	40	40	50	60	50	60	50	20
Вес ползуна	G	Н	100	110	120	120	140	150	160	140	110	100
Удельная масса стержней	ρ	кг/м	8	6	7	8	7	9	10	6	6	5
Угловая скорость	ω	c^{-1}	40	50	45	30	35	40	30	45	40	50
Полезная нагрузка	F	кН	5	4	6	7	8	8	10	7	4	5
Ход толкателя	h_T	мм	40	50	70	60	80	55	100	75	65	85
Фазовые углы	φ_y	град	90	70	80	60	75	60	145	145	100	90
	$\varphi_{вв}$	град	20	0	20	60	25	35	0	30	40	60
	$\varphi_{пр}$	град	100	70	90	60	80	100	155	165	70	65
Число зубьев	z_1	-	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
	z_2	-	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
Модуль	m	мм	10	11	12	7	8	9	10	11	12	13

Преподаватель _____

Дата _____

ЗАДАНИЕ № 3

На курсовой проект по дисциплине «Теория механизмов и машин»

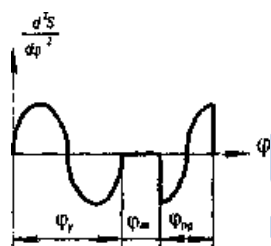
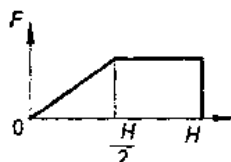
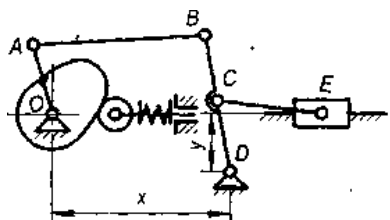
Произвести расчёт и спроектировать механизм привода полунавесной двухбрусной косилки

Студенту _____ группы _____ вариант _____

Схемы рычажного и кулачкового механизмов

Закон изменения силы полезного сопротивления

График ускорения толкателя



Параметры	Обоз- на- чения	Размер- ность	Вариант									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размеры звеньев	l_{OA}	мм	100	120	140	160	90	110	130	125	105	130
	l_{AB}	мм	300	360	480	540	300	350	400	325	360	400
	l_{BC}	мм	400	450	480	460	320	300	350	320	240	300
	l_{CD}	мм	200	180	200	150	100	100	90	100	80	100
	l_{CE}	мм	500	400	450	400	300	250	270	350	240	250
Расстояние	x	мм	350	300	450	500	280	300	420	300	300	380
	y	мм	250	200	220	120	100	80	120	150	120	125
Вес ползуна	G	Н	150	120	160	180	120	100	90	110	140	120
Удельная масса стержней	ρ	кг/м	8	7	9	10	8	9	8	10	11	9
Угловая скорость	ω	с ⁻¹	10	12	8	10	11	12	10	13	14	10
Полезная нагрузка	F	кН	5	6	8	10	7,5	4,5	5	6	6,5	8,5
Ход толкателя	h_T	мм	70	80	100	75	60	40	60	80	70	100
Фазовые углы	φ_y	град	135	145	130	150	145	160	60	80	145	90
	φ_{BB}	град	0	15	30	20	30	0	60	0	60	20
	$\varphi_{пр}$	град	145	160	180	160	155	165	80	90	150	120
Число зубьев	z_1	-	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
	z_2	-	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
Модуль	m	мм	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16

Преподаватель

Дата

ЗАДАНИЕ № 4

На курсовой проект по дисциплине «Теория механизмов и машин»

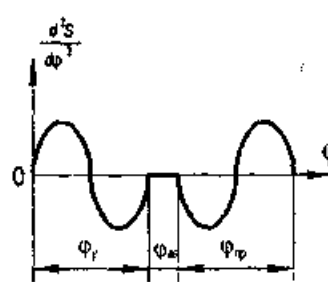
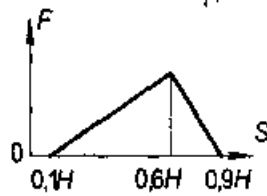
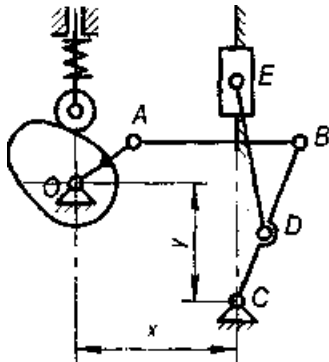
Произвести расчёт и спроектировать механизм привода полунавесной двухбрусной косилки

Студенту _____ группы _____ вариант _____

Схемы рычажного и кулачкового механизмов

Закон изменения силы
полезного
сопротивления

График
ускорения
толкателя



Параметры	Обозначения	Размерность	Вариант									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размеры звеньев	l_{OA}	мм	120	150	160	180	130	170	140	160	130	190
	l_{AB}	мм	360	480	600	760	540	600	800	720	600	900
	l_{BC}	мм	480	500	640	800	600	570	440	800	720	800
	l_{CD}	мм	260	240	200	300	300	260	200	200	250	300
	l_{DE}	мм	600	600	750	900	800	700	700	500	500	600
Расстояние	x	мм	200	300	410	600	400	400	950	900	750	600
	y	мм	480	350	500	360	450	400	300	600	450	600
Вес ползуна	G	Н	200	180	160	220	190	190	170	180	150	200
Удельная масса стержней	ρ	кг/м	15	12	14	16	13	15	13	13	11	12
Угловая скорость	ω	c^{-1}	24	15	22	18	28	26	24	19	20	21
Полезная нагрузка	F	кН	5	4	5	8	7	6	5	7	11	4,5
Ход толкателя	h_T	мм	40	50	60	45	65	60	75	80	55	60
Фазовые углы	φ_y	град	70	60	90	75	70	60	90	75	65	80
	$\varphi_{вв}$	град	30	30	90	0	40	20	20	45	35	10
	$\varphi_{пр}$	град	90	80	100	75	80	90	90	85	85	90
Число зубьев	z_1	-	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
	z_2	-	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
Модуль	m	мм	10	11	12	13	14	15	14	13	12	11

Преподаватель _____

Дата _____

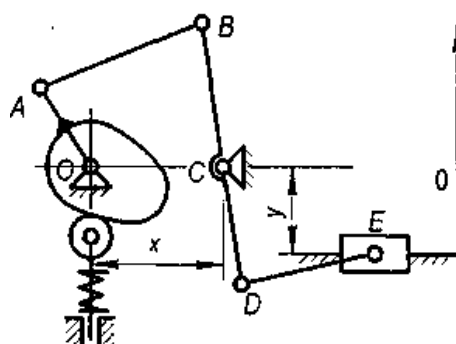
ЗАДАНИЕ № 5

На курсовой проект по дисциплине «Теория механизмов и машин»

Произвести расчёт и спроектировать механизм привода машин для брикетирования отходов животноводства.

Студенту _____ группы _____ вариант _____

Схемы рычажного



Закон изменения силы

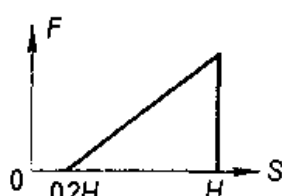
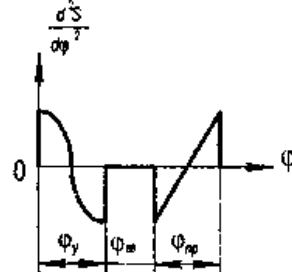


График ускорения



Параметры	Обозначения	Размерность	Вариант									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размеры звеньев	l_{OA}	мм	100	120	140	150	ПО	160	140	130	170	150
	l_{AB}	мм	400	440	450	500	420	520	600	480	600	560
	l_{BC}	мм	300	360	480	440	380	500	480	420	430	450
	l_{CD}	мм	100	120	150	90	100	120	80	160	110	90
	l_{DE}	мм	250	300	225	200	280	300	210	320	300	250
Расстояние	x	мм	400	220	230	240	200	290	300	220	280	300
	y	мм	120	180	160	100	80	100	100	145	120	80
Вес ползуна	G	Н	80	120	ПО	100	90	140	140	120	120	110
Удельная масса стержней	ρ	кг/м	11	10	12	9	10	12	14	11	9	10
Угловая скорость	ω	c^{-1}	20	18	16	19	21	18	22	25	24	26
Полезная нагрузка	F	кН	3	2,5	4	6	4,5	4	5	6,5	5,5	7
Коэффициент неравномерности хода	δ	-	1/25	1/30	1/35	1/40	1/45	1/50	1/45	1/40	1/35	1/30
Ход толкателя	h_T	мм	40	60	75	60	75	48	56	45	30	50
Фазовые углы	φ_y	град	60	45	70	45	60	50	60	50	45	45
	$\varphi_{вв}$	град	20	15	0	30	30	20	10	30	10	40
	$\varphi_{пр}$	град	80	60	90	60	80	70	70	65	65	45
Число зубьев	z_1	-	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
	z_2	-	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31
Модуль	m	мм	10	11	12	13	14	15	14	13	12	11

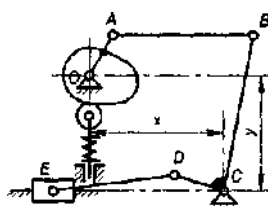
Преподаватель _____

Дата _____

ЗАДАНИЕ № 6

а курсовой проект по дисциплине «Теория механизмов и машин»
произвести расчёт и спроектировать механизм привода водяного насоса
гуденту _____ группы _____ вариант _____

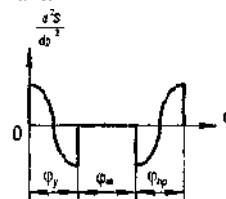
Схемы рычажного
кулачкового механизмов



Закон изменения силы
полезного сопротивления



График ускорения
толкателя



Параметры	Обозначения	Размерность	Вариант									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размеры звеньев	l_{OA}	мм	160	200	180	140	190	200	130	115	105	125
	l_{AB}	мм	640	800	540	420	660	740	580	500	320	360
	l_{BC}	мм	480	480	600	360	620	600	340	380	250	430
	l_{CD}	мм	120	100	100	120	180	160	190	140	110	120
	l_{DE}	мм	280	250	240	400	340	380	380	360	300	240
Расстояние	x	мм	480	550	330	260	880	980	440	475	150	440
	y	мм	460	400	500	360	640	500	320	260	250	400
Вес ползуна	G	Н	120	110	100	140	130	80	90	100	120	140
Удельная масса стержней	ρ	кг/м	14	15	12	18	8	7	8	9	14	17
Угловая скорость	ω	c^{-1}	16	14	15	12	18	16	18	19	18	17
Полезная нагрузка	F	кН	5	6	7	5	3,5	6	3,5	4,5	4	2,5
Ход толкателя	h_T	мм	60	40	65	45	60	55	70	55	50	75
Фазовые углы	φ_y	град	60	50	45	65	48	40	50	60	60	70
	$\varphi_{вв}$	град	20	10	30	0	35	20	40	0	50	0
	$\varphi_{пр}$	град	90	60	60	75	65	50	80	60	70	70
Число зубьев	z_1	-	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
	z_2	-	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36
Модуль	m	мм	10		12	13	14	15	16	15	14	13

Преподаватель _____

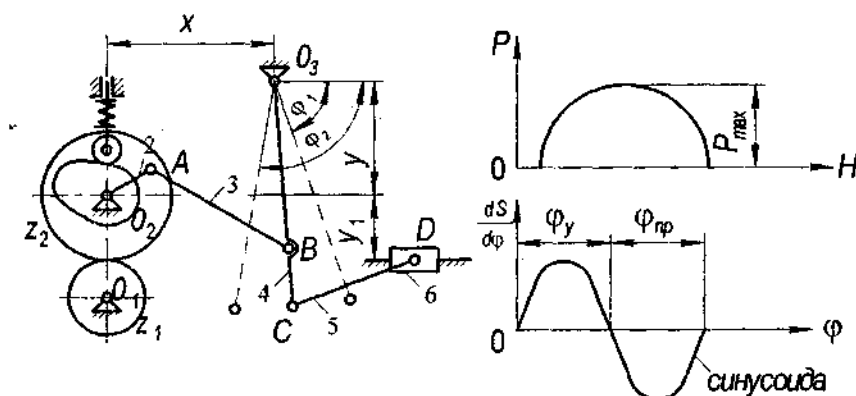
Дата _____

ЗАДАНИЕ № 7

На курсовой проект по дисциплине «Теория механизмов и машин»

Произвести расчёт и спроектировать механизм привода к качающему конвейеру.

Студенту _____ группы _____ вариант _____



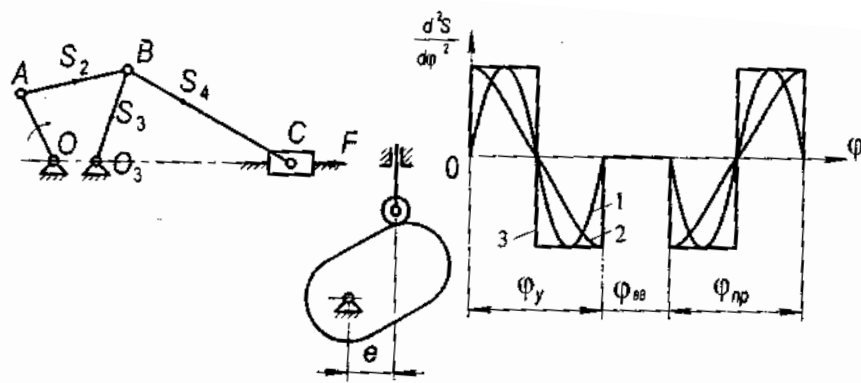
Параметры	Обозначения	Размерность	Вариант									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ход ползуна	Н	мм	180	190	200	210	220	230	240	250	260	270
Углы, фиксирующие крайние положения коромысла	φ_1	град	70	65	60	60	60	55	55	50	50	65
Длина звена O_2A	φ_2	град	120	115	120	120	120	110	115	105	100	100
Коэффициент $\lambda = l_{CD} / l_{O_3-C}$	l_{O_2-A}	мм	20	30	40	50	45	35	25	30	40	50
$\lambda' = l_{O_3-C} / l_{O_3-B}$	-	-	3	3,5	4	4,5	5	4,5	4	3,5	3	2,5
Координаты точки O_3	-	-	1,3	1,35	1,4	1,45	1,5	1,45	1,4	1,35	1,3	1,25
	x_{O_3}	мм	300	310	320	340	350	360	370	380	390	400
	y_{O_3}	мм	120	125	130	135	140	150	160	170	180	190
	y_1	выбрать самостоятельно										
Частота вращения кривошипа	$n_{кр}$	об/мин	100	95	90	85	80	75	60	70	65	60
Передаточное отношение	U_{12}	Н	3	2,9	2,8	2,7	2,6	2,5	2,4	2,3	2,2	2,1
Число зубьев шестерни	z_1	кг/м	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
Модуль колес	m	c^{-1}	8	9	10	10	10	11	12	8	9	10
Ход толкателя	h_T	кН	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75
Фазовые углы	φ_v	мм	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
	$\varphi_{пр}$		60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
Вес звеньев	G_3	град	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75
	G_4	град	0,32	0,36	0,40	0,44	0,48	0,52	0,56	0,60	0,64	0,68
	G_5	-	0,64	0,72	0,80	0,88	0,96	1,04	1,12	1,20	1,28	1,36
	G_6	-	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	1,7	1,9	2,0	2,1	2,2
Сила полезного сопротивления	P_{max}	мм	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Коэффициент неравномерности хода	δ	-	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,11	0,12	0,12

Преподаватель	Дата
---------------	------

ЗАДАНИЕ № 8

На курсовой проект по дисциплине «Теория механизмов и машин»
Произвести расчёт и спроектировать механизм привода грохота.

Студенту _____ группы _____ вариант _____



Преподаватель _____

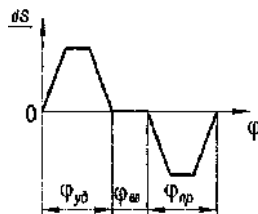
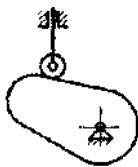
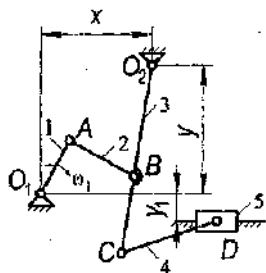
Дата _____

Параметры	Обозначен	Размерность	Вариант									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Длина кривошипа	l_{OA}	мм	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240
Длина шатуна АВ	l_{AB}	мм	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230
Длина коромысла	l_{O3B}	мм	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240
Межосевое расстояние	l_{OO3}	мм	50	55	60	52	54	56	58	62	64	66
Длина шатуна ВС	l_{BC}	мм	350	360	370	380	390	400	410	420	430	440
Расстояние от шарнира А до центра тяжести	l_{AS2}	мм	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115
Расстояние от шарнира O_3 до центра тяжести	l_{O3S3}	мм	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120
Расстояние от шарнира В до центра тяжести	l_{BS4}	мм	105	120	125	130	130	150	150	140	145	160
Сила полезного сопротивления	F	кН	1,0	1,0	1,0	1,4	1,5	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9
Масса шатуна АВ	m_2	кг	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8	4,0	4,2	4,4	4,6	4,8
Масса коромысла	m_3	кг	4,0	4,2	4,4	4,6	4,8	4,9	5,2	5,4	5,6	5,8
Масса шатуна ВС	m_4	кг	7,0	7,2	7,4	7,6	7,8	8,0	8,2	8,4	8,6	8,8
Масса ползуна	m_5	кг	14,0	14,5	15,0	16,0	16,0	16,0	17,0	17,0	18,0	20,0
Коэффициент неравномерности хода	δ	-	0,05	0,07	0,09	0,1	0,12	0,1	0,09	0,08	0,07	0,06
Частота вращения кривошипа	n_{OA}	об/мин	60	62	64	66	68	70	72	74	76	78
Число зубьев шестерни	z_1	-	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Число зубьев колеса	z_2	-	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
Модуль	m	мм	1,75	1,5	2,5	2,5	4,0	5,0	4,5	4,0	3,5	3,0
Тип кривой	$\frac{d^2s}{dt^2} \frac{d\phi^2}{dt^2}$	-	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1
Ход толкателя	h_T	мм	12	14	16	18	20	18	16	14	22	24
Фазовые углы	ϕ_v	град	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160
	$\phi_{вв}$	град	0	30	40	50	60	50	60	50	60	50
	$\phi_{пр}$	град	160	150	140	130	120	110	100	90	80	70
Эксцентриситет	e	мм	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6

ЗАДАНИЕ № 9

На курсовой проект по дисциплине «Теория механизмов и машин»
Произвести расчёт и спроектировать механизм привода к напольному качающемуся
конвейеру.

Студенту _____ группы _____ вариант _____



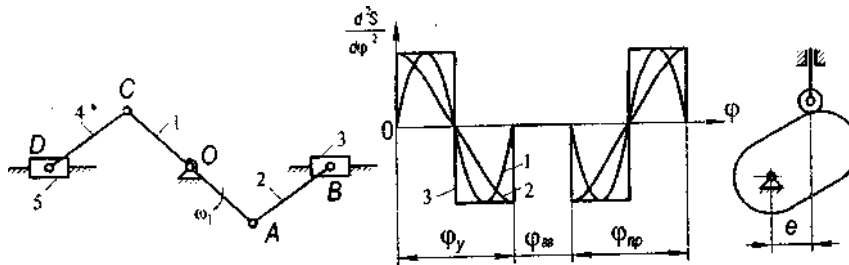
Параметры	Обозначения	Размерность	Вариант									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Частота вращения	n_1	Об/мин	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
Расстояние	x	мм	165	160	155	150	145	140	145	150	155	160
	y	мм	92	95	100	105	100	90	95	100	110	90
	y_1	Выбрать самостоятельно										
Длина звена	l_{O_1A}	мм	56	60	65	70	60	55	65	70	65	65
	l_{AB}	мм	186	190	195	200	180	175	190	200	180	190
	l_{O_2C}	мм	200	205	210	215	220	215	210	205	200	200
	l_{O_2B}	мм	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
	l_{CD}	мм	1000	950	900	850	800	850	900	950	1000	900
Вес звена	G_2	Н x 10 ²	2	3	4	5	6	7	6	5	4	3
	G_3	Н x 10 ²	5	5,5	6	6,5	7	9	8	7,5	7	5
	G_4	Н x 10 ²	10	11	12	13	14	15	16	17	16	12
	G_5	Н x 10 ²	50	60	70	75	70	65	60	55	50	60
Сила полезного сопротивления	P_c	кН	10	9	8	9	10	11	12	13	14	15
Коэффициент неравномерности хода	δ	-	0,1	0,05	0,1	0,05	0,1	0,05	0,1	0,05	0,1	0,05
Ход толкателя	h_T	мм	10	12	14	15	18	20	22	20	19	17
Фазовые углы	φ_v	град	150	145	140	135	120	115	100	80	70	90
	$\varphi_{вв}$	град	10	15	20	25	30	35	40	45	50	40
	$\varphi_{пр}$	град	150	145	140	135	120	115	100	80	70	90
Угол давления	$[\beta]$	град	30	35	30	35	30	35	30	35	30	35
Число зубьев шестерни	z_1	-	18	19	20	21	22	23	22	21	20	19
Число зубьев колеса	z_2	-	49	52	54	56	58	62	64	59	49	37
Модуль	m	мм	5	6	7	8	9	10	9	8	7	6

Преподаватель _____ Дата _____

ЗАДАНИЕ № 10

На курсовой проект по дисциплине «Теория механизмов и машин»
Произвести расчёт и спроектировать механизм двигателя внутреннего сгорания.

Студенту _____ группы _____ вариант _____



Параметры	Обозначения	Размерность	Вариант									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Частота вращения	n_1	Об/мин	350	330	370	422	445	400	380	410	430	395
Длина звеньев	$l_{OA}=l_{OC}$	мм	150	180	210	240	160	190	220	250	170	200
Коэффициент $\lambda=l_{AB}/l_{OA}=l_{DC}/l_{OC}$	-	-	3,5	3,6	3,7	3,8	3,9	3,6	3,5	4,0	3,6	3,5
Вес звеньев	$G_2=G_4$	Н x 10 ⁻²	10	11	11,5	12	13	14	13	12	11	10
	$G_3=G_5$	Н x 10 ⁻²	$G_3=G_5=2G_2$									
Сила полезного сопротивления	$P_B=P_D$	кН	15	18	20	25	30	35	32	28	24	16
Коэффициент неравномерности хода	δ	x 10 ²	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6	7	8
Ход толкателя	h_T	мм	8,5	10	12	14	16	18	20	22	19	13
Эксцентриситет	e	мм	0	3	0	5	6	0	6	5	4	3
Фазовые углы	φ_v	град	60	50	80	90	50	55	60	55	80	90
	$\varphi_{вв}$	град	0	10	30	40	25	20	15	10	0	0
	$\varphi_{др}$	град	60	50	80	90	50	55	60	55	80	90
Тип кривой	$\frac{d^2S}{d\varphi^2}$	-	1	2	3	2	1	2	3	2	1	3
Угол давления	$[\beta]$	град	27	30	35	33	29	28	30	32	35	30
Число зубьев шестерни	z_1	-	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
Число зубьев колеса	z_2	-	35	38	42	44	50	55	60	62	66	70
Модуль	m	мм	10	11	12	13	14	15	13	17	10	8

Преподаватель _____ Дата _____

Список литературы

1. Артоболевский, И.И. Теория механизмов: учебник / И.И. Артоболевский. – М.: Наука, 1967. - 720 с.
2. Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин: учебник / И.И. Артоболевский. – М.: Наука, 1975. - 640 с.
3. Безвесельный, Е.С. Сборник задач и заданий по теории механизмов и машин: учебное пособие / Е.С. Безвесельный. – Харьков: изд-во Харьковского гос. университета, 1958. – 364 с.
4. Теория механизмов и машин. Проектирование / Под ред. О.И. Кульбачного : учеб. пособие для машиностроительных специальностей вузов. – М.: Высшая школа, 1970. – 288 с.
5. Кобцев, Б.Г. Методические указания по оформлению курсовых проектов по дисциплинам «Теория механизмов и машин» и «Прикладная механика» / Б.Г. Кобцев, В.Н. Коськин, Ю.С. Корнеев. – Орел, 1993. – 16 с.
6. Кобцев, Б.Г. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин, деталям машин и основам конструирования: учебное пособие / Б.Г. Кобцев, Ю.С. Корнеев. – Орел: Орел ГТУ, 2002. – 360 с.
7. Корнеев, Ю.С. Методические указания с примерами для выполнения курсового проекта по дисциплине «Прикладная механика». Раздел 1. Кинематическое исследование плоского механизма / Ю.С. Корнеев, В.Н. Коськин, Б.Г. Кобцев. – Орел, 1991. – 41 с.
8. Корнеев, Ю.С. Методические указания по курсу «Теория механизмов и машин» / Ю.С. Корнеев, В.Н. Коськин, Б.Г. Кобцев. – Орел, 1991. – 215 с.
9. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин: учебное пособие / Под ред. СИ. Артоболевского. – М.: Высшая школа, 1960. – 248 с.
10. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин: учебное пособие / Под ред. А.С. Кореняко. – Киев: Высшая школа, 1970. – 332 с.
11. Попов С.А. Курсовое проектирование по ТММ: учебное пособие / Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высшая школа, 1986. – 295 с.

Приложение

Приложение 1

Таблица значений $\operatorname{inv} \alpha$													
α°	Порядок	0	5	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
1	0,000	00177	00225	00281	00346	00420	00504	00598	00704	00821	00950	01092	01248
2	0,000	01418	01603	01804	02020	02253	02503	02771	03058	03364	03689	04035	04402
3	0,000	05790	05201	05634	06091	06573	07078	07610	08167	08751	09362	10000	10668
4	0,000	11364	12090	12847	13634	14453	15305	16189	17107	18059	19045	20067	21125
5	0,000	22220	23352	24522	25731	26978	28266	29594	30963	32394	33827	35324	16864
6	0,00	04845	04008	04175	04347	04524	04706	04892	05083	05280	05481	05687	05898
7	0,00	06115	06337	06564	06797	07035	07279	07528	07783	08044	08310	08582	08861
8	0,00	09145	09435	09732	10034	10343	10659	10980	11308	11643	11984	12332	12687
9	0,00	13048	13416	13792	14174	14563	14960	15363	15774	16193	16618	17051	17492
10	0,00	17941	18397	18860	19332	19812	20299	20795	21299	21810	22330	22859	23396
11	0,00	23941	24495	25057	25628	26208	26797	27394	28001	28016	29241	29875	30518
12	0,00	31171	31832	32504	33185	33875	34555	35285	36005	36735	37474	38224	38984
13	0,00	39754	40534	41325	42126	42938	43760	44553	45437	46291	47157	48033	48921
14	0,00	49819	50729	51650	52582	53526	54482	51448	56427	57417	58420	59434	60460
15	0,00	61488	62548	63611	64686	65773	66873	67985	69110	70248	71398	72561	73738
16	0,0	07493	07613	07635	07857	07982	08107	08234	08362	08492	08623	08756	68889
17	0,0	09025	09161	09299	09439	09580	09722	09866	10012	10158	10307	10456	10608
18	0,0	10760	10915	11071	11228	11387	11547	11709	11873	12038	12205	12373	12543
19	0,0	12715	12888	13063	13240	13418	13598	13779	13963	14148	14334	14523	14713
20	0,0	14904	15098	15293	15490	15689	15890	16092	16296	16502	16710	16920	17132
21	0,0	17345	17560	17777	17996	18217	18440	18665	18891	19120	19350	19583	19817
22	0,0	20054	20292	20533	20775	21019	21266	21514	21765	22018	22272	22529	22788
23	0,0	23044	23312	23557	23845	24114	24386	24660	24936	25214	25495	25778	26062
24	0,0	26350	26639	26931	27225	27521	27820	28121	28424	28729	29037	29348	29660
25	0,0	29975	30293	30613	30935	31260	31587	31917	32249	32583	32920	33260	33602
26	0,0	33947	34294	34644	34997	35352	35709	36069	36432	36798	37166	37537	37910
27	0,0	38287	38666	39047	39432	39819	40602	40602	40397	41395	41797	42201	42607
28	0,0	43017	43430	43845	44264	44685	45110	40537	45967	46400	46837	47276	47718
29	0,0	48164	48612	49064	49518	44976	50437	50901	51363	51838	52312	52788	53268
30	0,0	53761	54238	54728	55221	55717	56217	56720	57226	57736	58249	58765	59285

Продолжение приложения 1

а°	Порядок	0'	5'	10'	15'	20'	5'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
31	0,0	58809	60335	60856	61600	61937	62478	63022	63570	64122	64677	65236	65798
32	0,0	66364	66934	67507	68080	68665	69250	69838	70430	71026	71626	72230	72838
33	0,0	73449	74064	74684	75307	75934	76565	77200	77839	78483	79130	79781	80437
34	0,0	81097	81760	82428	83100	83777	84457	85142	85832	86525	87223	87925	88631
35	0,0	89342	90058	90777	91502	92230	92963	93701	94443	95190	95942	96698	97450
36	Q	09802	09899	09977	10055	10133	10212	10292	10371	10452	10533	10614	10696
37	Q	10778	10861	10944	11028	11113	11197	11283	11369	11455	11542	11630	11718
38	Q	11806	11895	11985	12075	12165	12257	12348	12441	12534	12627	12721	12815
39	Q	22911	13086	13102	13199	13297	13395	13493	13592	13692	13792	13893	13995
40	Q	14097	14200	14303	14407	14511	14616	14722	14829	14936	15043	15152	15261
41	Q	15370	15408	15591	15703	15815	15928	16041	16156	16270	16386	16502	16619
42	Q	16737	16855	16974	17093	17214	17335	17457	17579	17702	17826	17951	18076
43	Q	18202	18329	18457	18585	18714	18844	18975	19106	19238	19371	19505	19639
44	Q	19774	19910	20047	20185	20323	20463	20603	20743	20885	21028	21171	21315
45	Q	21460	21606	21753	21900	22049	22198	22348	22499	22651	22804	22958	23112
46	Q	23268	23424	23582	23740	23899	24059	24220	24382	24545	24709	24874	25040
47	Q	25206	25374	25543	25713	25883	26055	26228	26401	26576	26752	26929	27107
48	Q	27285	27465	27646	27828	28012	28196	28381	28567	28755	28943	29133	29324
49	Q	29516	29709	29903	30098	30295	30492	30691	30891	31092	31295	31498	31703
50	Q	31909	32116	32324	32534	32745	32957	33171	33385	33601	33818	34037	34257
51	Q	34478	34700	34924	35149	35376	35604	35833	36063	36295	36529	36763	36999
52	Q	37237	37476	37716	37958	38202	38446	38693	38941	39190	39441	39693	39947
53	Q	40202	40459	40717	40977	41239	41502	41767	42034	42302	42571	42843	43116

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1. Содержание и рекомендуемая последовательность выполнения курсового проекта.....	4
1.1. Структурный анализ механизмов.....	4
1.2. Кинематическое исследование плоского рычажного механизма.....	4
1.3. Кинетостатический расчёт плоского механизма.....	4
1.4. Динамический расчёт механизма (расчёт маховика).....	5
1.5. Синтез кулачкового механизма.....	6
1.6. Синтез зубчатого зацепления.....	6
2. Правила оформления графической части курсового проекта.....	8
2.1. Общие правила оформления чертежей.....	8
2.2. Оформление заданий на кинематическое, кинетостатическое и динамическое исследование механизмов.....	8
2.3. Оформление заданий на синтез механизмов.....	10
3. Оформление расчетно-пояснительной записки.....	11
3.1. Общие требования к текстовым материалам.....	11
3.2. Структура расчетно-пояснительной записки.....	12
3.3. Требования к тексту расчетно-пояснительной записки.....	12
3.4. Список использованных источников.....	15
3.5. Приложения.....	16
4. Основные теоретические положения по выполнению разделов курсового проекта и примеры расчетов.....	17
4.1. Структурный анализ механизма.....	17
4.2. Кинематическое исследование плоского рычажного механизма.....	22
4.2.1. Построение плана положений исполнительного механизма..	22
4.2.2. Построение планов скоростей и ускорений механизма.....	23

4.2.3. Построение методом графического дифференцирования диаграмм перемещения $S = S(t)$, скорости $V = V(t)$ и ускорения $W = W(t)$	29
4.3. Кинетостатический расчёт плоского механизма.....	36
4.4. Динамический расчёт механизма (расчёт маховика).....	46
4.5. Синтез кулачкового механизма.....	48
4.6. Синтез зубчатого зацепления.....	55
Задания	63
Список литературы.....	73
Приложение.....	74

Учебно-методическое издание

Сливинский Евгений Васильевич,
Радин Сергей Юрьевич

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА
ПО ДИСЦИПЛИНЕ
«ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН»**

*Технический редактор – О.А. Ядыкина
Техническое исполнение - В. М. Гришин
Книга печатается в авторской редакции*

Формат 60 x 84 /16. Гарнитура Times.

Печ.л. 4,9 Уч.-изд.л. 4,8

Электронная версия.

Размещено на сайте: <http://elsu.ru/kaf/agroing/edu>

Заказ 44

Отпечатано с готового оригинал-макета на участке оперативной полиграфии
Елецкого государственного университета им. И. А. Бунина

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«Елецкий государственный университет им. И.А. Бунина»

399770, г. Елец, ул. Коммунаров, 28,1