

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
ФАКУЛЬТЕТ ИНОВАЦИОННОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ, УПРАВЛЕНИЯ И ФИНАНСОВ
КАФЕДРА МАШИНОВЕДЕНИЯ

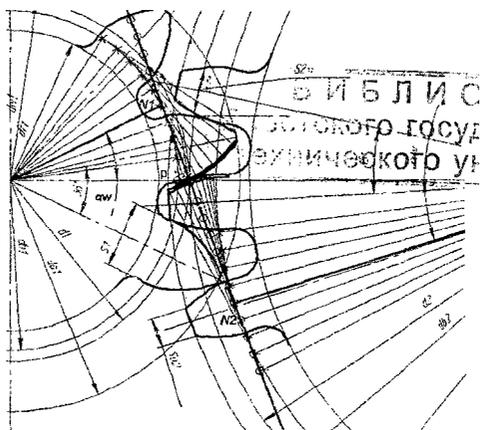
ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Методические указания

по изучению дисциплины и выполнению курсового проекта
для студентов специальностей:

1-36 01 01 «Технология машиностроения» и

1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»



Брест 2008

УДК 621.01 (075)

В методических указаниях содержится рабочая программа, перечень вопросов подлежащих самостоятельному изучению, руководство по выполнению и оформлению курсового проекта. Дан пример анализа и синтеза отдельных механизмов, а также учебные и справочные материалы по выполнению разделов проекта. Предназначены для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения», 1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей».

Составитель: О.В. Мартиновская, ст. преподаватель.

Рецензент: Плющев Ю.И. - зам. генерального директора по производству
ОАО «Брестмаш», доцент.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ	5
ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЕ ВОПРОСЫ по курсу ТММ	6
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	8
СОДЕРЖАНИЕ И ОФОРМЛЕНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА	9
МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА	10
ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА	16
ЗАДАНИЯ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ	41
ПРИЛОЖЕНИЯ	
Приложение А	
Формы основных надписей для графических и текстовых документов	81
Приложение Б	
Кинематика структурных групп II класса	82
Приложение В	
Последовательность силового расчёта групп Ассура II класса	83
Приложение Г	
Расчёт планетарного редуктора	84
Приложение Д	
Значения инвальянты $inv \alpha$	86
Приложение Е	
Примеры выполнения графического материала курсового проекта	87

ВВЕДЕНИЕ

Машиностроение – одна из ведущих отраслей производства. Теория механизмов, машин и манипуляторов – наука о методах исследования и проектирования, позволяющая выполнить первый этап проектирования конструкций, сооружений, систем машин и механизмов на основе разработанных ею методов.

Освоение производства новых машин и оборудования невозможно без наличия фундаментальной базы, которой является наука, о движении механизмов, машин и машинных агрегатов, а также их проектирование.

На основе изучения студентами теоретических основ проектирования, выполнения лабораторных и практических работ, выполнения курсового проекта решается основная задача – овладение ими знаниями и умениями, необходимыми для исследования, расчетов и проектирования схем механизмов, создания надежных и экономичных машин. Курсовой проект по ТММ является первой самостоятельной расчётно-графической работой.

Дисциплина «Теория механизмов и машин» базируется на аппарате математического анализа, векторной и линейной алгебры, дифференциальной геометрии и других разделах математики. В основу методов анализа положены теоремы и положения из теоретической механики.

1 СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ

Для системного изучения предмета ниже приводится перечень тем, изучение которых необходимо студенту для успешной сдачи экзамена и выполнения курсового проекта.

ВВЕДЕНИЕ

История развития ТММ. Теория механизмов, машин и манипуляторов – научная основа создания машин и механизмов. Основные этапы развития и становления науки о машинах. Основные виды механизмов.

Тема 1. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

- 1.1 Основные понятия и определения.
- 1.2 Кинематические пары. Кинематические цепи. Кинематические соединения.
- 1.3 Классификация механизмов. Механизмы плоские и пространственные.
- 1.4 Степени свободы механизмов. Избыточные (пассивные связи и лишние) степени свободы. Замена высших кинематических пар в механизмах низшими.
- 1.5 Принцип образования механизмов. Группы Ассура.

Тема 2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

- 2.1 Кинематический анализ рычажных механизмов аналитическим методом.
- 2.2 Кинематический анализ рычажных механизмов графоаналитическим методом. Определение крайних положений звеньев механизмов. Масштабные коэффициенты.
- 2.3 Построение планов скоростей и ускорений. Понятие об аналогах скоростей и ускорений.
- 2.4 Исследование механизмов методом кинематических диаграмм. Методы графического интегрирования и графического дифференцирования.

Тема 3. ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

- 3.1. Основные задачи динамического анализа.
- 3.2 Классификация сил, действующих на звенья механизма и их характеристики.
- 3.3 Динамическая модель механизма.
- 3.4 Работа сил и моментов сил. Приведение сил, масс и приведенного момента сил.
- 3.5 Определение приведенного момента инерции звена приведения.
- 3.6 Режимы движения машины.
- 3.7 Неравномерность движения звена приведения при установившемся движении.
- 3.8 Регулирование хода машин. Коэффициент неравномерности хода машины.
- 3.9 Определение момента инерции маховых масс графоаналитическим методом Виттенбауэра.
- 3.10 Движение машин и механизмов с упругими звеньями.

Тема 4. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

- 4.1 Условие статической определенности кинематической цепи.
- 4.2 Определение реакций в кинематических парах рычажных механизмов методом планов сил.
- 4.3 Кинетостатика групп Ассура второго класса и ведущего звена.
- 4.4 Теорема Н.Е.Жуковского «о жестком рычаге».

Тема 5. ТРЕНИЕ В МЕХАНИЗМАХ И МАШИНАХ

- 5.1 Виды трения. Трение в поступательной паре. Трение в винтовой паре. Трение во вращательной кинематической паре.
- 5.2 Трение в высших парах. Трение в передачах с гибкими звеньями.
- 5.3 Определение реакций в кинематических парах с учётом трения.
- 5.4 Приведенные коэффициенты и углы трения.
- 5.5 Определение потерь мощности на преодоление сил трения в кинематических парах. КПД кинематических пар и звеньев.

Тема 6. СИНТЕЗ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

- 6.1 Задачи проектирования механизмов. Основные понятия синтеза механизмов.
- 6.2 Методы оптимизации и синтеза механизмов.
- 6.3 Синтез рычажных механизмов по закону движения; по углу давления.
- 6.4 Синтез по положению звеньев.
- 6.5 Синтез по изменению средней скорости коромысла.
- 6.6 Условия, обеспечивающие передачу сил в механизмах.

Тема 7. ЗУБЧАТЫЕ МЕХАНИЗМЫ

- 7.1 Классификация зубчатых механизмов.
- 7.2 Пространственные передачи. Коническая передача. Червячная передача.

- 7.3 Передаточные отношения зубчатых механизмов.
 - 7.4 Кинематический анализ зубчатых механизмов с неподвижными осями
 - 7.5 Выбор схемы редуктора.
 - 7.6 Кинематика зубчатых механизмов с подвижными осями. Планетарные и дифференциальные механизмы.
 - 7.7 Синтез дифференциальных и планетарных механизмов.
 - 7.8 Графическое исследование зубчатых механизмов.
- Тема 8. СИНТЕЗ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ**
- 8.1 Основная теорема зацепления.
 - 8.2 Эвольвента окружности и ее свойства.
 - 8.3 Методы изготовления эвольвентных зубчатых колес.
 - 8.4 Исходный производящий контур. Станочное реечное зацепление.
 - 8.5 Геометрические параметры стандартных зубчатых колес.
 - 8.6 Явления подрезания и заострения зуба. Минимальное количество зубьев.
 - 8.7 Геометрические параметры коррегированных колес. Смещение исходного контура.
 - 8.8 Геометрические параметры нестандартных зацеплений.
 - 8.9 Качественные показатели зубчатого зацепления. Коэффициент перекрытия. Коэффициент удельного скольжения.
 - 8.10 Особенности синтеза косозубых передач.
 - 8.11 Внутреннее зацепление.
 - 8.12 Зацепление Новикова.

Тема 9. СИНТЕЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

- 9.1 Основные типы плоских кулачковых механизмов и их особенности.
- 9.2 Законы перемещения толкателя и их выбор.
- 9.3 Этапы синтеза кулачковых механизмов.
- 9.4 Определение основных размеров кулачковых механизмов из условия ограничения по углу давления и выпуклости профиля кулачка.
- 9.5 Определение профиля кулачка по заданному закону движения выходного звена.
- 9.6 Выбор радиуса ролика и размеров плоского толкателя.

Тема 10. УПРАВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЕМ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ МАШИН

- 10.1 Автоматизация управления. Управление от копиров, следящий привод, ЧПУ.
- 10.2 Циклограммы систем механизмов.
- 10.3 Системы управления по времени и по пути.
- 10.4 Системы управления с распределом.
- 10.5 Логический синтез систем управления.

2 ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЕ ВОПРОСЫ по курсу ТММ

Для подготовки к сдаче теоретического курса и для самоконтроля предлагается список вопросов.

1. Основные понятия и определения ТММ (звено, кинематические пары, кинематические цепи и их классификация, машина, механизм и т.д.).
2. Основные виды механизмов.
3. Кинематические цепи. Кинематические соединения.
4. Механизмы плоские и пространственные. Число свободы механизма и его определение.
5. Структурный синтез механизмов на примере плоского механизма.
6. Единый принцип образования механизмов.
7. Замена высших пар 4-го класса в плоских механизмах кинематическими цепями с низшими парами 5-го класса.
8. Порядок структурного исследования механизмов (определение, разложение на структурные группы, формула механизма).
9. Понятия термина «машина». Классификация машин.
10. Задачи и методы кинематического анализа.
11. Метод планов. Построение плана скоростей и определение линейных скоростей. Определение величины и направлений угловых скоростей звеньев механизма.

12. Метод планов. Построение плана ускорений и определение линейных ускорений. Определение величины и направлений угловых ускорений звеньев.
13. Построение планов скоростей для механизмов, имеющих вращательные, поступательные и кулисные пары. Определение величины и направлений угловых скоростей звеньев механизма.
14. Построение плана ускорений механизмов, имеющих вращательные, поступательные и кулисные пары. Определение величины и направлений угловых ускорений звеньев.
15. Исследование механизмов с помощью кинематических диаграмм.
16. Графическое дифференцирование. Определение масштабных коэффициентов.
17. Задачи динамического анализа машин и механизмов.
18. Динамическая модель машинного агрегата. Определение приведенного момента инерции механизма. Приведенный момент сил сопротивления. Определение приведенной силы.
19. Диаграмма работ от сил движущих и сил полезного сопротивления. График изменения кинематической энергии рычажного механизма.
20. Определение момента инерции маховика по диаграмме энерго-масс (графоаналитический метод Виттенбауэра).
21. Механические передачи (редукторы, мультипликаторы, коробки скоростей, вариаторы, фрикционные передачи).
22. Статическая определимость кинематической цепи. Определение внутренних реакций в кинематических парах.
23. Трение в кинематических парах. Определение потерь мощности на преодоление трения.
24. Трение в механизмах и в машинах. Виды и классификация трения.
25. Основные задачи и методы синтеза рычажных механизмов.
26. Виды зубчатых механизмов. Определение передаточного отношения.
27. Кинематический анализ зубчатых механизмов с неподвижными осями. Формулы для подсчета передаточного отношения.
28. Рыдковые, ступенчатые, червячные и конические передачи. Определение передаточных отношений этих передач.
29. Кинематический анализ зубчатых механизмов с подвижными осями колес (планетарные зубчатые передачи), 4-звенный планетарный механизм Джемса. Формула Виллиса.
30. Планетарные редукторы со сдвоенными сателлитами. Редуктор Джемса. Редуктор Давида. Определение передаточных отношений.
31. Определение количества сателлитов планетарного редуктора. Условия соосности, соседства и сборки.
32. Определение скоростей звеньев зубчатых механизмов с подвижными осями.
33. Эвольвента окружности и ее основные свойства.
34. Основные параметры зубчатого колеса.
35. Основные элементы зубчатых передач, коэффициенты относительного скольжения и перекрытия.
36. Способы получения зубчатых колес.
37. Подрезание зубьев. Минимальное число зубьев колеса, нарезаемое без подреза.
- Определение коэффициента смещения, величины смещения.
38. Основные размеры скорректированных зубчатых колес.
39. Силовой расчет. Его задачи. Классификация сил.
40. Определение сил инерции и моментов инерции при вращательном, поступательном и сложном движениях. Принцип Даламбера.
41. Порядок силового расчета (на примере).
42. Теорема Жуковского "о жестком рычаге". Определение уравновешивающей силы и уравновешивающего момента методом Жуковского.
43. Кулачковые механизмы. Классификация кулачковых механизмов.
44. Основные кинематические и геометрические параметры кулачковых механизмов. Условия выбора ролика.
45. Определение кинематических размеров кулачковых механизмов. Определение минимального радиуса кулачка с коромысловым толкателем.
46. Определение кинематических размеров кулачковых механизмов. Определение минимального радиуса кулачка с возвратно-поступательным толкателем.
47. Законы перемещения толкателя и их выбор.

48. Построение ЦПК и ДПК для кулачковых механизмов с поступательным толкателем коромысловым толкателем.
49. Построение ЦПК и ДПК для кулачковых механизмов с гарельчатый толкателем.
50. Режимы движения механизмов.
51. Определение КПД машин при последовательном, параллельном и смешанном соединении механизмов.
52. Управление движением машин от копиров, следящего привода.
53. Автоматизация управления механизмами и машинами с использованием ЧПУ.
54. Циклограммы систем механизмов. Системы управления по времени и пути.
55. Основы теории машин-автоматов. Основные определения (машина, полуавтомат, машина-автомат, автоматическая линия).

Экзаменационные задачи

К каждому билету прилагается задача на одну из следующих тем:

1. Определение числа степеней свободы механизма, структурная формула механизма.
2. Построение планов скоростей, определение угловых скоростей.
3. Построение планов ускорений, определение угловых ускорений.
4. Определение передаточных отношений зубчатых механизмов.
5. «Рычаг Жуковского».

3 СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Основная литература.

1. Теория механизмов и механика машин./ Под ред. К.В. Фролова - М.: Высшая школа, 1998,2001.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. - М.:Наука, 1988.
3. Лесвитский Н.И. Теория механизмов и машин. - М.: Наука, 1979.
4. Левицкая О.Н., Левицкий Н.И. Курс теории механизмов и машин –М.: Высшая школа,1985.
5. Юдин В.А., Петрокос Л.В. Теория механизмов и машин. - М.: Высшая школа, 1977.
6. Механика машин./ Под ред. Г.А. Смирнова. - М.: Высшая. школа, 1996.
7. Попов С.А., Тимофеев Г.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин. - М., 1998,2002.
8. Девойно Г.Н. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин -Мн.: Вышэйшая школа,1986.

Дополнительная литература.

1. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. - М.: Машиностроение, 1977.
2. Кожевников С.Н., Есипенко Я.И., Раскин Я.М. Справочное пособие / Под ред. С.Н. Кожевникова - М.: Высшая школа, 1976.
3. Теория механизмов./Под ред. Гавриленко В.А. - М.: Высшая школа,1973.
4. Теория механизмов и машин /Под ред. К.И. Заблонского. Киев: Вишэйша школа, 1989.
5. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы. Справочник. - М.: Машиностроение, 1979.
6. Коловский М.З. Динамика машин. - Л.: Машиностроение, 1989.
7. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам М.: Машиностроение, 1987.
8. Пейсах Э.Е., Нестеров В.А. Система проектирования плоских рычажных механизмов. - М.: Машиностроение, 1988.
9. Лабораторный практикум и курсовое проектирование по теории механизмов и машин с использованием ЭВМ /Под ред. А.М.Ашавского –М.: Машиностроение,1983.
10. Артоболевский И.И., Эдельштейн В.В. Сборник задач по теории механизмов и машин – М.: Наука,1973.
11. Смелягин А.И. Теория механизмов и машин –М.: ИНФРА-М,2003.
12. Джонс Дж.К. Методы проектирования /Пер. с англ. 2-е издание. - М.: Мир, 1986.

4 СОДЕРЖАНИЕ И ОФОРМЛЕНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект по ТММ состоит из пояснительной записки на 30-40 листах машинописного текста формата А-4 и графической части на 4-х листах А-1.

Пояснительная записка оформляется согласно ГОСТ 2.105-95 и должна содержать:

- титульный лист,
- бланк задания,
- лист со схемами механизмов,
- содержание,
- введение,
- разделы согласно заданию,
- заключение,
- список литературы,
- приложения.

Задание на курсовой проект утверждается зав. кафедрой и является официальным документом, на основании которого выполняется курсовой проект и оценивается полнота его разработки студентом. Пояснительная записка оформляется на одной стороне листа формата А4, имеющей стандартную рамку и штамп чернилами чёрного цвета. Текст пишется либо от руки разборчивым почерком или чертёжным шрифтом, либо печатается на компьютере 14 размером шрифта с одинарным межстрочным интервалом. Пояснительная записка состоит из разделов и подразделов. Названия разделов должны строго соответствовать заданию. Каждый раздел текста нужно начинать с нового листа. Нумерация разделов и подразделов должна проводиться арабскими цифрами. Названия разделов записываются прописными буквами, а подразделов – строчными. Для выделения названий из текста надписи должны осуществляться более крупным шрифтом. Переносы слов в заголовках не допускаются. Расстояние между заголовками и последующим текстом 15мм. Текст должен быть чётким, кратким, но достаточным для пояснения выполненной работы. Используются единые термины, соответствующие терминам в научно-технической литературе. Не допускаются зачёркивания и сокращения слов, кроме общепринятых (т.д., т.п...). Сокращённое написание размерности в тексте допускается только рядом с числом (25 мм, но: измерям в миллиметрах).

Страницы пояснительной записки нумеруются арабскими цифрами. Нумерация должна быть сквозной. Первой страницей является титульный лист, второй – задание, последней нумеруется страница с надписью «ПРИЛОЖЕНИЯ». Номера страниц начинают проставлять с содержания, имеющего основную надпись высотой 40мм (приложение А). В содержании должны последовательно перечисляться заголовки разделов и подразделов с указанием страницы, с которой они начинаются. В содержание включаются все заголовки, имеющиеся в записке.

Цифровой материал курсового проекта, как правило, оформляется в виде таблиц. Над таблицей в левом углу помещается надпись "Таблица", ставится номер раздела и её номер в разделе и после тире - название таблицы с заглавной буквы. Таблица может размещаться на нескольких страницах. В этом случае на новый лист переносится "шапка" таблицы или строка с номерами столбцов, а над таблицей пишется "Продолжение таблицы" и указывается её номер. Если внесённые в таблицу значения имеют различные размерности, то их указывают в заголовке каждой графы. Если же все величины имеют одну размерность, то сокращённое обозначение величины помещают над таблицей справа.

Текстовую часть необходимо снабжать иллюстрациями, выполненными в соответствии со стандартами. Количество иллюстраций должно быть достаточным для пояснения излагаемого текста. Рисунки нумеруются арабскими цифрами. Номер рисунка состоит из номера раздела и порядкового номера рисунка в этом разделе, после этой надписи помещается название (подрисуночный текст).

Например: Рисунок 3.2 - Расчётная схема группы.

В тексте пояснительной записки обязательно должны быть ссылки на помещённые в ней таблицы, рисунки, формулы и приведённую литературу.

Используемые в расчётах формулы размещаются посередине строки. Перенос формулы на новую строку допускается только на знаках выполняемых операций. При переносе формул на знаке умножения применяется знак "x". Пояснения символов и числовых коэффициентов, входящих в формулу, если они не пояснялись ранее в тексте, должны быть приведены непосредственно под формулой. Первая строка пояснения должна начинаться со слова "где" без двоеточия после него. Формулы должны нумероваться арабскими цифрами в пределах раздела. Номера состоят из номера раздела и порядкового номера формулы в этом разделе и указываются в круглых скобках справа на уровне формулы. *Пример:*

Для определения степени подвижности плоских механизмов используем формулу Чебышева-Грюблера:

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

где n – число подвижных звеньев механизма;

p_5 – число пар 5-го класса;

p_4 – число пар 4-го класса.

При ссылке на формулу в тексте, следует указывать её номер в круглых скобках, *пример:* "...в формуле (1.2)...". Все заимствованные формулы приводятся со ссылкой на учебник.

Список литературы должен включать все использованные источники. Их порядок должен соответствовать порядку появления ссылок в пояснительной записке или в алфавитном порядке. Сведения о литературном источнике должны включать: фамилию и инициалы автора, название книги, место издания, издательство, год издания. Если книга написана группой авторов, их фамилии указываются в той последовательности, в какой они напечатаны в книге. Если количество авторов больше двух, допускается указывать фамилию только первого автора и слова "и др.". Ссылки на литературные источники в тексте обозначают порядковым номером книги в списке литературы, взятым в квадратные скобки, *например*, [2].

Оформление графической части курсового проекта производится в соответствии с ЕСКД. Требуемые построения необходимо выполнять основными линиями, вспомогательные – тонкими. Вращательные кинематические пары изображают не закрашенными кружками диаметром 3...4 мм. Точки построения и центры масс обозначаются чёрными кружочками диаметром 1...2 мм. Надписи на чертежах выполняются чертёжным шрифтом и должны пояснять, что изображено и какой применён масштабный коэффициент или масштаб. При выполнении курсового проекта следует применять упрощённый вариант углового штампа. Пример заполнения основной надписи представлен в приложении А. Наименование листа записывается согласно заданию, 5 раздел «перечень графического материала».

Полностью выполненный курсовой проект представляется студентом на кафедру для рецензирования. Курсовой проект допускается к защите после проверки, исправления замечаний, подписи листов и пояснительной записки студентом и преподавателем. На защите каждый студент должен ответить на вопросы, относящиеся к любому разделу курсового проекта. При выставлении оценки за проект учитываются: графика, правильность выполнения, соответствие заданию и требованиям оформления, ответы на вопросы.

5 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

1 раздел курсового проекта.

В первом разделе курсового проекта необходимо провести структурный анализ заданного рычажного механизма. Вычерчивается схема механизма, арабскими цифрами нумеруются все звенья, обозначаются запятыми латинскими буквами все кинематические пары. Затем даются названия всем звеньям механизма, выписываются и классифицируются кинематические пары, определяется число степеней свободы рычажного механизма.

Механизм разбивается на группы Ассура, которые отдельно вычерчиваются и для каждой группы определяется число степеней свободы (для группы Ассура число степеней свободы должно равняться нулю). Выделение групп начинают от выходного звена, перемещаясь к начальному звену. Начальным является звено, рядом с которым проставлена стрелка, указывающая направление движения. Определяют класс и вид групп Ассура, после чего составляют формулу строения механизма, определяют класс и вид механизма.

2 раздел курсового проекта.

Во втором разделе курсового проекта проводится динамический анализ рычажного механизма. В этом разделе решается задача определения движения машины под действием приложенных сил, при известных размерах, массах и моментах инерции звеньев, а также определение момента инерции маховика, обеспечивающего заданную неравномерность движения (δ в задании). Для исследования механизма применяют графоаналитический метод. Выполнение графических построений и аналитических расчётов проводится параллельно, в представленной далее последовательности.

1) На листе ватмана формата А1, построить 12 положений механизма в масштабе длин μ_l , размерность м/мм. За начальное положение принять одно из крайних положений выходного звена. Траекторию движения кривошипа (окружность) от начального положения разбить на 12 равных частей. Если второе крайнее положение не попадает в число двенадцати построенных, необходимо построить дополнительно крайнее положение. Положения остальных точек механизма строятся методом засечек. Все положения нумеруются в направлении вращения кривошипа.

Схему механизма необходимо проверить на работоспособность: при любом положении кривошипа должны получаться положения всех звеньев. Одно из двенадцати положений (для которого приводится пример расчёта в пояснительной записке) выделить основными линиями, остальные строятся тонкими. На звеньях отметить центры масс и построить траектории их движений.

2) Вычертить диаграмму сил или давления, действующих на выходное звено (если они приведены в задании!). Масштабный коэффициент по оси перемещения принять равным μ_l - масштабу построения кинематической схемы механизма, а ось расположить параллельно оси движения выходного звена. По второй оси принимается произвольный масштабный коэффициент μ_p , размерность Н/мм или МПа/мм. Произвести разметку диаграммы в соответствии с ходом выходного звена.

3) В выбранном масштабе скоростей $\mu_v \left(\frac{m/c}{mm} \right)$, для всех 12 положений механизма построить повернутые планы скоростей. Рассчитать линейную скорость точки кривошипа. Выбрать произвольно полюс построения (P) и длину вектора, изображающего найденную скорость на плане. Длина отрезка 50... 100 мм. Скорости остальных точек механизма определяются графически, в порядке их присоединения к уже найденным скоростям. Для этого составляются векторные системы уравнений движения точек. Построение проводится методом планов. Примеры составления систем и направления векторов рассмотрены в приложении Б. Допустимо строить планы в разных масштабах, надписывая значения масштабов над планами.

Планы скоростей строятся основными линиями, на концах векторов ставятся стрелки и строчные буквы, обозначающие точки механизма, которым соответствуют вектора. Положения точек S_i на плане скоростей определяются из подобия отрезков, векторы скоростей центров масс строятся аналогично векторам других точек.

Определить численные значения скоростей точек и звеньев механизма, угловые скорости звеньев и занести их в таблицу. Для заданного положения привести полный расчёт параметров.

4) Определить приведённую силу сопротивления или приведённую движущую силу, если заданы механизмы двигателя. Для этого к построенным повернутым планам скоростей приложить все силы тяжести, действующие на механизм и силы полезного сопротивления (либо движущие для двигателей). Силы прикладывают в точки, соответствующие точкам реального механизма, при этом следует строго соблюдать направление сил. Звеном приведения является кривошип.

Силы тяжести определить по известным массам звеньев механизма. Если масса звена не задана, считать её незначительной и не учитывать. Значение сил сопротивления (или движущих сил) найти по диаграммам, если таковые заданы, либо из исходных данных. При непостоянных силах (давлении), действующих на выходное звено, составить таблицу значений сил во всех положениях механизма. Учитывать, что во многих механизмах при холостом ходе силы сопротивления на выходное звено не действуют.

Приведённую силу поместить в точку, принадлежащую кривошипу, направить перпендикулярно кривошипу против угловой скорости для рабочих машин и компрессоров и по угловой скорости – для машин-двигателей.

Расчётная формула составляется из условия равновесия элементарных работ. Силы приведения определить из уравнений моментов сил, приложенных к планам скоростей, относительно полюса P . Затем рассчитать приведённые моменты сил сопротивления (рабочих сил) и построить график изменения момента сил относительно угла поворота кривошипа $M(\varphi)$.

Масштабный коэффициент $\mu_M \left(\frac{H}{MM} \right)$ выбрать в зависимости от максимального значения

$M_{пр}$. График для большинства механизмов строится для одного оборота кривошипа, а для четырёхтактных двигателей цикл соответствует двум оборотам кривошипа (24 положения).

5) График работ сил сопротивления (или движущих сил) $A(\varphi)$ строится путём графического интегрирования кривой моментов сил. Для этого выбрать полюс интегрирования на расстоянии 30–60 мм от оси моментов. На оси φ восстановить перпендикуляры к серединам интервалов, продлить их до пересечения с кривой. Полученные точки спроектировать на ось моментов и соединить с полюсом. На графике работ тонкими линиями построить прямые, между двумя соседними положениями, параллельные соответствующим лучам, выходящим из полюса. Полученные точки пересечения прямых и перпендикуляров к оси φ соединяются плавными кривыми линиями.

Так как за цикл установившегося движения должно соблюдаться равенство работ (A_d, A_c) и, кроме того, $M_d^{пр}$ ($M_c^{пр}$ для машин-двигателей) принимается постоянным, то график работы $A_d(\varphi)$ для рабочих машин или $A_c(\varphi)$ для машин-двигателей изображается прямой линией, соединяющей начало и конец графика работы, построенного графическим интегрированием.

Графически дифференцируя полученную прямую на график $M(\varphi)$ получаем линейную зависимость $M_c^{пр} = \text{const}$ ($M_d^{пр} = \text{const}$).

6) Используя график $A(\varphi)$, построить график изменения кинетической энергии механизма $\Delta T(\varphi)$. Так как $\Delta T = \sum A$, вычесть ординаты графика $A_c(\varphi)$ из соответствующих ординат графика $A_d(\varphi)$ и построить полученную кривую.

7) Для построения графика изменения приведённого момента инерции для каждого положения механизма рассчитывают $I_{пр}$. Оси расположить следующим образом: $I_{пр}$ – горизонтально, φ – вертикально. Масштабный коэффициент $\mu_I \left(\frac{кг \cdot м^2}{MM} \right)$ выбрать в зависимости от максимального значения $I_{пр}$.

8) Найти момент инерции маховика. Определить величину I_m методом Ф. Виттенбауэра. Для этого в координатах $\Delta T(I_{пр})$ на основании ранее построенных диаграмм $\Delta T(\varphi)$ и $I_{пр}(\varphi)$ построить кривую, к которой провести касательные под углами Ψ_{\min} снизу и Ψ_{\max} сверху. Углы рассчитываются в зависимости от угловой скорости и заданного коэффициента неравномерности движения входного звена. По величине отрезка, отсекаемого касательными на оси ΔT , определить необходимый момент инерции маховика, устанавливаемого на валу звена приведения, и определить размеры и массу маховика.

3 раздел курсового проекта.

В третьем разделе курсового проекта проводится силовой анализ рычажного механизма для заданного положения механизма. Задачами силового анализа является определение реакций во всех кинематических парах механизма и определение внешней уравновешивающей силы P_y (или момента M_y).

Выполнение графических построений и аналитических расчётов проводится параллельно, в представленной последовательности.

1) Вычертить на листе заданное положение механизма в масштабе, план скоростей и ускорений. План скоростей строится неповёрнутый, с его помощью определить направленные угловые скорости звеньев механизма и нанести их на схему механизма.

2) План ускорений строится в масштабе $\mu_a \left(\frac{m/c^2}{mm} \right)$ в той же последовательности, что и план скоростей. Определяется ускорение точки начального звена, при этом считать начальное звено уравновешенным маховиком $\omega = \text{const}$, $\varepsilon = 0$. Тогда, $a_{3a}^r = 0$, $a_{3a}^n = a_{3a}$. Выбрать произвольно полюс построения (П) и длину вектора, изображающего рассчитанное ускорение на плане. Длина отрезка 50...150мм. Скорости остальных точек механизма определяются в порядке их присоединения к уже найденным ускорениям. Для этого составляются векторные системы уравнений. Нормальное и Кариолисово ускорения определяются аналитически, тангенциальные – графически. Примеры составления систем и направления векторов рассмотрены в приложении Б. Векторы ускорений звеньев и точек механизма строятся основными линиями, на концах векторов ставятся стрелки и строчные буквы. Остальные векторы строятся тонкими линиями. Положения точек S; на плане ускорений определить из подобия отрезков.

Значения неизвестных ускорений рассчитать по длине векторов и масштабному коэффициенту. По плану ускорений найти величины и направления угловых ускорений и нанести их на схему механизма.

3) Приложить к схеме механизма известные внешние силы, силы инерции и моменты инерции, а также уравновешивающую силу P_y . Силы инерции приложить к центрам масс и направить в стороны, противоположные ускорениям центров масс \vec{a}_i , направление момента инерции противоположно угловому ускорению звена ε . P_y приложить к начальному звену перпендикулярно.

4) Отдельно вычертить в масштабе группы Ассура и начальный механизм. Приложить к ним все силы и моменты инерции. Отброшенные звенья механизма (как подвижные, так и стойки) заменить реакциями. При этом учитывать, что

-направление реакции в шарнире неизвестно, раскладываем её на нормальную (направленной по звену группы) и тангенциальную составляющие;

-направление реакции в поступательной паре перпендикулярно направляющей, но неизвестна точка приложения реакции.

5) Составить уравнение равновесия сил, приложенных к группе $\Sigma P_{гр} = 0$. Реакции неизвестные по величине записать по краям уравнения. Вначале записать все силы, действующие на одно звено, затем на другое. Это позволит в дальнейшем использовать построенный план для определения реакции внутри группы. Построить план сил для каждой группы. Последовательность рассмотрения групп аналогична последовательности отсоединения групп Ассура. Если необходимо определить более двух неизвестных в одной группе, предварительно составить уравнения моментов для определения одной или двух тангенциальных составляющих. Последовательность силового расчёта групп рассмотрено в приложении В. Определить значения и направления всех реакций и плечи реакций в поступательных парах.

6) Составить уравнение моментов для начального механизма. Из него определить уравновешивающую силу P_y . Из плана сил начального механизма определить реакцию.

7) Методом Н.Е. Жуковского определить уравновешивающую силу $P^*_{жy}$ (или момент $M^*_{жy}$). Для этого построить в свободном масштабе повернутый план скоростей и приложить, в соответствующих точках, все внешние силы, силы инерции и силы, заменяющие моменты инерции. $P^*_{жy}$ находится из уравнения моментов сил, составленного относительно полюса плана. Сравнить $P^*_{жy}$ ($M^*_{жy}$) с полученной методом планов P_y (либо M_y), величина расхождения не должна превышать 10%.

4 раздел курсового проекта.

В четвёртом разделе курсового проекта производится проектирование и расчёт заданной планетарной передачи, а также определение параметров и построение эвольвентного профиля прямозубого внешнего зацепления.

Можно разделить этот раздел на две задачи: первая – подбор зубьев планетарной передачи, определение необходимого числа сателлитов и построение двух видов (вид сверху и вид сбоку) зубчатой передачи; вторая – построение эвольвентного зацепления пары колёс, для чего предварительно в пояснительной записке рассчитываются параметры зубчатых колёс и передачи. Последовательность выполнения раздела:

1) Рассчитать передаточное отношение механизма, если оно не задано, и передаточное отношение планетарной передачи. При этом учитывать направления вращения колёс и водила.

2) Любым из известных способов подобрать числа зубьев колёс (z) планетарного механизма. Учитывать ограничения: число зубьев колёс должно быть больше 17, должны выполняться условия соосности, соседства и сборки (смотри приложение Г); заданное передаточное отношение с полученным при подборе зубьев может расходиться на 1%. Исходя из перечисленных выше условий, определить число сателлитов k (или блоков сателлитов), k - не должно превышать 5.

3) Определить делительные диаметры колёс передачи. Выбрать масштаб построения и вычертить по правилам инженерной графики два вида зубчатого зацепления. Обозначить звенья и кинематические пары.

4) Произвести расчёт параметров, необходимых для вычерчивания эвольвентного профиля колёс. Проектируются колёса, число зубьев которых указано в исходных данных. Вначале определить коэффициенты смещения колёс x_1 , x_2 . Если у колёса количество зубьев больше 17 принять

$x = 0$. Для второго колеса - определить из неравенства $x_{\min} = \frac{17-z}{z}$. Задав коэффициентами смещения, рассчитать угол зацепления передачи α_w , используя приложение Д; диаметры:

делительный, основной, начальный, вершин и впадин; межосевое расстояние, угловой шаг; толщину зубьев по делительной окружности, высоту зуба, толщину зубьев по окружности вершин, радиус скругления ножки и вершины зуба.

Проверить условие отсутствия заострения зуба. Для устранения заострения можно уменьшить радиус окружности вершин или изменить величины коэффициентов смещения.

5) Построить на листе картину эвольвентного зацепления. На каждом колесе построить по три зуба. Масштаб построения выбрать из условия, что высота зуба должна быть не менее 50 мм. Построение начинают с линии центров, на которой откладывают межосевое расстояние O_1O_2 . Из центров провести окружности - основные Γ_b , начальные Γ_w , вершин Γ_a и впадин Γ_v . Окружности Γ_{w1} и Γ_{w2} должны касаться, и точка их касания будет полюсом зацепления P . Через полюс провести касательную к основным окружностям, точки касания N_1N_2 дадут теоретическую линию зацепления. Через полюс зацепления провести прямую, перпендикулярную к межосевому расстоянию $T-T$. Угол между прямыми N_1N_2 и $T-T$ должен быть равен α_w .

6) Для построения эвольвенты зуба колеса разделить отрезок PN на равные части (например - 4). Нанести точки 1, 2, 3. Из точки N радиусом, равным PN , сделать засечку циркулем на основной окружности. Тогда длина дуги $P'N$ будет равна длине отрезка PN . Дугу $P'N$ разделить на 4 равные части и из точек 1', 2', 3' провести касательные к основной окружности. На касательных отложить соответствующие отрезки линии PN : из точки 3 откладываем отрезок $3P$; из точки 2 - отрезок $2P$; из точки 1 - отрезок $1P$. Соединить полученные точки на касательных P ; 1', 2', 3' и P , получаем эвольвенту $P'P$.

Чтобы построить участок эвольвенты за полюсом P , продлить касательную PN за точку N и отложить там точки 4 и 5 на расстояниях, равных расстояниям $N-1$ и $N-2$ соответственно. На основной окружности за точкой N отложить дуги $N4'$ и $N5'$, равные дугам $N1'$ и $N2'$; в точках 4' и 5' построить касательные. Из точки 4 по касательной отложить отрезок $P4'$, а из точки 5 отрезок $P5'$. Точки 4' и 5', полученные на касательных, позволяют построить эвольвенту за полюсом P .

Эвольвента второго колеса строится аналогично.

7) От построенных эвольвент отложить по делительной окружности толщину зубьев и построить боковые профили остальных зубьев по шаблону. Ножку зуба, ниже основной окружности, построить по прямой, соединяющей точку на окружности Γ_b с центром колеса. Закругление ножки у окружности Γ_v строить в масштабе по расчётному значению.

8) Точки пересечения окружностей вершин с теоретической линией зацепления дадут точки a и b , ab - активная линия зацепления. Рабочие участки профилей зубьев определить следующим построением: радиусами O_1a и O_2b проводят дуги до пересечения с профилями зубьев. Участки профилей, расположенные между полученной точкой и окружностью вершин, являются рабочими. Выделить их штриховкой.

9) Рассчитать коэффициент перекрытия зубчатой передачи ξ_a , который должен находиться в интервале (1,05...1,9) для внешнего зацепления. На листе поместить таблицу исходных параметров эвольвентного зацепления.

5 раздел курсового проекта.

В пятом разделе курсового проекта производится определение параметров кулачкового механизма и построение профиля кулачка. Полученный механизм должен быть наименьших размеров и обеспечивать заданный закон движения толкателя. Для выполнения раздела в исходных данных указаны: фазовые рабочие углы кулачка φ_1 , φ_d , φ_2 ; максимальное перемещение толкателя h либо ψ ; допустимый угол давления $\vartheta_{доп}$; длина коромысла. Часть данных может отсутствовать и определяется теорией.

Задача синтеза решается только графическим методом. Необходимые расчёты и пояснения приводятся в пояснительной записке.

1) В произвольном масштабе по оси S' (либо ψ''), построить график аналога ускорения $S''(\varphi)$ или $\psi''(\varphi)$. При построении синусоиды и косинусоиды рекомендуется применять известные методы построения. По оси φ - угол поворота кулачка, выбрать масштаб $\mu_\varphi \left(\frac{рад}{мм} \right)$. Методом графического интегрирования (см. 2 раздел пункт 5) построить график аналога скорости толкателя $S'(\varphi)$ или $\psi'(\varphi)$. Для этого кривые на участках φ_1 и φ_2 разбить на 5-8 равных частей. Повторно проинтегрировав полученный график, построить график движения толкателя $S(\varphi)$ (коромысла $\psi(\varphi)$). Рассчитать масштабные коэффициенты $\mu_s \left(\frac{мм}{мм} \right)$ по оси S (либо $\mu_\psi \left(\frac{спрад}{мм} \right) \left(\frac{рад}{мм} \right)$). Затем, зная расстояния до полюсов интегрирования, последовательно определить масштабы для S' , S'' - $\mu_{s'} \left(\frac{1}{мм} \right)$ и $\mu_{s''} \left(\frac{1}{мм} \right)$. **Обратить внимание** на то, что произвольное построение графиков аналога ускорения приводит к тому, что кривые, полученные для фаз удаления и возврата толкателя, имеют разные масштабные коэффициенты.

2) Определить минимальный радиус кулачка, а также величину смещения (e) для механизмов с поступательно движущимся толкателем или межосевое расстояние для механизмов с коромыслом. Для этого построить график $S(S')$ или $\psi(\psi')$. Если проектируется профиль кулачка с тарельчатым толкателем, то используется график $S(S'')$. Масштабные коэффициенты по двум осям должны быть приведены к одной величине $\mu_{s'} = \mu_s$ и т.д. Нужный график получить исключением координаты φ из ранее построенных графиков. К полученной кривой провести касательные по заданному углу давления $\vartheta_{доп}$. Пересечение кривых даст область возможного положения центра кулачка. Выбрав центр, по чертежу определяются остальные параметры. Описать в пояснительной записке определение вышеуказанных параметров.

3) Построить центровой (теоретический) профиль кулачка. Центровой профиль кулачка строится методом обращения движения. Исходными данными являются фазовые углы, найденные ранее параметры и график перемещения толкателя. Фазовые углы разбиваются на количество частей, соответствующее количеству частей на графике $S'(\varphi)$ либо $\psi'(\varphi)$.

4) Построить действительный профиль кулачка. Определить радиус ролика, для плоского толкателя – радиус тарелки. Радиус ролика выбирается по двум условиям: отсутствие заострения кулачка и конструктивных соображений. Действительный профиль кулачка строится как огибающая положения ролика кривая (эквидистантная теоретическому профилю). Поэтому провести ряд окружностей, радиусом ролика, учитывая масштаб построения, с центром на теоретической кривой.

Действительный профиль кулачка с плоским толкателем находится как огибаемая положений толкателя. Описать построение профилей кулачка в пояснительной записке. На свободном пространстве чертежа нарисовать заданную схему кулачкового механизма.

6 ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

1 СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

1.1 Структурный анализ рычажного механизма

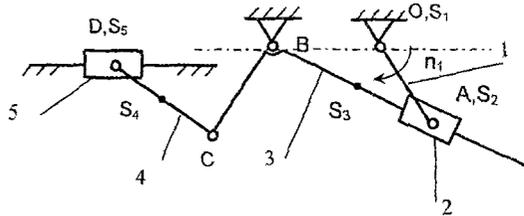


Рисунок 1.1 — Структурная схема механизма

Обозначаем звенья механизма:

- | | |
|--------------------|-------------|
| 1 — кривошип; | 4 — шатун; |
| 2 — камень кулисы; | 5 — ползун. |
| 3 — кулиса; | |

Кинематические пары механизма:

$O(0,1)$; $A(1,2)$; $B(3,0)$; $C(3,4)$; $D(4,5)$ — вращательные пары 5 класса;
 $A'(2,3)$; $D'(5,0)$ — поступательные пары 5 класса.

Число степеней свободы механизма:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot P_5 - P_4, \quad (1.1)$$

где n - число подвижных звеньев механизма;

P_5 - число пар 5-го класса;

P_4 - число пар 4-го класса.

Число всех звеньев механизма: $m = 6$.

Число подвижных звеньев механизма: $n = 5$.

Число кинематических пар 5-го класса: $P_5 = 7$.

$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1$$

Разложим механизм на группы Ассур

Рассмотрим группу 4 – 5.

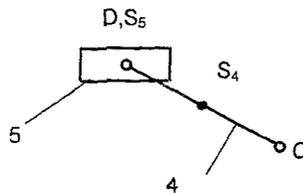


Рисунок 1.2 — Группа 4-5

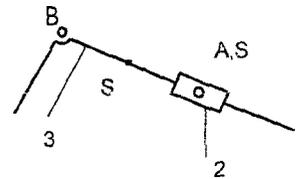


Рисунок 1.3 — Группа 2-3

$$W_{гр} = 3 \cdot n - 2 \cdot P_5, \quad (1.2)$$

где $W_{гр}$ — степень свободы группы

$n = 2$, $P_5 = 3$ (D - действительная пара, D', C - мнимые пары), тогда

$$W_{гр} = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$$

Формула группы:
$$\frac{4 - 5}{\text{Пкп.2в.}}$$

Рассмотрим группу 2 – 3.

$n = 2$, $P_5 = 3$ (A' - действительная пара, A, B - мнимые пары), тогда по формуле (1.2)

$$W_{гр} = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$$

Формула группы: $\frac{2-3}{\text{II кл. 3 в.}}$
 Рассмотрим начальный механизм

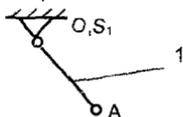


Рисунок 1.4 – Начальный механизм

$n = 1; P_5 = 1$ (O – действительная пара), тогда по формуле (1.2)
 $W = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1.$

Формула группы: $\frac{0-1}{\text{HM}}$
 Структурная формула механизма:

$$\frac{0-1}{\text{HM}} \rightarrow \frac{2-3}{\text{II кл. 3 в.}} \rightarrow \frac{4-5}{\text{II кл. 2 в.}}$$

Механизм II класса 3 вида.

2 ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

2.1 План положений механизма

Планы положений механизма строим методом засечек, для определения длин звеньев в миллиметрах, задаём масштабный коэффициент.

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{OA}, \quad (2.1)$$

где l_{OA} — длина звена OA, м;

OA — длина звена OA на плане положений, мм.

$$\mu_l = \frac{0,07}{52,5} = 0,0013 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$

Длины звеньев на чертеже:

$$BC = \frac{l_{BC}}{\mu_l} = \frac{0,16}{0,0013} = 120 \text{ мм};$$

$$CS_4 = \frac{l_{CS_4}}{\mu_l} = \frac{0,017}{0,0013} = 127,5 \text{ мм};$$

$$CD = \frac{l_{CD}}{\mu_l} = \frac{0,34}{0,0013} = 255 \text{ мм};$$

$$BS_3 = \frac{l_{BS_3}}{\mu_l} = \frac{0,0975}{0,0013} = 75 \text{ мм};$$

где CS_4, BC, CD — длина звеньев на плане положений механизма, мм;

l_{BC}, l_{CS_4}, l_{CD} — длина соответствующих звеньев механизма, м.

Определяем крайние положения звена 5, для этого звенья 1 и 3 выстраиваем под прямым углом друг к другу. Крайние положения: первое и четвёртое.

2.2 Построение индикаторной диаграммы компрессора

Определим масштабный коэффициент индикаторной диаграммы компрессора:

$$\mu_p = \frac{P_{\max}}{P_{\max}} = \frac{0,7}{70} = 0,01 \frac{\text{МПа}}{\text{мм}^2}$$

где μ_p — масштабный коэффициент по оси давления;

$P_{\max} = 0,7 \text{ МПа}$ — максимальное давление в компрессоре;

P_{\max} — максимальное давления P_{\max} на индикаторной диаграмме компрессора, мм.

Определим силы, действующие на поршень во всех положениях.

$$P_{\text{гс}} = P_i \cdot S_{\text{поршня}} \quad (2.2)$$

Диаметр поршня $d_p = 0,012 \text{ м}$. Найдем площадь поршня:

$$S_{\text{поршня}} = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,012^2}{4} = 0,000113 \text{ м}^2$$

Максимальная сила, действующая на поршень

$$P_{\text{гс. max}} = 0,7 \cdot 10^6 \cdot 0,000113 = 79,1 \text{ Н}$$

Значения силы $P_{\text{гс}}$ занесем в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 - Сила полезного сопротивления

в Ньютонах

Положение	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$P_{\text{гс}}$	-15,82	-0,62	79,1	79,1	40,61	11,88	-12,51	-15,82	-15,82	-15,82	-15,82	-15,82

2.3 Построение планов скоростей

Определяем угловую скорость кривошипа

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (2.3)$$

где ω — угловая скорость кривошипа, с^{-1} ;
 n — частота вращения кривошипа, мин^{-1} .

$$\omega_2 = \frac{3,14 \cdot 100}{30} = 10,46 \text{ с}^{-1}$$

Определяем скорость точки А механизма:

Точка А принадлежит одновременно трем звеньям. Найдем $V_{A_1}, V_{A_2}, V_{A_3}$.

$$V_{A_1} = \omega_1 \cdot l_{AO} \quad (2.4)$$

где V_{A_1} — скорость точки A_1 , м/с ;
 l_{AO} — длина звена AO , м .

$$V_{A_1} = 10,46 \cdot 0,07 = 0,732 \text{ м/с}$$

Определяем масштабный коэффициент скорости

$$\mu_v = \frac{V_A}{pa} \quad (2.5)$$

где μ_v — масштабный коэффициент плана скоростей, $\frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$;
 pa — длина вектора скорости точки А, мм .

$$\mu_v = \frac{0,732}{100} = 0,0073 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$$

Строим повернутый план скоростей. Поэтому из выбранного полюса откладываем вектор pa параллельно звену OA .

Скорость точки A_2 будет равна скорости точки A_1 и $pa_1 = pa_2$.

Определим скорость точки A_3 .

Точка A_3 принадлежит 2 и 3 звеньям.

$$\begin{cases} \vec{V}_{A_3} = \vec{V}_{A_2} + \vec{V}_{A_3A_2} & \vec{V}_{A_3A_2} \parallel AB \\ \vec{V}_{A_3} = \vec{V}_B + \vec{V}_{A_3B} & \vec{V}_{A_3B} \perp AB \end{cases}$$

Скорость точки В равна нулю. Скорость точки А₂ известна. Направления неизвестных скоростей указываем без учёта того, что строим план скоростей повернутый.

Найдем скорость точки С.

$$\frac{l_{BA}}{l_{BC}} = \frac{ba_3}{bc}$$

где ba_3 — отрезок с плана скоростей, мм.

Расстояние АВ изменяется при работе механизма, поэтому представим значения длин в таблице 2.2.

Таблица 2.2 - Расстояние АВ на плане скоростей и реальном механизме

Положение механизма	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
AB, мм	54	28	53	52	79	102	118	127	127	118	103	80
l_{AB} , м	0,05	0,03	0,04	0,05	0,08	0,10	0,12	0,13	0,13	0,12	0,10	0,08

Для 7 положения механизма:

$$bc = \frac{l_{BC} \cdot ba_3}{l_{AB}} = \frac{0,16 \cdot 89}{0,12} = 118 \text{ мм.}$$

Определим скорость точки D. Точка D принадлежит 4 и 5 звеньям.

$$\begin{cases} \vec{V}_D = \vec{V}_C + \vec{V}_{DC} & (\vec{V}_{DC} \perp DC) \\ \vec{V}_D = \vec{V}_{X-X} + \vec{V}_{DX-X} & (\vec{V}_{DX-X} \parallel X-X) \end{cases}$$

Находим скорость точки D как пересечение прямых параллельных DC и X-X. Положений точек S₃ и S₄ на плане скоростей находим из пропорций:

$$\frac{l_{BA}}{l_{BS_3}} = \frac{ba_3}{bs_3}$$

Для 7-го положения механизма:

$$bs_3 = \frac{l_{BS_3} \cdot ba_3}{l_{AB}} = \frac{0,0975 \cdot 89}{0,12} = 57 \text{ мм.}$$

$$\frac{l_{DS_4}}{l_{DC}} = \frac{ds_4}{dc}, \quad ds_4 = \frac{l_{DS_4} \cdot dc}{l_{DC}} = \frac{0,17 \cdot 53}{0,34} = 26,6 \text{ мм.}$$

где l_{BS_3} - расстояние от точки В до центра масс звена м;
 dc, a_3b - длины векторов, снимаемые с плана скоростей, мм;
 l_{AB} - расстояние между точками А и В, м.

2.4 Определение значений скоростей точек и звеньев

$$V = \overline{pv} \cdot \mu_v, \quad (2.6)$$

где \overline{V} — линейная скорость точки или звена, м/с;
 \overline{pv} — вектор скорости точки или звена.

Для 7-го положения механизма:

$$\begin{aligned} V_{A1} &= \rho_{A1} \cdot \mu_v = 100 \cdot 0,0073 = 0,73 \text{ м/с;} \\ V_{A2} &= \rho_{A2} \cdot \mu_v = 100 \cdot 0,0073 = 0,73 \text{ м/с;} \\ V_{A3} &= \rho_{A3} \cdot \mu_v = 89 \cdot 0,0073 = 0,65 \text{ м/с;} \\ V_C &= V_{BC} = \rho_C \cdot \mu_v = 97 \cdot 0,0073 = 0,71 \text{ м/с;} \\ V_D &= \rho_D \cdot \mu_v = 62 \cdot 0,0073 = 0,45 \text{ м/с;} \end{aligned}$$

$$V_{S3} = p_{S3} \cdot \mu_V = 60 \cdot 0,0073 = 0,44 \text{ м/с};$$

$$V_{S4} = p_{S4} \cdot \mu_V = 77 \cdot 0,0073 = 0,56 \text{ м/с};$$

$$V_{CD} = c_d \cdot \mu_V = 56 \cdot 0,0073 = 0,41 \text{ м/с}.$$

Угловые скорости звеньев определяются по формуле:

$$\omega = \frac{V}{l}, \quad (2.7)$$

где l – длина звена механизма, м.

$\omega_1 = 10,46 \text{ с}^{-1}$, постоянная для всех положений механизма.

$$\omega_3 = \frac{V_{BC}}{l_{BC}} = \frac{0,71}{0,16} = 4,44 \text{ с}^{-1}$$

$$\omega_4 = \frac{V_{CD}}{l_{CD}} = \frac{0,41}{0,34} = 1,21 \text{ с}^{-1}$$

Построение остальных 11 планов и определение скоростей аналогично.

Для 2 и 3 положения планы скоростей уменьшим, т.к. скорости звеньев очень большие.

Масштабный коэффициент для планов 2 и 3 $\mu_V = 0,0292 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$.

Длины векторов, снятые с планов скоростей, сведём в таблицу 2.3

Таблица 2.3 - Векторы скоростей

в миллиметрах

Положение механизма	pa1- pa2	pa3	pc	pd	ps3	ps4	dc
1	100	0	0	0	0	0	0
2	25	18	79	74	46	62	21
3	25	18	78	40	50	55	56
4	100	0	0	0	0	0	0
5	100	41	27	11	39	17	22
6	100	70	83	44	52	59	60
7	100	89	97	62	60	77	56
8	100	99	94	74	59	89	37
9	100	99	93	86	57	82	16
10	100	90	78	80	57	79	5
11	100	71	83	89	52	85	22
12	100	42	62	67	40	64	28

Расчет скоростей точек для 12 положений механизма сводим в таблицу 2.4.

Таблица 2.4 - Скорости точек и звеньев

в м/с

Положение механизма	V _{A1} =V _{A2}	V _{A3}	V _C	V _D	V _{S3}	V _{S4}	V _{CD}
1	0,73	0	0	0	0	0	0
2	0,73	0,53	2,31	2,16	1,34	1,81	0,61
3	0,73	0,53	2,28	1,17	1,46	1,61	1,64
4	0,73	0	0	0	0	0	0
5	0,73	0,30	0,20	0,08	0,28	0,12	0,16
6	0,73	0,51	0,61	0,32	0,38	0,43	0,44
7	0,73	0,65	0,71	0,45	0,44	0,56	0,41
8	0,73	0,72	0,69	0,54	0,43	0,65	0,27
9	0,73	0,72	0,68	0,63	0,42	0,60	0,12
10	0,73	0,66	0,57	0,58	0,42	0,58	0,04
11	0,73	0,52	0,61	0,65	0,38	0,62	0,16
12	0,73	0,31	0,45	0,49	0,29	0,47	0,20

Расчет угловых скоростей звеньев механизма сводим в таблицу 2.5.

Таблица 2.5— Угловые скорости звеньев механизма

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\omega_1, \text{с}^{-1}$							10,46					
$\omega_3, \text{с}^{-1}$	0	14,42	14,24	0,00	1,23	3,79	4,44	4,29	4,24	3,56	3,79	2,83
$\omega_4, \text{с}^{-1}$	0	1,80	4,81	0,00	0,47	1,29	1,21	0,79	0,34	0,11	0,47	0,60

2.5 Определение силы тяжести

$$G = m \cdot g, \quad (2.8)$$

где G — сила тяжести звена, Н;

m — масса звена, кг;

g — ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$ ($g \approx 10 \text{ м}/\text{с}^2$).

$$G_2 = 8 \cdot 10 = 80 \text{ Н}; \quad G_3 = 9,94 \cdot 10 = 99,4 \text{ Н};$$

$$G_4 = 9,52 \cdot 10 = 95,2 \text{ Н}; \quad G_5 = 8 \cdot 10 = 80 \text{ Н}.$$

2.6 Определение приведенной силы P_{np}

Приведенную силу будем определять по методу Жуковского.

Составим уравнения моментов всех сил относительно полюса p для каждого положения.

$h_{G_2}, h_{G_3}, h_{G_4}, pa, pd$ — плечи сил (снимаются с плана скоростей), в миллиметрах.

Для положения 1:

$$P_{np} \cdot pa_1 - G_2 \cdot h_{G_2} = 0; \quad P_{np} = \frac{G_2 \cdot h_{G_2}}{pa_1} = \frac{80 \cdot 71}{100} = 56,8 \text{ Н};$$

Для положения 2:

$$P_{np} \cdot pa_1 - G_2 \cdot h_{G_2} - G_3 \cdot h_{G_3} + G_4 \cdot h_{G_4} - P_{nc} \cdot pd = 0;$$

$$P_{np} = \frac{G_2 \cdot h_{G_2} + G_3 \cdot h_{G_3} - G_4 \cdot h_{G_4} + P_{nc} \cdot pd}{pa_1} = \frac{80 \cdot 24 + 99,4 \cdot 40 - 95,2 \cdot 10 + (-0,62 \cdot 79)}{25} = 198,45 \text{ Н};$$

Для положения 3:

$$P_{np} \cdot pa_1 - G_2 \cdot h_{G_2} - G_3 \cdot h_{G_3} - G_4 \cdot h_{G_4} - P_{nc} \cdot pd = 0;$$

$$P_{np} = \frac{G_2 \cdot h_{G_2} + G_3 \cdot h_{G_3} + G_4 \cdot h_{G_4} + P_{nc} \cdot pd}{pa_1} = \frac{80 \cdot 24 + 99,4 \cdot 44 + 95,2 \cdot 22 + 79,1 \cdot 51}{25} = 497,06 \text{ Н};$$

Для положения 4:

$$P_{np} \cdot pa_1 - G_2 \cdot h_{G_2} = 0; \quad P_{np} = \frac{G_2 \cdot h_{G_2}}{pa_1} = \frac{80 \cdot 71}{100} = 56,8 \text{ Н};$$

Для положения 5:

$$P_{np} \cdot pa_1 - G_2 \cdot h_{G_2} + G_3 \cdot h_{G_3} + G_4 \cdot h_{G_4} - P_{nc} \cdot pd = 0;$$

$$P_{np} = \frac{G_2 \cdot h_{G_2} - G_3 \cdot h_{G_3} - G_4 \cdot h_{G_4} + P_{nc} \cdot pd}{pa_1} = \frac{80 \cdot 27 - 99,4 \cdot 30 - 95,2 \cdot 11 + 40,61 \cdot 11}{100} = -13,96 \text{ Н};$$

Для положения 6:

$$P_{np} \cdot pa_1 + G_2 \cdot h_{G_2} + G_3 \cdot h_{G_3} + G_4 \cdot h_{G_4} - P_{nc} \cdot pd = 0;$$

Для последующих положений в методических указаниях P_{np} не рассчитывается!

Для положения 7:

$$P_{np} \cdot pa_1 + G_2 \cdot h_{G_2} + G_3 \cdot h_{G_3} + G_4 \cdot h_{G_4} - P_{nc} \cdot pd = 0;$$

Для положения 8:

$$P_{np} \cdot pa_1 + G_2 \cdot h_{G_2} + G_3 \cdot h_{G_3} + G_4 \cdot h_{G_4} - P_{nc} \cdot pd = 0;$$

Для положения 9:

$$P_{np} \cdot pa_1 + G_2 \cdot h_{G_2} + G_3 \cdot h_{G_3} + G_4 \cdot h_{G_4} - P_{nc} \cdot pd = 0;$$

Для положения 10:

$$P_{np} \cdot pa_1 + G_2 \cdot h_{G_2} + G_3 \cdot h_{G_3} - G_4 \cdot h_{G_4} - P_{nc} \cdot pd = 0;$$

Для положения 11:

$$P_{np} \cdot pa_1 + G_2 \cdot h_{G_2} + G_3 \cdot h_{G_3} - G_4 \cdot h_{G_4} - P_{nc} \cdot pd = 0;$$

Для положения 12:

$$P_{np} \cdot pa_1 - G_2 \cdot h_{G_2} + G_3 \cdot h_{G_3} - G_4 \cdot h_{G_4} - P_{nc} \cdot pd = 0;$$

2.7 Определение приведенного момента сил сопротивления M_c

Приведенный момент будем определять по формуле:

$$M_c = P_{np} \cdot l_{OA}, \quad (2.9)$$

где M_c – приведенный момент сопротивления, Н·м.

Для расчетного 7 положения

$$M_c = -145,57 \cdot 0,07 = -10,19 \text{ Н·м},$$

остальные результаты расчётов сносим в таблицу 2.6.

Таблица 2.6- Приведенная сила и момент сопротивления

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
P_{np} , Н	56,8	198,45	497,06	56,8	-13,96	-86,93	-145,57	-218,4	-161,17	-121,4	-70,44	-8,63
M_c , Н·м	4	13,86	34,79	4	-0,98	-6,08	-10,19	-15,29	-11,28	-8,5	-4,93	-0,6
M_i , мм	13	44	110	13	-3	-19	-32	-48	-36	-13	-16	-2

Масштабный коэффициент графика $M_c(\varphi)$ по оси φ :

$$\mu_\varphi = \frac{360}{L_{1-1}} = \frac{2 \cdot \pi}{180} = 0,035 \text{ рад/мм},$$

где μ_φ — масштабный коэффициент по оси угла поворота, рад/мм;
 L_{1-1} — отрезок, изображающий один оборот кривошипа, мм (принимаем 180 мм).

Масштабный коэффициент по оси моментов μ_M :

$$\mu_M = \frac{M_c^{\max}}{M} = \frac{34,79}{110} = 0,316 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{мм}},$$

где M_c^{\max} — значение максимального момента сопротивления, Н·м;

M — значение максимального момента сопротивления на графике, мм (принимаем 110 мм).

Строим график моментов. Значение момента на графике:

$$\overline{M}_i = \frac{M_{ci}}{\mu_M}, \text{ мм},$$

полученные величины занесём в таблицу 2.6.

2.8 Построение графиков работ сил сопротивления и изменения кинетической энергии

График работ сил сопротивления строим графическим интегрированием графика $M_{дв}$ (φ).
Масштабный коэффициент:

$$\mu_A = \mu_M \cdot \mu_\varphi \cdot \rho^1, \quad (2.10)$$

где μ_A – масштабный коэффициент по оси работ графика $A(\varphi)$, $\frac{Джс}{мм}$;

ρ^1 – расстояние от полюса до начала координат, мм.

$$\mu_A = 0,316 \cdot 0,035 \cdot 30 = 0,332 \frac{Джс}{мм}.$$

График изменения работы движущих сил A_d получаем соединив конец и начало кривой A_c .
Продифференцировав A_d на график моментов, получаем график моментов движущих сил $M_{дв}$.
Движущий момент $M_{дв}$:

$$M_{дв} = (1-m) \mu_M = -2 \cdot 0,316 = -0,77Н \cdot м,$$

где $(1-m)$ – величина отрезка, снимаемая с графика, мм.

График изменения кинетической энергии строим в масштабе μ_T

$$\mu_A = \mu_T = 0,332 \frac{Джс}{мм}.$$

Изменение кинетической энергии (ΔT) определяется по формуле (2.11) для каждого из 12 положений. Откладываем для соответствующего положения.

$$\Delta T = A_b - A_c. \quad (2.11)$$

2.9 Определение приведенного момента инерции

Приведенный момент инерции:

$$I_{np} = \sum_{i=1}^n \left[m_i \cdot \left(\frac{V_{si}}{\omega_1} \right)^2 + I_{si} \cdot \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2 \right], \quad (2.12)$$

где m_i – масса i -го звена рычажного механизма, кг;

V_{si} – скорость центра масс i -го звена, м/с;

ω_i – угловая скорость i -го звена, 1/с;

I_{si} – приведенный момент инерции i -го звена по отношению к центру масс, кг \cdot м².

$m_i \cdot \left(\frac{V_{si}}{\omega_1} \right)^2 + I_{si} \cdot \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2$ – для звена, совершающего сложное движение;

$I_{si} \cdot \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2$ – для звена, совершающего вращательное или колебательное движение;

$m_i \cdot \left(\frac{V_{si}}{\omega_1} \right)^2$ – для звена, совершающего поступательное движение.

Приведенный момент инерции для нашего механизма определяем по формуле:

$$I_{np} = I_{s1} + m_2 \cdot \left(\frac{V_{S2}}{\omega_1} \right)^2 + I_{S3} \cdot \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 + m_3 \cdot \left(\frac{V_{S3}}{\omega_1} \right)^2 + m_4 \cdot \left(\frac{V_{S4}}{\omega_1} \right)^2 + I_{S4} \cdot \left(\frac{\omega_4}{\omega_1} \right)^2 + m_5 \cdot \left(\frac{V_{S5}}{\omega_1} \right)^2,$$

где I_{np} – приведенный момент инерции, кг \cdot м²;

I_{S1}, I_{S3}, I_{S4} – моменты инерции 1-го, 3-го и 4-го звена относительно центра тяжести, кг \cdot м².

Приведённые моменты инерции для звеньев определим по формуле (2.13).

$$I_{Si} = \frac{m_i \cdot l_i^2}{10} \quad (2.13)$$

Определяем $I_{S_1}, I_{S_2}, I_{S_4}$:

$$I_{S_1} = 0$$

$$I_{S_3} = \frac{m_3 \cdot l_3^2}{10} = \frac{9,94 \cdot 0,35^2}{10} = 0,121 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$I_{S_4} = \frac{m_4 \cdot l_4^2}{10} = \frac{9,52 \cdot 0,34^2}{10} = 0,11 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Расчет движущего момента инерции для 12 положений сводим в таблицу 2.7.

Таблица 2.7 - Момент инерции для 12 положений, в кг · м²

Положения	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$m_2 \cdot \left(\frac{V_{S_2}}{\omega_1}\right)^2$	0,0390	0,0390	0,0390	0,0390	0,0390	0,0390	0,0390	0,0390	0,0390	0,0390	0,0390	0,0390
$I_{S_3} \cdot \left(\frac{\omega_3}{\omega_1}\right)^2$	0	0,2289	0,2241	0,0000	0,0017	0,0159	0,0217	0,0203	0,0199	0,0140	0,0159	0,0088
$m_5 \cdot \left(\frac{V_{S_5}}{\omega_1}\right)^2$	0	0,1639	0,1937	0,0000	0,0074	0,0131	0,0174	0,0169	0,0157	0,0157	0,0131	0,0077
$m_4 \cdot \left(\frac{V_{S_4}}{\omega_1}\right)^2$	0	0,2852	0,2244	0,0000	0,0013	0,0161	0,0275	0,0367	0,0312	0,0289	0,0335	0,0190
$I_{S_1} \cdot \left(\frac{\omega_4}{\omega_1}\right)^2$	0	0,0033	0,0233	0,0000	0,0002	0,0017	0,0015	0,0006	0,0001	0,0000	0,0002	0,0004
$m_5 \cdot \left(\frac{V_{S_5}}{\omega_1}\right)^2$	0	0,3414	0,0997	0,0000	0,0005	0,0075	0,0150	0,0213	0,0288	0,0249	0,0309	0,0175
I_{пр}	0,0390	1,0626	0,8041	0,0390	0,0500	0,0933	0,1220	0,1349	0,1347	0,1226	0,1325	0,0924

Масштабный коэффициент по оси φ не изменяем.

Масштабный коэффициент по оси моментов:

$$\mu_i = \frac{I_{пр}^{\max}}{\bar{I}} = \frac{1,063}{90} = 0,0118 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{мм}}$$

где μ_i - масштабный коэффициент по оси приведенных моментов инерции;

$I_{пр}^{\max}$ - значение максимального приведенного момента инерции, кг · м²;

\bar{I} - значение максимального момента сопротивления на графике, мм.

Строим график приведенных моментов инерции. Значение приведенного момента инерции на графике.

Таблица 2.8 - Приведенный момент инерции и его значения на графике

Положения	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$I_{пр}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,0390	1,0626	0,8041	0,0390	0,0500	0,0933	0,1220	0,1349	0,1347	0,1226	0,1325	0,0924
$\bar{I}_{пр}, \text{мм}$	3,3	90,1	68,1	3,3	4,2	7,9	10,3	11,4	11,4	10,4	11,2	7,8

2.10 Определение параметров маховика

Строим диаграмму энергия-масса (петля Виттенбауэра) на основе графика приведенного момента инерции и графика изменения кинетической энергии, графически исключая ось Φ .

К полученной кривой энергия-масса под углами Ψ_{\min} и Ψ_{\max} проводим касательные.

$$\operatorname{tg} \Psi_{\max(\min)} = \frac{\mu_I}{2\mu_T} \cdot \omega_1^2 \cdot (1 \pm \delta) \quad (2.14)$$

где Ψ_{\max}, Ψ_{\min} – углы наклона касательных, проведенных к петле Виттенбауэра, град;

δ – коэффициент неравномерности вращения кривошипа.

$$\operatorname{tg} \Psi_{\max} = \frac{\mu_I}{2\mu_T} \cdot \omega_1^2 (1 + \delta) = \frac{0,0118}{2 \cdot 0,332} \cdot 10,46^2 \left(1 + \frac{1}{35}\right) = 2,00,$$

$$\operatorname{tg} \Psi_{\min} = \frac{\mu_I}{2\mu_T} \cdot \omega_1^2 (1 - \delta) = \frac{0,0118}{2 \cdot 0,332} \cdot 10,46^2 \left(1 - \frac{1}{35}\right) = 1,89.$$

Получаем значения углов $\Psi_{\max} = 63,4^\circ$; $\Psi_{\min} = 62,1^\circ$.

Определим отрезок ab , который отсекают касательные по оси ΔT . Так как этот отрезок полностью не попадает в область графика, находим его длину через отрезок cd , отсекаемый касательными на оси $I_{пр}$

$$ab = cd \cdot \operatorname{tg} \Psi_{\min} - oc \cdot \operatorname{tg} \Psi_{\max} = 100 \cdot 4,26 - (-2) \cdot 4,51 = 435 \text{ мм}$$

Приведенный момент инерции маховика:

$$I_M = \frac{ab \cdot \mu_T}{\omega_1^2 \cdot \delta} \quad (2.15)$$

где I_M – приведенный момент инерции маховика, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

$$I_M = \frac{435 \cdot 0,332}{10,46^2 \cdot \frac{1}{35}} = 46,2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Определяем диаметр маховика.

$$D_M = \sqrt[5]{\frac{10,2 \cdot I_M}{k_b \cdot \rho}} \quad (2.16)$$

где D_M – диаметр маховика, м;

ρ – плотность материала маховика (сталь, $\rho = 7800 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$);

k_b – коэффициент соотношения диаметра и ширины маховика.

$$D_M = \sqrt[5]{\frac{10,2 \cdot 46,2}{0,15 \cdot 7800}} = 0,63 \text{ м}$$

Определяем ширину маховика b .

$$b = k_b \cdot D_M = 0,15 \cdot 0,63 = 0,095 \text{ м}$$

Определяем массу маховика m_M .

$$m_M = \frac{\rho \cdot \pi \cdot D_M^2 \cdot b}{4} \quad (2.17)$$

где m_M – масса маховика, кг.

$$m_M = \frac{7800 \cdot 3,14 \cdot 0,63^2 \cdot 0,095}{4} = 231,35 \text{ кг}$$

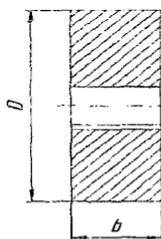


Рисунок 2.1 – Эскиз маховика

3 СИЛОВОЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

3.1 Построение плана ускорений

Ускорения точек О и В равны нулю ($a_O = a_B = 0$).

Ускорение точки А складывается на нормальную и тангенциальную составляющие:

$$\vec{a}_{A1} = \vec{a}_{A1}^n + \vec{a}_{A1}^r \quad (3.1)$$

где \vec{a}_{A1} — полное ускорение точки А₁, м/с²;

\vec{a}_{A1}^n — нормальное ускорение точки А₁, м/с²;

\vec{a}_{A1}^r — тангенциальное ускорение точки А₁, м/с².

Тангенциальное ускорение точки А₁ $\vec{a}_{A1}^r = 0$, так как угловое ускорение кривошипа ОА $\varepsilon_1 = 0$.

$$\vec{a}_{A1}^r = \varepsilon_1 \cdot l_{OA}, \quad (3.2)$$

$a_{A1}^r = 0$, $a_{A1}^n = a_{A1}$. Нормальное ускорение точки А:

$$\vec{a}_{A1}^n = \omega_1^2 \cdot l_{OA}, \quad (3.3)$$

$$\vec{a}_{A1}^n = 10,46^2 \cdot 0,07 = 7,66 \frac{M}{c^2}$$

Масштабный коэффициент плана ускорений

$$\mu_a = \frac{a_{A1}^n}{\pi a_1} = \frac{7,66}{10} = 0,766 \frac{M/c^2}{MM},$$

где μ_a — масштабный коэффициент плана ускорений,

πa_1 — длина вектора ускорения точки А₁, мм.

$$a_{A1} = a_{A2}.$$

Составляем систему уравнений для определения ускорения точки А₃:

$$\begin{cases} \vec{a}_{A3} = \vec{a}_{A1} + \vec{a}_{A3A1}^k + \vec{a}_{A3A1}^r & (\vec{a}_{A3A1}^r \parallel AB) \\ \vec{a}_{A3} = \vec{a}_B + \vec{a}_{A3B}^n + \vec{a}_{A3B}^r & (\vec{a}_{A3B}^r \perp AB) \end{cases}$$

где \vec{a}_{A3} — ускорение точки А₃, м/с²;

\vec{a}_{A3B}^n — нормальное ускорение точки А₃, относительно точки В, м/с²;

\vec{a}_{A3B}^r — тангенциальное ускорение точки А₃, относительно точки В, м/с²;

\vec{a}_{A3A1}^r — ускорение точки А₃ при движении по звену ВА, м/с²;

\vec{a}_{A3A1}^k — Кориолисова ускорения точки А₃ при движении по звену ВА, м/с²;

\vec{a}_B — ускорение точки В, м/с².

Для определения Кориолисова ускорения воспользуемся формулой:

$$a_{A3A1}^k = 2\omega_3 \cdot V_{A3A1}, \quad (3.4)$$

где V_{A3A1} — относительная скорость точки А₃, вокруг точки А₁ м/с²;

ω_3 — угловая скорость звена 3, с⁻¹.

$$V_{A3A1} = a_1 a_3 \cdot \mu_V = 11 \cdot 0,08 = 0,88 \text{ м/с},$$

где $a_1 a_3$ — длина вектора с плана скоростей.

$$a_{A3A1}^k = 2 \cdot 23,44 \cdot 0,88 = 38,34 \frac{M}{c^2}$$

Определим длину вектора \vec{a}_{A3A1}^k на чертеже $k_{A3A1} = \frac{a_{A3A1}^k}{\mu_a} = \frac{38,44}{0,766} = 50,2 \text{ мм}$,

Направление \vec{a}_{A3A1}^k определяем повернув вектор a_{1a3} , с плана скоростей, на 90° в направлении ω_3 .

По (3.3) находим

$$\vec{a}_{A3B}^n = \omega_3^2 \cdot l_{AB} = 23,44^2 \cdot 0,036 = 19,78 \frac{\text{М}}{\text{с}^2}.$$

a_{A3B}^n направлено вдоль звена АВ от точки А к точке В. Длина вектора, изображающего нормальное ускорение a_{A3B}^n на чертеже

$$n_{A3B} = \frac{a_{A3B}^n}{\mu_a} = \frac{19,78}{0,766} = 25,82 \text{ мм}.$$

Откладываем полученные вектора \vec{a}_{A3A1}^k и a_{A3B}^n из точек a_1 и π соответственно. Из концов векторов проводим прямые, известные нам по направлению, но неизвестные по величине $\vec{a}_{A3A1}^r, \vec{a}_{A3B}^r$. Пересечение прямых даст искомую точку a_3 . Соединяем её с полюсом и получаем вектор ускорения \vec{a}_{A3} .

Ускорение точки С находим из пропорции:

$$\frac{ab}{cb} = \frac{l_{AB}}{l_{BC}}; \quad cb = \frac{0,16 \cdot 63}{0,036} = 280 \text{ мм},$$

где cb — вектор ускорения точки С относительно точки В, мм;

ab — вектор ускорения точки А, относительно точки В, снимается с плана ускорения, мм.

Ускорение точки D:

$$\begin{cases} \vec{a}_D = \vec{a}_C + \vec{a}_{DC}^n + \vec{a}_{DC}^r & (\vec{a}_{DC}^r \perp DC) \\ \vec{a}_D = \vec{a}_{X-X} + \vec{a}_{DX-X}^k + \vec{a}_{DX-X}^r & (\vec{a}_{DX-X}^r \perp X-X) \end{cases}$$

где \vec{a}_D — ускорение точки D, м/с^2 ;

\vec{a}_{DC}^n — нормальное ускорение точки D относительно точки С, м/с^2 ;

\vec{a}_{DC}^r — тангенциальное ускорение точки D вокруг точки С, м/с^2 ;

\vec{a}_{DX-X}^k — Кориолисово ускорение точки D при движении по направляющей X-X, м/с^2 ;

\vec{a}_{DX-X}^r — относительное ускорение точки D при движении по направляющей X-X, м/с^2 ;

\vec{a}_{X-X} — ускорение направляющей X-X, м/с^2 .

$$a_{DC}^n = \omega_4^2 \cdot l_{DC} = 7,94^2 \cdot 0,34 = 21,4 \frac{\text{М}}{\text{с}^2}.$$

$$n_{DC} = \frac{a_{DC}^n}{\mu_a} = \frac{21,4}{0,766} = 28 \text{ мм}.$$

Т.к. направляющая x-x неподвижна, то $a_{DX-X}^k = 0$ и $a_{X-X} = 0$. Откладываем a_{DC}^n от конца вектора a_C (точка с), из полученной точки проводим прямую параллельную \vec{a}_{DC}^r , а из полюса проводим прямую параллельную \vec{a}_{DX-X}^r . Пересечение прямых даст конец вектора a_D — точку d.

Определяем положение точек S_2, S_3, S_4 и S_5 . Векторы ускорения точек S_2, S_5 совпадают с положением векторов точек А2 и D соответственно. Остальные определяем из пропорции.

$$\frac{bs_3}{ba} = \frac{l_{BS_3}}{l_{BA}} ; \quad bs_3 = \frac{l_{BS_3} \cdot ba}{l_{BA}} = \frac{0,0975 \cdot 63}{0,04} = 170 \text{ мм}$$

где bs_3 — отрезок на плане ускорений, мм.

$$\frac{ds_4}{cd} = \frac{l_{DS_4}}{l_{CD}} ; \quad ds_4 = \frac{l_{DS_4} \cdot cd}{l_{CD}} = \frac{0,17 \cdot 140}{0,34} = 70 \text{ мм}$$

где ds_4 — отрезок на плане ускорений, мм.

3.2 Определение значений ускорений

Величину неизвестных линейных ускорений определяем используя построенный план ускорений.

$$a_i = \mu_a \cdot \bar{a}_i, \quad (3.5)$$

где a_i — ускорение точки или звена, м/с^2 ;

\bar{a}_i — вектор ускорения точки или звена (снимается с плана ускорений), мм.

$$a_C = \mu_a \cdot \pi c = 0,766 \cdot 280 = 214,5 \text{ м/с}^2,$$

$$a_D = a_{S_3} = \mu_a \cdot \pi d = 0,766 \cdot 189 = 144,77 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{A_1} = a_{A_2} = a_{S_2} = \mu_a \cdot \pi a_1 = 0,766 \cdot 10 = 7,67 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{A_3} = \mu_a \cdot \pi a_3 = 0,766 \cdot 63 = 48,3 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{S_4} = \mu_a \cdot \pi s_4 = 0,766 \cdot 228 = 174,5 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{S_3} = \mu_a \cdot \pi s_3 = 0,766 \cdot 170 = 130,22 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{CD}^r = \mu_a \cdot r_{CD} = 0,766 \cdot 136 = 104,18 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{A_3B}^r = \mu_a \cdot r_{A_3B} = 0,766 \cdot 57 = 43,66 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{A_3A_2}^r = \mu_a \cdot r_{A_3A_2} = 0,766 \cdot 33 = 25,28 \text{ м/с}^2.$$

Определим угловые ускорения звеньев.

$$\varepsilon_i = \frac{a_i^r}{l_i}, \quad (3.6)$$

где ε_i — угловое ускорение звена, с^{-2} ;

a_i^r — тангенциальное ускорение звена, м/с^2 ;

l_i — длина звена, м.

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{BA}^r}{l_{BA}} = \frac{43,66}{0,036} = 1212,8 \text{ с}^{-2}, \quad \varepsilon_4 = \frac{a_{CD}^r}{l_{CD}} = \frac{104,18}{0,34} = 306,4 \text{ с}^{-2}.$$

3.3 Определение сил инерции и моментов инерции

Определим силы инерции.

$$P_{Иi} = m_i \cdot a_{Si}, \quad (3.7)$$

где $P_{Иi}$ — приведенная сила инерции, Н;

m_i — масса звена, кг;

a_{Si} — ускорение центра масс звена, м/с^2 .

$$P_{И2} = 8 \cdot 7,67 = 61,36 \text{ Н};$$

$$P_{ИЗ} = 9,94 \cdot 130,22 = 1294,39 \text{ Н};$$

$$P_{И4} = 9,52 \cdot 174,5 = 1662,64 \text{ Н};$$

$$P_{И5} = 8 \cdot 144,77 = 1158,16 \text{ Н}.$$

Рассчитаем моменты инерции.

$$M_{Иi} = I_{Si} \cdot \varepsilon_i, \quad (3.8)$$

где $M_{Иi}$ — приведенный момент инерции, Н·м;

I_{Si} — приведенный момент инерции звена по отношению к центру масс, кг·м².

$$M_{ИЗ} = 0,121 \cdot 1212,8 = 146,75 \text{ Н·м};$$

$$M_{И4} = 0,11 \cdot 306,4 = 33,7 \text{ Н·м};$$

3.4 Силовой расчет методом планов сил

Рассмотрим группу 4 - 5.

Составим векторное уравнение сил: $\sum \bar{P}_{4-5} = 0$.

$$\bar{R}_{43}^n + \bar{R}_{43}^r + \bar{G}_4 + \bar{P}_{И4} + \bar{G}_5 + \bar{P}_{И5} + \bar{P}_{пс} + \bar{R}_{50} = 0, \quad (3.9)$$

Найдем реакцию $R_{43}^n \cdot \sum M_D^4 = 0$;

$$-P_{И4} \cdot h_{PИ4} + G_4 \cdot h_{G4} + R_{43}^r \cdot CD - \frac{M_{И4}}{\mu_1} = 0,$$

где R_{43}^n — касательная составляющая реакции третьего звена на звено 4, Н;

$h_{PИ4}$, h_{G4} , CD — плечи сил, снятые с чертежа, мм.

$$R_{43}^n = \frac{P_{И4} \cdot h_{PИ4} - G_4 \cdot h_{G4} + \frac{M_{И4}}{\mu_1}}{CD} = \frac{1662,64 \cdot 64 - 95,2 \cdot 123 + \frac{33,7}{0,0013}}{255} = 482,9 \text{ Н}$$

R_{43}^n и R_{50} определим графически из плана сил.

Определим масштабный коэффициент плана сил для группы 4-5:

$$\mu_p^{4-5} = \frac{P_{И4}}{P_{И4}} = \frac{1662,64}{100} = 16,526 \frac{\text{Н}}{\text{мм}},$$

где μ_p^{4-5} — масштабный коэффициент плана сил группы 4 - 5, Н/мм;

$\bar{P}_{И4}$ — вектор силы $P_{И4}$ на плане сил, мм.

Значения векторов сил для группы 5-4 поместим в таблицу 3.1

Таблица 3.1 - Значения сил и их векторов на плане

Силы	$P_{И4}$	G_4	$P_{И5}$	G_5	R_{43}^n	$P_{пс}$
P , Н	1662,64	95,2	1158,16	80	482,9	79,1
P , мм	100	6	70	50	29	5

Последовательно, по уравнению (3.9), откладываем вектора сил. Неизвестные реакции определим графически.

$$R_{50} = \bar{R}_{50} \cdot \mu_p^{4-5} = 25 \cdot 16,626 = 415,6 \text{ Н}$$

$$R_{43} = \bar{R}_{43} \cdot \mu_p^{4-5} = 161 \cdot 16,626 = 2680 \text{ Н}$$

Для нахождения R_{45} составим уравнение сил для пятого звена $\sum \bar{P}_5 = 0$.

$$\bar{R}_{H5} + \bar{P}_{nc} + \bar{G}_5 + \bar{R}_{50} + \bar{R}_{54} = 0$$

Масштабный коэффициент плана сил 5 звена.

$$\mu_p^5 = \frac{P_{H5}}{\bar{P}_{H5}} = \frac{1158,16}{100} = 11,58 \frac{H}{мм},$$

где μ_p^5 — масштабный коэффициент построения плана сил звена 5, Н/мм;

\bar{P}_{H5} — вектор силы P_{H5} на плане сил, мм.

Значения векторов сил для звена 5 поместим в таблицу 3.2.

Таблица 3.2 - Значения сил и их вектора на плане сил

Силы	G_5	P_{H5}	R_{50}	P_{nc}
P_i, H	80	1158,16	415,6	79,1
$P_i, мм$	7	100	36	7

Величина неизвестной реакции:

$$R_{54} = \bar{R}_{54} \cdot \mu_p^5 = 106 \cdot 11,58 = 1227,5 H.$$

Определим точку приложения реакции R_{50} . Составим уравнение моментов сил звена 5 относительно точки S_4 . $\sum M_{S4}^5 = 0$;

$$-P_{nc} \cdot h_{nc} + P_{H5} \cdot h_{PH5} - G_5 \cdot h_{G5} - R_{50} \cdot h = 0,$$

где h — плечо силы R_{50} относительно точки S_4 .

$$h = \frac{-P_{nc} \cdot h_{nc} + P_{H5} \cdot h_{PH5} - G_5 \cdot h_{G5}}{R_{50}} = \frac{-79,1 \cdot 35 + 1158,16 \cdot 35 - 80 \cdot 123}{415,6} = 67 мм$$

Рассмотрим группу 2-3. Т.к это кулисная пара, отдельно рассматриваем звенья. Уравнение равновесия сил для 3-го звена будет иметь вид:

$$\bar{R}_{32} + \bar{R}_{34} + \bar{P}_{H3} + \bar{G}_3 + \bar{R}_{30}^r + \bar{R}_{30}^n = 0 \quad (3.10)$$

Составим уравнение моментов для 3-го звена относительно точки А:

$$\sum M_A^3 = R_{34} \cdot h_{R34} + P_{H3} \cdot h_{PH3} - G_3 \cdot h_{G3} - R_{30}^r \cdot AB + \frac{M_{H3}}{\mu_l} = 0;$$

где R_{30}^r — касательная составляющая реакции опоры на третье звено, Н;

$h_{R34}, h_{PH3}, h_{G3}, AB$ — плечи сил с чертежа, мм.

$$R_{30}^r = \frac{R_{34} \cdot h_{R34} + P_{H3} \cdot h_{PH3} - G_3 \cdot h_{G3} + \frac{M_{H3}}{\mu_l}}{AB} = \frac{2680 \cdot 96 + 1294,39 \cdot 43 - 99,4 \cdot 43 + \frac{146,75}{0,0013}}{27} = 15437,5$$

R_{30}^n и R_{32} найдем графически из уравнения (3.10)

Определим масштабный коэффициент плана сил для 3-го звена:

$$\mu_p^3 = \frac{R_{30}^r}{\bar{R}_{30}^r} = \frac{15437,5}{200} = 77,19 \frac{H}{мм},$$

где μ_p^3 — масштабный коэффициент плана сил звена 3, Н/мм;

\bar{R}_{30}^r — вектор силы R_{30}^r на плане сил, мм.

$$\bar{R}_{43} = -\bar{R}_{34}.$$

Таблица 3.3 - Значения сил и их вектора на плане сил звена 3

Силы	G_3	P_{H3}	R_{34}	R_{30}^c
P_i, H	99,4	1294,39	2680	15437,5
$P_i, мм$	1	17	35	200

Строим многоугольник сил.

Величина неизвестных реакций:

$$R_{30} = \bar{R}_{30} \cdot \mu_p^3 = 203 \cdot 77,19 = 15685 H, \quad R_{32} = \bar{R}_{32} \cdot \mu_p^3 = 195 \cdot 77,19 = 15036,6 H.$$

Рассмотрим звено 2. R_{21} найдем графически из уравнения $\sum \bar{P}_2 = 0$.

$$\bar{R}_{23} + \bar{P}_{H2} + \bar{G}_2 + \bar{R}_{21} = 0; \quad (3.11)$$

$\bar{R}_{23} = -\bar{R}_{32}$. Определим масштабный коэффициент:

$$\mu_p^2 = \frac{R_{23}}{\bar{R}_{23}} = \frac{15036,6}{150} = 100,244 \frac{H}{мм}$$

где μ_p^2 — масштабный коэффициент плана сил звена 2, H/мм;

\bar{R}_{23} — вектор силы R_{23} на плане сил, мм.

Таблица 3.4 - Значения сил и их вектора на плане сил звена 2

Силы	P_{H2}	G_2	R_{23}
P_i, H	61,36	80	15036,6
$P_i, мм$	0,6	0,8	150

Величина неизвестной реакции:

$$R_{21} = \bar{R}_{21} \cdot \mu_p^2 = 149,8 \cdot 100,244 = 15016,6 H.$$

Определим точку приложения реакции R_{32} . Составим уравнение моментов сил, действующих на звено 2 относительно точки В. $\sum M_B^0 = 0$;

$$-R_{21} \cdot h_{21} - P_{H2} \cdot h_{PH2} + G_2 \cdot h_{G2} + R_{32} \cdot h = 0,$$

$$h = \frac{R_{21} \cdot h_{21} + P_{H2} \cdot h_{PH2} - G_2 \cdot h_{G2}}{R_{32}} = \frac{15016,6 \cdot 27 + 61,36 \cdot 18 - 80 \cdot 22}{15036,6} = 26,9 мм$$

Рассмотрим начальный механизм 0-1.

Составим уравнение моментов, из которого определим уравновешивающую силу $\sum M_O^0 = 0$.

$$P_Y \cdot OA - R_{12} \cdot h_{R12} = 0; \quad \bar{R}_{21} = -\bar{R}_{12}.$$

$$P_Y = \frac{R_{12} \cdot h_{R12}}{OA} = \frac{15016,6 \cdot 38}{52,5} = 10869,12 H.$$

Реакцию R_{10} определим графически из условия $\sum P_1 = 0$.

$$\bar{P}_Y + \bar{R}_{12} + \bar{R}_{10} = 0;$$

Масштабный коэффициент начального механизма μ_p^{1-0} :

$$\mu_p^{1-0} = \frac{R_{12}}{\bar{R}_{12}} = \frac{15016,6}{200} = 75,083 \frac{H}{мм}$$

где \bar{R}_{10} — вектор силы R_{10} на плане сил, мм.

Строим треугольник сил и определяем неизвестную реакцию.

$$R_{10} = \bar{R}_{10} \cdot \mu_p^{1-0} = 122 \cdot 75,083 = 9144,36H.$$

Определяем уравновешивающий момент M_y по (2.9):

$$M_y = P_y \cdot l_{OA} = 10869,12 \cdot 0,07 = 760,8H \cdot m.$$

3.5 Определение уравновешивающей силы по методу Жуковского.

Заменим моменты инерции, действующие на звенья, парами сил.

$$P_i = P'_i = \frac{M_{Hi}}{l_i} \quad (3.1)$$

$$P_4 = P'_4 = \frac{M_{H4}}{l_{CD}} = \frac{33,7}{0,34} = 99,6H, \quad P_3 = P'_3 = \frac{M_{H3}}{l_{BS3}} = \frac{146,75}{0,1} = 1475H.$$

Вычерчиваем повернутый на 90° план скоростей и прикладываем к нему все действующие на механизм силы, сохраняя их направления. Составим уравнение равновесия для всех сил относительно полюса.

$$\begin{aligned} -P_{PC} \cdot pd + P_{H5} \cdot pd - G_4 \cdot h_{G4} + P_{H4} \cdot h_{PH4} + P_4 \cdot cd - G_2 \cdot h_{G2} + P_{H2} \cdot h_{PH2} - \\ - G_3 \cdot h_{G3} + P_{H3} \cdot h_{PH3} + P_3 \cdot ps_3 + P_y^* \cdot pa = 0, \end{aligned}$$

$$P_y^* = \frac{P_{PC} \cdot pd - P_{H5} \cdot pd + G_4 \cdot h_{G4} - P_{H4} \cdot h_{PH4} - P_4 \cdot cd + G_2 \cdot h_{G2} - P_{H2} \cdot h_{PH2} + G_3 \cdot h_{G3} - P_{H3} \cdot h_{PH3} - P_3 \cdot ps_3}{pa}$$

где pa , pd , cd , ps_3 , h_{PH2} , h_{G2} , h_{PH4} , h_{G4} , h_{PH3} , h_{G3} , h_{G3} — плечи сил, мм;

P_y^* — уравновешивающая сила, определенная по методу Жуковского, Н;

$$\begin{aligned} P_y^* &= \frac{79,1 \cdot 118 - 1158,16 \cdot 118 + 95,2 \cdot 81 - 1662,64 \cdot 161 - 99,6 \cdot 169 + 80 \cdot 73}{75} \\ &= \frac{61,36 \cdot 2,5 - 99,4 \cdot 132 - 1294,39 \cdot 137 + 1475 \cdot 150}{75} = -10539,07H. \end{aligned}$$

Знак минус указывает на то, что вектор P_y^* направлен в сторону, противоположную той, в которую принята.

Уравновешивающий момент M_y^* :

$$M_y^* = P_y^* \cdot l_{OA} = 10539,07 \cdot 0,07 = 737,7H \cdot m$$

Погрешность двух методов составляет:

$$\Delta M = \frac{|M_y^* - M_y|}{M_y} \cdot 100\% = \frac{737,7 - 760,8}{760,8} \cdot 100\% = 3,04\%$$

Полученная погрешность не превышает допустимой величины 10%.

4 ПРОЕКТИРОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА. РАСЧЕТ ЗВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

4.1 Расчет планетарного редуктора

Для проектирования планетарного редуктора нам заданы следующие параметры: частота вращения 1-го колеса $n_1=700\text{мин}^{-1}$, частота вращения 5-го колеса $n_5=4060\text{мин}^{-1}$, модуль зацепления $m=3\text{мм}$, число зубьев в колёсах $z_1=21$, $z_2=15$. n_1, n_5 – направлены в противоположные стороны.

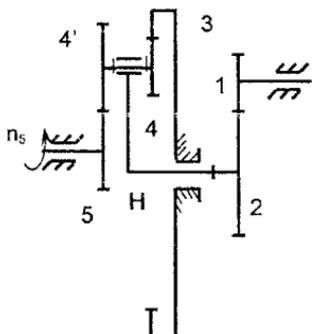


Рисунок 4.1 – Планетарный механизм

- 1,2 – зубчатые колёса рядовой передачи;
- 3 – центральное опорное колесо;
- 4-4' – блок сателлитов;
- 5 – опорное центральное колесо.

Определим передаточное отношение механизма:

$$i_{51} = \frac{n_5}{n_1}, \quad (4.1)$$

$$i_{51} = \frac{4060}{-700} = -5,8.$$

$$i_{51} = i_{5H} \cdot i_{21}, \quad (4.2)$$

i_{5H} – передаточное отношение планетарной передачи;
 i_{21} – передаточное отношение рядовой передачи.

$$i_{21} = -\frac{z_1}{z_2}, \quad (4.3)$$

$$i_{21} = -\frac{21}{15} = -1,4.$$

Знак минуса передаточного отношения показывает, что колёса 1 и 2 вращаются в противоположные стороны.

По формуле (4.2) $i_{5H} = \frac{i_{51}}{i_{21}} = \frac{-5,8}{-1,4} = 4,14$

Для определения i_{5H} через числа зубьев планетарного механизма используем выражение:

$$i_{5H}^3 = 1 - i_{53}^H = 1 + \frac{z_4' \cdot z_3}{z_5 \cdot z_4}, \quad (4.4)$$

z_3, z_4, z_4', z_5 – числа зубьев колес планетарной передачи.

Условие соосности:

$$z_4' + z_5 = z_3 + z_4, \quad (4.5)$$

Из (4.4) и (4.5) находим соотношение чисел зубьев:

$$\frac{z_4 \cdot z_3}{z_5 \cdot z_4} = i_{5H}^3 - 1 = 4,14 - 1 = 3,14$$

Заменяем $z_3 = b \cdot C_3$, $z_4 = b \cdot C_4$, $z_4' = a \cdot C_4'$, $z_5 = a \cdot C_5$,
где a, b – коэффициенты, на которые домножим C_i для выполнения условий.

$$\frac{C_4' \cdot C_3}{C_5 \cdot C_4} = 3,14 = \frac{44}{14} = \frac{4 \cdot 11}{2 \cdot 7}$$

Из условия соосности $a(C_4' + C_5) = b(C_3 - C_4)$.

$$\text{Тогда } a(4+7) = b(11-2) \Rightarrow \frac{a}{b} = \frac{9}{11}$$

Для того, чтобы $z_{\min} > 17$, принимаем $a = 9$. Имеем $9(4+7) = 11(11-2)$, $99 = 99$.
 $z_3 = 11 \cdot 11 = 121$, $z_4 = 11 \cdot 2 = 22$, $z_4' = 9 \cdot 4 = 36$, $z_5 = 9 \cdot 7 = 63$.

Проверим передаточное отношение

$$i_{5H}^3 = 1 + \frac{36 \cdot 121}{63 \cdot 22} = 4,14$$

Определим количество сателлитов из условия соседства:

$$\sin \frac{\pi}{k} > \frac{z_4' + 2}{z_5 + z_4'}$$

где k – число сателлитов.

$$k \leq \frac{180^\circ}{\arcsin \frac{z_4' + 2}{z_5 + z_4'}} \leq \frac{180}{\arcsin \frac{36 + 2}{63 + 36}} \leq 7,97$$

Проверим условие сборки:

$$\frac{z_5 \cdot z_4 + z_3 \cdot z_4'}{k} = C$$

где C – любое целое число.

Удовлетворяющее число сателлитов 1,2,3,6. Принимаем число сателлитов 3.

$$\text{Тогда } \frac{63 \cdot 22 + 121 \cdot 36}{3} = 1914$$

Условие сборки выполняется.

Для построения схемы зубчатого механизма определим делительные диаметры колес:

$$d_i = m \cdot z_i$$

где d_i – диаметр i -го колеса, мм.

$$\begin{aligned} d_1 &= m \cdot z_1 = 3 \cdot 21 = 63 \text{ мм}; & d_2 &= m \cdot z_2 = 3 \cdot 15 = 45 \text{ мм}; \\ d_3 &= m \cdot z_3 = 3 \cdot 121 = 363 \text{ мм}; & d_4 &= m \cdot z_4 = 3 \cdot 22 = 66 \text{ мм}; \\ d_4' &= m \cdot z_4' = 3 \cdot 36 = 108 \text{ мм}; & d_5 &= m \cdot z_5 = 3 \cdot 63 = 189 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Масштабный коэффициент построения редуктора:

$$\mu_r = \frac{d_3}{d_3} = \frac{363}{558} = 0,65 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$$

где μ_r – масштабный коэффициент построения редуктора;

d_3 – принятое значение делительного диаметра колеса 3 на чертеже, мм.

Определим диаметры колес на схеме:

$$d_1 = \frac{d_1}{\mu_r} = \frac{63}{0,63} = 100 \text{ мм}; \quad \bar{d}_2 = \frac{d_2}{\mu_r} = \frac{45}{0,63} = 71 \text{ мм}; \quad \bar{d}_4 = \frac{d_4}{\mu_r} = \frac{66}{0,63} = 105 \text{ мм};$$

$$d_1' = \frac{d_1'}{\mu_r} = \frac{108}{0,63} = 171,4 \text{ мм}; \quad \bar{d}_5 = \frac{d_5}{\mu_r} = \frac{189}{0,63} = 300 \text{ мм}.$$

4.2 Расчет параметров зубчатого зацепления

Найдем коэффициент смещения для колеса, у которого $Z < 17$:

$$X = \frac{17 - Z}{17}, \quad (4.9)$$

X — коэффициент смещения зубчатого колеса, мм.

Z — число зубьев колеса.

$X_1 = 0$, т.к. $Z_1 > 17$,

$$X_2 = \frac{17 - 15}{17} = 0,118 \text{ мм}.$$

Суммарный коэффициент зацепления:

$$X_2 = X_1 + X_2, \quad (4.10)$$

$$X_2 = 0 + 0,118 = 0,118 \text{ мм}.$$

Зацепление положительное.

Радиусы делительных окружностей определили по (4.8).

Определяем инвалюту угла зацепления

$$\text{inv} \alpha_w = \text{inv} \alpha + 2 \frac{X_1 + X_2}{Z_1 + Z_2} \text{tg} \alpha, \quad (4.11)$$

$\text{inv} \alpha_w$ — инвалюта угла зацепления;

$\text{inv} \alpha$ — значение инвалюты для стандартного угла зацепления ($\text{inv} \alpha = 0,0149$);

α — стандартный угол зацепления ($\alpha = 20^\circ$).

$$\text{inv} \alpha_w = 0,0149 + 2 \frac{0 + 0,118}{21 + 15} \text{tg} 20^\circ = 0,01729$$

По инвалюте определяем угол зацепления (приложение Д): $\alpha_w = 21^\circ 00'$.

Далее расчеты приводятся в общем виде, указаны только расчетные формулы.

Радиусы основных окружностей:

$$r_{bi} = r_i \cdot \cos \alpha, \quad (4.12)$$

r_{bi} — радиус основной окружности колеса, мм.

Радиусы начальных окружностей

$$r_{wi} = \frac{r_{bi}}{\cos \alpha_w}, \quad (4.13)$$

r_{wi} — радиус начальной окружности колеса, мм.

Межосевое расстояние:

$$a_w = r_{w1} + r_{w2}$$

где a_w – межосевое расстояние, мм.

Радиусы окружностей вершин

$$r_{a1} = a_w - r_2 - X_2 \cdot m + \chi' \cdot m$$

где r_{a1} – радиус окружности вершин колеса 1, мм;

χ' – коэффициент высоты головки зуба, стандартный = 1.

Радиусы окружностей впадин

$$r_{f1} = r_1 - (\chi' - X_1 + c^*) \cdot m$$

где r_{f1} – радиус окружности впадин колеса, мм.

Радиус переходной поверхности ножки зуба

$$R_f = 0,4 \cdot m$$

Шаг зацепления по делительной окружности

$$P = \pi \cdot m$$

Высота зуба

$$h = r_{a1} - r_{f1}$$

Толщины зубьев по делительной окружности S_1 и S_2 :

$$S_i = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot X_i \cdot \operatorname{tg} \alpha \right)$$

$$S_1 = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot X_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha \right) = 3 \cdot \left(\frac{3,14}{2} + 2 \cdot 0 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \right) = 4,71 \text{ мм,}$$

$$S_2 = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot X_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha \right) = 3 \cdot \left(\frac{3,14}{2} + 2 \cdot 0,118 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \right) = 4,97 \text{ мм.}$$

Угол профиля зуба на окружности вершин

$$\alpha_{a1} = \arccos \left(\frac{r_{b1}}{r_{a1}} \right) = \arccos \left(\frac{29,6}{34,5} \right) = 30,91^\circ$$

$$\alpha_{a2} = \arccos \left(\frac{r_{b2}}{r_{a2}} \right) = \arccos \left(\frac{21,14}{25,85} \right) = 35,14^\circ$$

где α_{a1} , α_{a2} – углы профилей первого и второго зубчатого колес, град.

$$\operatorname{inv} \alpha_{a1} = \operatorname{inv} 30,91^\circ = 0,059285$$

$$\operatorname{inv} \alpha_{a2} = \operatorname{inv} 35,14^\circ = 0,090546$$

Толщина зубьев по окружности вершин.

$$S_{ai} = 2 \cdot r_{ai} \left(\frac{S_i}{2 \cdot r_i} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_i \right),$$

где S_{ai} – толшины зубьев первого и второго колеса по окружности вершин, мм.

$$S_{a1} = 2 \cdot r_{a1} \left(\frac{S_1}{2 \cdot r_1} + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_1 \right) = 2 \cdot 34,5 \cdot \left(\frac{4,71}{2 \cdot 31,5} + 0,0149 - 0,059285 \right) = 2,096 \text{ мм},$$

$$S_{a2} = 2 \cdot r_{a2} \left(\frac{S_2}{2 \cdot r_2} + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_2 \right) = 2 \cdot 25,85 \cdot \left(\frac{4,97}{2 \cdot 22,5} + 0,0149 - 0,090546 \right) = 1,799 \text{ мм}.$$

Проверим колёса на отсутствие заострения

$$S_{ai} \geq 0,3 \cdot m, \quad (4.23)$$

т.е. $0,3 \cdot 3 = 0,9$ мм. Толщины зубьев по окружности вершин превышают минимально допустимое значение, следовательно, заострения отсутствуют.

Коэффициент зацепления зубчатой передачи

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - \alpha_w \cdot \sin \alpha}{P \cdot \cos \alpha}, \quad (4.24)$$

Подставляем численные значения и получаем

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{34,5^2 - 29,6^2} + \sqrt{25,85^2 - 21,14^2} - 54,35 \cdot \sin 20}{9,42 \cdot \cos 20} = 1,48.$$

Радиус кривизны эвольвенты на вершине зуба ρ_{a1} , ρ_{a2} :

$$\rho_{ai} = r_{bi} \cdot \text{tg} \alpha_{ai}, \quad (4.25)$$

$$\rho_{a1} = r_{b1} \cdot \text{tg} \alpha_{a1} = 29,6 \cdot \text{tg} 30,91^\circ = 17,72 \text{ мм},$$

$$\rho_{a2} = r_{b2} \cdot \text{tg} \alpha_{a2} = 21,14 \cdot \text{tg} 35,14^\circ = 14,88 \text{ мм}.$$

Угловой шаг зубьев:

$$\tau_1 = \frac{360^\circ}{Z_1} = \frac{360^\circ}{21} = 17,14^\circ = 0,299 \text{ рад}, \quad \tau_2 = \frac{360^\circ}{Z_2} = \frac{360^\circ}{15} = 24^\circ = 0,419 \text{ рад},$$

τ_1 и τ_2 - угловой шаг зубьев колес 1 и 2.

Масштабный коэффициент построения эвольвентного зацепления

$$\mu_r = \frac{h}{h} = \frac{6,75}{80} = 0,0844 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$$

h — высота зуба на чертеже, мм.

Сведем все параметры в таблицу 4.1

Таблица 4.1 - Параметры при построении зацепления

в миллиметрах

	r_1	r_2	r_{b1}	r_{b2}	r_{w1}	r_{w2}	r_{a1}	r_{a2}	r_{f1}	r_{f2}	S_1	S_2	h
r	31,5	22,5	29,6	21,1	31,7	22,7	34,5	25,9	27,8	19,1	4,7	5,0	6,75
\bar{r}	373,2	266,6	350,7	250,5	374,4	267,4	408,8	306,3	328,8	226,3	56	59	80

Строим зацепление в следующей последовательности:

- откладываем межосевое расстояние $O_1O_2 = a_w$, радиусами r_{w1} и r_{w2} , проводим начальные окружности. Точка их касания P – полюс зацепления;
- из соответствующих точек проводим окружности r_{b1} , r_{b2} , r_{a1} , r_{a2} , r_{f1} и r_{f2} ;
- через P проводим касательную $t-t$ и линию зацепления $n-n$, касающуюся в точках N_1 и N_2 основных окружностей колёс. ($N_1 N_2$) – теоретическая линия зацепления;
- находим линию активного зацепления (ab) – часть прямой $n-n$ между окружностями вершин зубьев;
- строим профили зубьев, касающиеся в полюсе зацепления. Для построения эвольвенты первого колеса делим отрезок N_1P на 4 равных части, получаем точки 1, 2, 3. Такие же отрезки откладываем от точки N_1 влево, получаем точки 5, 6, 7. На основной окружности r_b строим точки 1', 2', 3' с помощью дуг 11', 22', 33', с центром в точке N_1 . Аналогично получим точки 5', 6', 7'. Через лежащие на основной окружности точки проводим касательные (перпендикулярны к радиусам), на них откладываем отрезки, длины которых равны произведению порядкового номера точки на длину отрезка 1-2. Полученные точки (1'', 2'', 3'', 5'', 6'', 7'') соединяем плавной кривой, которая и будет являться эвольвентой. Аналогично строим эвольвенту для колеса 2, отрезок $P N_2$ делим на 3 равных части;
- профиль ножи зуба, лежащий внутри основной окружности, строим по прямой, соединяющей точку на основной окружности с центром колеса, а сопрягаем с окружностью впадин закруглением, радиусом скругления ножи зуба;
- по начальной окружности откладываем половину толщины зуба, строим ось симметрии зуба и симметрично строим левый профиль зуба;
- на каждом колесе с помощью шаблона строим по 3 зуба;
- построим активные профили зубьев, для этого радиусом O_2b строим дугу до пересечения с построенным профилем 2-го колеса. Это получена нижняя точка активного профиля, верхняя находится на окружности вершин. Для 1-го колеса – строим дугу радиусом O_1a .

Определим графически коэффициент зацепления:

$$\varepsilon_a^{граф} = \frac{ab \cdot \mu_r}{P_b} = \frac{ab \cdot \mu_r}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} \quad (4.26)$$

где ab – отрезок, снятый с чертежа зацепления;

P_b – шаг колёс по основной окружности.

$$\varepsilon_a^{граф} = \frac{160 \cdot 0,0844}{3,14 \cdot 3 \cdot \cos 20^\circ} = 1,53$$

Определим погрешность определения ε_a .

$$\delta = \frac{|\varepsilon_a^{расч} - \varepsilon_a^{граф}|}{\varepsilon_a^{расч}} \cdot 100\% = \frac{|1,48 - 1,53|}{1,48} \cdot 100\% = 3,3\%$$

где δ – погрешность определения ε , %.

5 СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

5.1 Построение графиков аналогов скоростей, ускорений и пути.

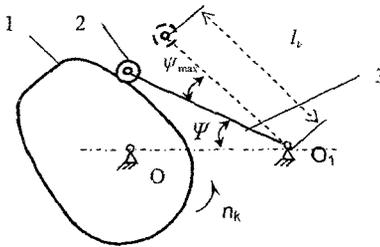


Рисунок 5.1 – Схема кулачкового механизма.

- 1 - кулачок;
- 2 - ролик;
- 3- коромысло.

Рабочая фаза кулачка φ_p :

$$\varphi_p = \varphi_y + \varphi_d + \varphi_v = 140^\circ + 15^\circ + 100^\circ = 255^\circ,$$

где - φ_y - фаза удаления;

φ_d - фаза дальнего выстоя;

φ_v - фаза возврата.

Примем отрезок $L_{1-15} = 300$ мм, тогда масштабный коэффициент по оси φ μ_φ :

$$\mu_\varphi = \frac{\varphi_p}{L_{1-15}} = \frac{255}{300} = 0,85 \text{ град/мм} = 0,015 \text{ рад/мм},$$

где L_{1-15} - длина рабочей фазы кулачка на графике, мм.

Отрезки H_{11} и H_{21} при графическом интегрировании примем одинаковыми и равными 50 мм. В результате интегрирования получаем аналог скорости перемещения коромысла и функцию положения коромысла. Отрезки $\Delta\psi_1$ и $\Delta\psi_2$ на графике функции положения получили равными 102 мм и 51 мм соответственно.

Определим масштабные коэффициенты по оси ψ для двух фаз. Для фазы удаления:

$$\mu_{\psi_1} = \frac{\psi_{\max}}{\Delta\psi_1} = \frac{22}{102} = 0,2157 \text{ град/мм} = 0,0038 \text{ рад/мм}.$$

Для фазы возврата:

$$\mu_{\psi_2} = \frac{\psi_{\max}}{\Delta\psi_2} = \frac{22}{51} = 0,4314 \text{ град/мм} = 0,0075 \text{ рад/мм},$$

где μ_ψ - масштабный коэффициент по оси ψ , рад/мм;

ψ_{\max} - максимальный угол подъема коромысла, град.

Масштабные коэффициенты по оси ψ' на графике $\frac{d\psi}{d\varphi}(\varphi)$:

$$\mu_{\psi'_1} = \frac{\mu_{\psi_1}}{H_{11} \cdot \mu_\varphi} = \frac{0,0038}{50 \cdot 0,015} = 0,0051 \text{ мм}^{-1};$$

$$\mu_{\psi'_2} = \frac{\mu_{\psi_2}}{H_{11} \cdot \mu_\varphi} = \frac{0,0075}{50 \cdot 0,015} = 0,01 \text{ мм}^{-1};$$

где H_{11} - величина, снимаемая с чертежа, мм.

Масштабный коэффициент по оси Ψ'' на графике $\frac{d^2\psi}{d\varphi^2}(\varphi)$:

$$\mu_{\psi''1} = \frac{\mu_{\psi'1}}{H_2 \cdot \mu_{\varphi}} = \frac{0,0051}{50 \cdot 0,015} = 0,0068 \text{ мм}^{-1}; \quad \mu_{\psi''2} = \frac{\mu_{\psi'2}}{H_1 \cdot \mu_{\varphi}} = \frac{0,01}{50 \cdot 0,015} = 0,0133 \text{ мм}^{-1};$$

где H_2 - величина, снимаемая с чертежа, мм.

5.2 Определение R_{\min} , построение профиля кулачка

Составим таблицу для построения графика $\psi' - \psi$. Коромысло построим в масштабе $\mu = 1 \cdot 10^{-10}$ мм. Строим крайние положения коромысла. Разбив угловой ход коромысла в соответствии с графиком $\psi(\varphi)$, отложим на каждой линии коромысла отрезок $F_i H_i$.

$$F_i H_i = \psi' \cdot \mu_{\psi'} \cdot F O_1$$

где Ψ' - величина, снимаемая с чертежа, мм;

Таблица 5.1- Параметры построения графика $\psi' - \psi$

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
ψ , мм	0	4	15	35	63	85	98	103	51	48	39	25	11	3	0
$\psi \cdot \mu_{\psi}$, град	0	0,8	3	7,5	14	18	21	22	22	21	17	11	5	1	0
ψ' , мм	0	17	35	55	58	40	21	0	0	17	33	47	30	14	0
$F H_i$, мм	0	10	21	33	34	24	12	0	0	20	38	54	34	16	0

Отрезки $F_1 H_1, F_2 H_2 \dots F_n H_n$, соответствующие фазе подъема толкателя, откладываем вправо от F_1 , т.к. кулачок вращается по часовой стрелке. Полученные точки соединяем плавной кривой.

Под углами $\vartheta_{\text{дон}} = 30^\circ$ к полученной кривой подводим касательные. Область ниже точки пересечения прямых является областью положения центра радиуса кулачка R_{\min} . Выбираем точку O .

Определяем R_{\min} и межосевое расстояние OO_1 :

$$R_{\min} = \bar{R}_{\min} \cdot \mu_l = 63 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,063 \text{ м}$$

где R_{\min} - минимальный радиус кулачка, мм;

\bar{R}_{\min} - минимальный радиус кулачка измеренный на графике, мм;

μ_l - масштабный коэффициент графика $\psi' - \psi$, мм/мм.

$$OO = \bar{OO}_1 \cdot \mu_l = 325 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,325 \text{ м}$$

Строим центральный профиль кулачка. Для этого траекторию точки конца коромысла F в её движении относительно кулачка разбиваем на части, пропорционально разбивке оси ψ графика $\psi(\varphi)$. Откладываем межосевое расстояние OO_1 . Строим окружность радиусом R_{\min} , разбиваем её на углы $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ и φ_6 . Угол φ_1 разбиваем на 7 равных частей, а угол φ_6 - на 6 равных частей. Строим мгновенные положения данной точки. Проектируем полученные точки F на соответствующие лучи положения кулачка, соединим их плавной кривой. Получаем теоретический профиль кулачка. Масштаб построения - $\mu_s = 0,00067$ мм/мм.

Минимальный радиус кривизны теоретического профиля $\rho_{\min} = 58$ мм. Радиус ролика выбираем наименьшим из условий:

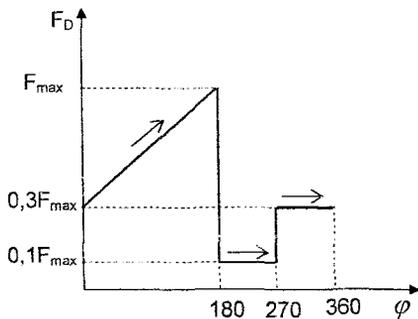
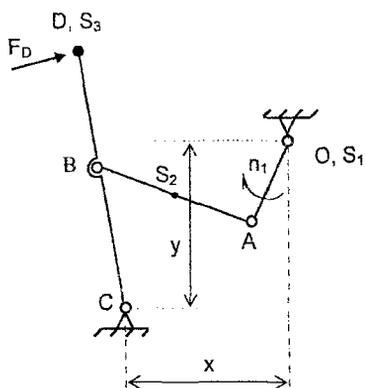
$$r \leq 0,4 \cdot R_{\min} \quad (5.1)$$

$$r \leq 0,7 \cdot \rho_{\min} \quad (5.2)$$

Подставляем значения $r \leq 0,4 \cdot 0,06 = 0,024$ м, $r \leq 0,7 \cdot 0,058 = 0,040$ м

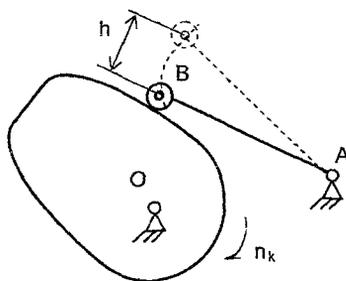
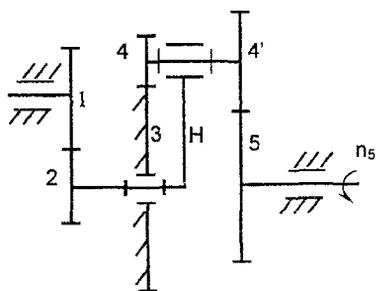
Принимаем радиус ролика на чертеже $r = 20$ мм. Действительный профиль кулачка получим как внутреннюю огибающую дуг радиуса r , проведенных из всех точек теоретического профиля.

Задание 1 Механизмы зерноочистительной машины



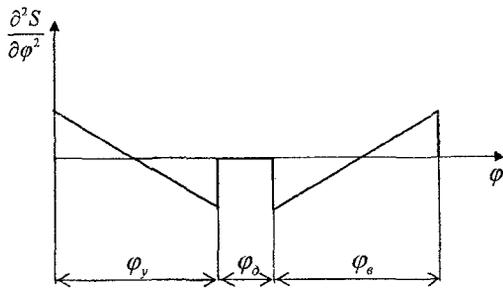
а) Схема рычажного механизма

б) Диаграмма усилий F_D



в) Схема зубчатого механизма

г) Схема кулачкового механизма

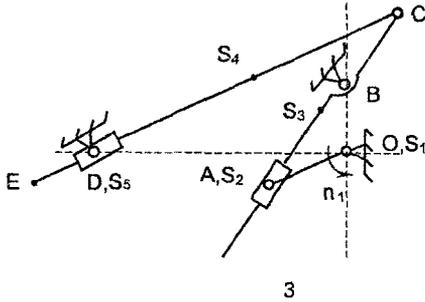


д) Закон изменения аналога ускорения коромысла

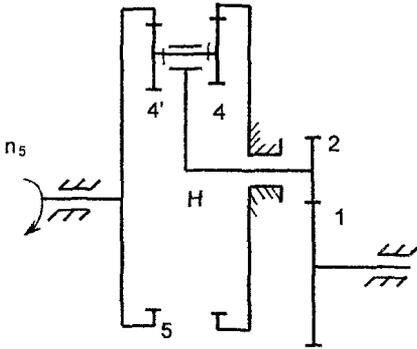
Исходные данные к заданию № 1

Параметры	Обозначение	Ед. изм.	Варианты числовых значений									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Длина звеньев рычажного механизма	OA	м	0,05	0,055	0,06	0,065	0,07	0,075	0,08	0,09	0,095	0,065
	AB=2AS ₂		0,27	0,26	0,31	0,3	0,31	0,34	0,31	0,36	0,42	0,35
	BC		0,2	0,23	0,22	0,204	0,24	0,17	0,22	0,28	0,33	0,29
	BD		0,3	0,25	0,1	0,25	0,4	0,3	0,2	0,4	0,25	0,3
Координаты опоры С	X		0,265	0,265	0,3	0,3	0,32	0,32	0,3	0,32	0,38	0,32
	Y		0,25	0,25	0,24	0,28	0,24	0,24	0,24	0,25	0,29	0,24
Частота вращения колеса 1 и кривошипа	n_1	мин ⁻¹	200	150	120	160	180	210	140	230	155	240
Массы звеньев	m_1	кг	1,7	2,1	2,9	1,1	1,3	1,5	3,9	11	6	3
	m_2		3,5	3,3	4,2	4,0	4,1	4,5	4,2	18	9	6
	m_3		4,5	4,8	5,0	4,6	5,5	4,0	6,0	20	12	9
Момент инерции 1-го звена	I_1	кг м ²	0,09	0,2	0,16	0,4	0,7	0,30	0,12	0,35	0,42	0,45
Максимальная сила сопротивления	F_{max}	Н	4800	5100	3900	5200	5400	4500	3700	3300	2800	4300
Коэффициент неравномерности движения	δ		1/5	1/7	1/6	1/4	1/45	1/55	1/7	1/48	1/9	1/65
Номер положения механизма для силового расчета			2	5	11	4	5	3	3	6	11	2
Максимальное перемещение т.В коромысла	h	мм	34	20	26	40	42	38	28	36	28	35
Длина коромысла кулачкового механизма	AB	мм	115	105	100	110	130	140	95	120	125	135
Фазовые углы поворота кулачка	φ_a	град.	170	100	95	120	130	145	105	110	130	150
	φ_b		0	10	30	25	20	15	30	20	20	15
	φ_c		120	160	130	110	130	140	90	120	160	120
Допускаемый угол давления	β_{dop}	град.	40	36	38	35	42	30	36	40	32	30
Числа зубьев колес	Z_1		15	13	12	13	15	16	12	14	11	16
	Z_2		30	34	26	21	32	31	22	29	34	33
Модуль зацепления зубчатых колес	m	мм	12	8	10	7	5	6	7	3	9	5
Передачное отношение зубчатого механизма	i_{15}		6/13	1,19	7/6	0,323	0,94	0,51	8/7	0,82	1,3	0,55

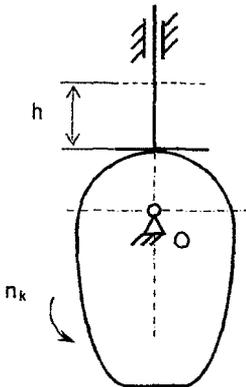
Задание 2 Механизмы челнока



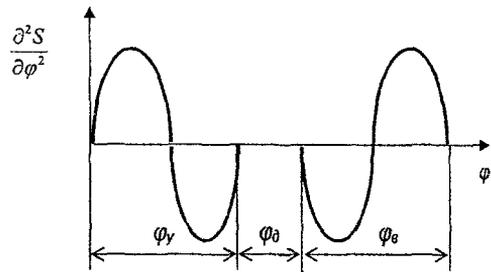
а) Схема рычажного механизма



б) Схема зубчатого механизма



в) Схема кулачкового механизма

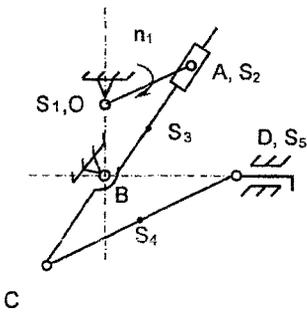


г) Закон изменения аналога ускорения толкателя

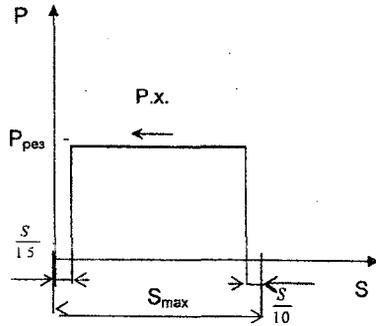
Исходные данные к заданию № 2

Параметры	Обозначение	Ед. изм.	Варианты числовых значений									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Длина звеньев рычажного механизма $ES_4=CS_4$	OA	м	0,1	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,11	0,09	0,13	0,15
	OB		0,18	0,22	0,26	0,20	0,19	0,30	0,25	0,17	0,19	0,26
	OD		0,4	0,44	0,48	0,5	0,54	0,48	0,48	0,42	0,41	0,50
	BS_3		0,05	0,02	0,03	0,04	0,01	0,025	0,04	0,01	0,02	0,03
	BC		0,06	0,07	0,08	0,07	0,09	0,1	0,08	0,07	0,10	0,11
Частота вращения кривошипа и колеса 1	n_1	мин ⁻¹	45	60	55	70	65	80	75	85	95	90
Массы звеньев	m_1	кг	8	6	10	5	12	7	8	9	6	9
	$m_2=m_5$		15	18	12	7	11	13	12	14	18	16
	$m_3=m_4$		10	9	15	4	8	17	17	16	9	19
	m_E		24	28	30	20	25	32	20	23	28	35
Момент инерции кривошипа	I_1	кг·м ²	0,4	0,2	0,6	0,15	0,48	0,3	0,36	0,28	0,22	0,32
Коэффициент неравномерности движения	δ		1/15	1/18	1/20	1/30	1/25	1/16	1/35	1/35	1/17	1/22
Номер положения для силового расчета			2	6	8	4	10	7	11	9	5	3
Максимальный ход толкателя в кулачковом механизме	h	мм	18	20	22	23	25	20	29	26	30	24
Фазовые углы поворота кулачка	φ_y	град.	60	80	65	100	90	75	100	80	80	75
	φ_δ		20	10	15	20	15	20	20	25	30	30
	φ_α		70	60	85	80	115	105	85	110	95	100
Числа зубьев колес	Z_1		27	20	22	19	26	30	24	26	20	27
	Z_2		12	10	14	13	15	16	14	14	12	16
Модуль зацепления зубчатых колес	m	мм	8	6	10	5	9	3	8	5	10	12
Частота вращения зубчатого колеса 5	n_5	мин ⁻¹	490	640	550	320	470	610	850	490	680	590

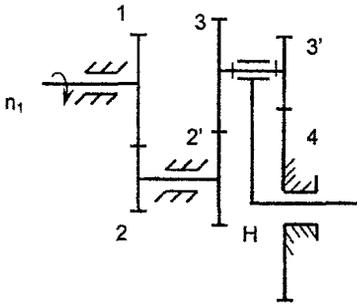
Задание 3 Механизмы долбежного станка



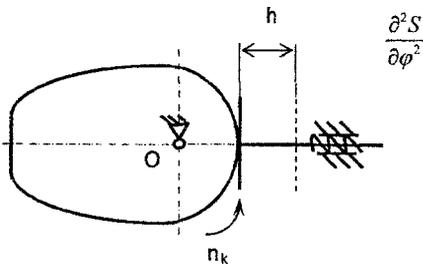
а) Схема рычажного механизма



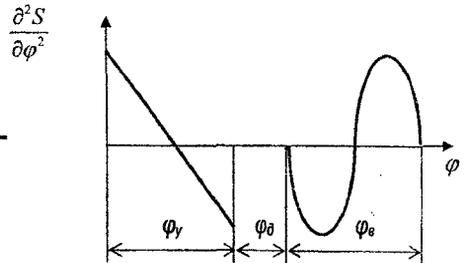
б) Диаграмма сил сопротивления



в) Схема зубчатого механизма



г) Схема кулачкового механизма

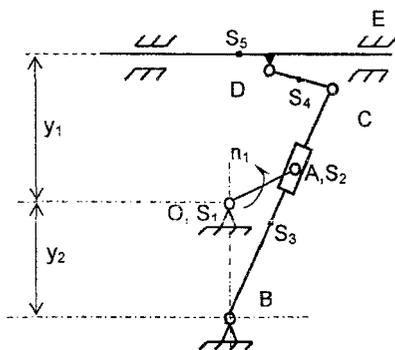


д) Закон изменения аналога ускорения толкателя

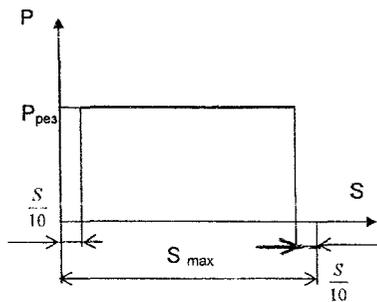
Исходные данные к заданию № 3

Параметры	Обозначение	Ед. изм.	Варианты числовых значений									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Длина звеньев рычажного механизма	OA	м	0,20	0,3	0,4	0,25	0,36	0,48	0,4	0,24	0,32	0,44
	OB		0,26	0,21	0,28	0,29	0,30	0,36	0,32	0,30	0,37	0,38
	BS ₃		0,1	0,12	0,1	0,08	0,13	0,16	0,1	0,12	0,12	0,15
	CD=2CS ₄ BC		0,62 0,23	0,7 0,28	0,88 0,35	0,75 0,25	0,86 0,32	0,94 0,4	0,75 0,30	0,66 0,29	0,74 0,29	0,94 0,4
Частота вращения кривошипа и колеса 1	n_1	мин ⁻¹	150	120	100	140	130	145	220	160	110	90
Массы звеньев	m_1	кг	6	8	9	7	5	11	11	5	6	9
	m_2		10	12	15	16	9	18	16	11	12	15
	$m_3 = 2m_4$		20	32	34	26	22	36	24	23	24	31
	m_5		26	38	39	30	29	41	45	34	29	40
Момент инерции кривошипа	I_1	кг м ²	0,7	0,6	0,8	0,4	0,5	0,72	0,48	0,5	0,33	0,46
Сила резания	$F_{рез}$	кН	1,6	1,75	2,0	1,8	2,1	2,5	2,4	2,2	1,9	2,3
Коэффициент неравномерности движения	δ		0,03	0,02	0,04	0,05	0,01	0,06	0,05	0,01	0,02	0,08
Номер положения для силового расчета			3	4	10	5	2	8	6	9	3	9
Ход толкателя	h	мм	20	28	22	18	26	30	26	32	24	30
Фазовые углы поворота кулачка	φ_y	град.	100	80	70	150	90	60	90	115	110	90
	φ_0		20	10	20	30	40	30	30	40	20	30
	φ_e		80	105	90	80	60	100	120	125	90	100
Числа зубьев колес	Z_1		11	26	9	13	28	12	9	29	33	36
	Z_2		19	10	27	25	14	20	18	13	16	15
Модуль зацепления зубчатых колёс	m	мм	4	5	3	4	6	3	11	9	8	3,5
Частота вращения вала	n_H	мин ⁻¹	25	75	10	20	80	30	30	120	95	45

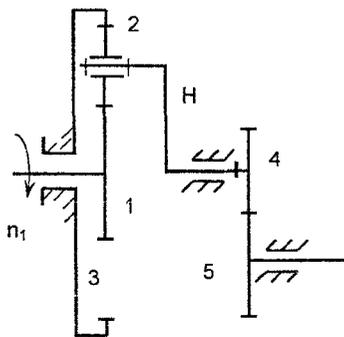
Задание 4 Механизмы поперечно-строгольного станка



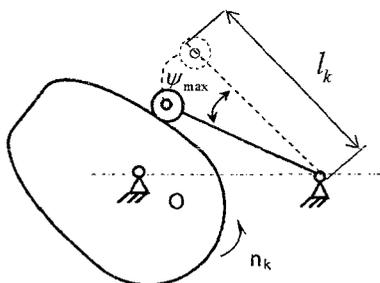
а) Схема рычажного механизма



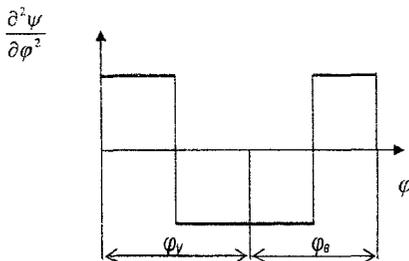
б) Диаграмма сил сопротивления



в) Схема зубчатого механизма



г) Схема кулачкового механизма

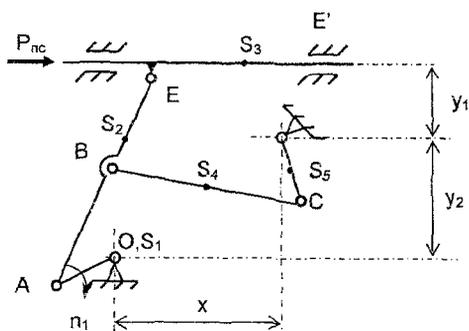


д) Закон изменения аналога ускорения коромысла

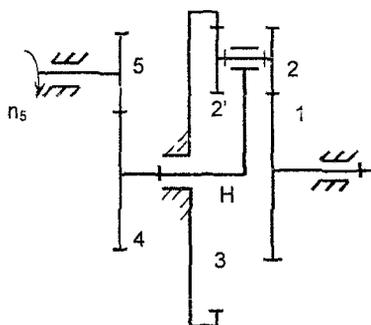
Исходные данные к заданию № 4

Параметры	Обозначение	Ед. изм	Варианты числовых значений									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Длина звеньев рычажного механизма	OA	м	0,11	0,12	0,07	0,09	0,08	0,1	0,08	0,08	0,12	0,11
	y_1		0,24	0,19	0,21	0,28	0,25	0,20	0,22	0,24	0,21	0,20
	y_2		0,30	0,27	0,27	0,35	0,30	0,35	0,27	0,32	0,28	0,33
	$BC=2BS_3$		0,50	0,42	0,44	0,65	0,52	0,58	0,44	0,51	0,46	0,58
	$DC=2DS_4$		0,18	0,16	0,12	0,21	0,14	0,24	0,18	0,16	0,19	0,22
DS_5	0,1	0,09	0,06	0,1	0,05	0,12	0,07	0,05	0,08	0,12		
Частота вращения колеса 5 и кривошипа	n_1	мин ⁻¹	75	72	65	68	82	71	120	86	85	75
Массы звеньев	$m_1 = m_4$	кг	8	12	15	10	4	7	5	6	10	9
	m_2		18	16	10	7	6	11	10	9	16	14
	m_3		18	20	18	14	16	19	18	16	18	19
	m_5		40	50	30	40	30	60	21	45	35	56
Момент инерции 1-го звена	I_1	кг·м ²	1,5	1,1	1,22	1,3	1,2	0,86	0,68	0,42	0,8	0,7
Сила резания	$F_{рез}$	Н	2200	2500	1800	1600	2000	1900	1700	2300	2200	1850
Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	δ		1/30	1/25	1/20	1/35	1/18	1/30	1/28	1/22	1/32	1/35
Номер положения механизма для силового расчета			4	3	5	8	6	7	2	5	8	3
Максимальный угол перемещения коромысла	ψ_{max}	град.	25	18	22	20	24	26	26	23	28	25
Длина коромысла кулачкового механизма	l_k	мм	150	110	140	120	130	150	130	120	115	145
Фазовые углы поворота кулачка	φ_y	град.	130	100	150	110	125	90	130	120	100	80
	φ_n		95	80	90	75	105	125	90	100	115	125
Допускаемый угол давления	$\vartheta_{доп}$	град.	30	32	35	34	30	32	35	30	33	34
Числа зубьев колес	Z_4		13	12	15	14	16	10	15	14	13	11
	Z_5		22	27	29	21	20	23	26	20	29	24
Модуль зацепления зубчатых колёс	m	мм	12	13	10	8	11	15	5	4	4,5	12
Частота вращения колеса 1	n'_1	мин ⁻¹	500	850	630	490	450	550	730	460	1100	580

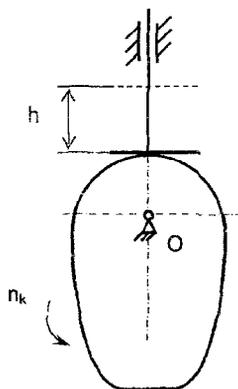
Задание 5 Механизмы плоскопечатной машины



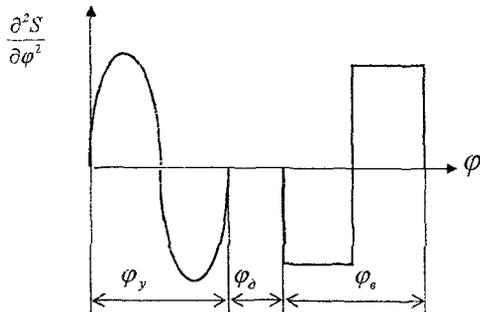
а) Схема рычажного механизма



б) Схема зубчатого механизма



в) Схема кулачкового механизма

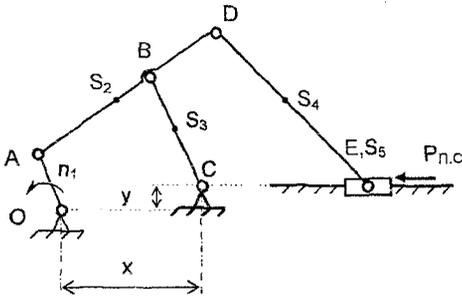


г) Закон изменения аналога ускорения толкателя

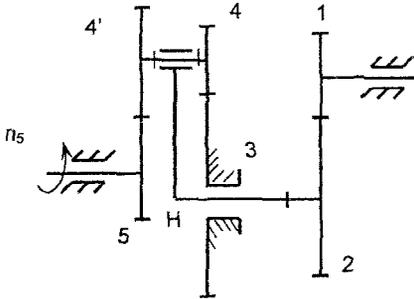
Исходные данные к заданию № 5

Параметры	Обозначение	Ед. изм.	Варианты числовых значений									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Длина звеньев рычажного механизма $AS_2=ES_2$	OA	м	0,21	0,26	0,14	0,12	0,18	0,24	0,14	0,17	0,22	0,24
	AB		0,30	0,31	0,20	0,19	0,24	0,32	0,22	0,24	0,31	0,34
	BE		0,4	0,44	0,36	0,28	0,33	0,45	0,34	0,33	0,40	0,42
	$BC=2BS_4$		0,38	0,36	0,24	0,26	0,30	0,40	0,26	0,30	0,40	0,42
	$CD=2DS_5$		0,26	0,30	0,18	0,15	0,22	0,30	0,17	0,22	0,30	0,28
	ES_3		0,05	0,06	0,03	0,03	0,04	0,05	0,03	0,04	0,06	0,05
	x		0,6	0,58	0,40	0,40	0,45	0,5	0,40	0,38	0,60	0,56
	y ₁		0,15	0,17	0,13	0,1	0,15	0,17	0,13	0,14	0,15	0,18
y ₂	0,25	0,28	0,22	0,2	0,20	0,25	0,22	0,22	0,28	0,25		
Частота вращения кривошипа	n_1	мин ⁻¹	75	65	85	70	80	60	90	95	86	72
Массы звеньев	m_2	кг	7,5	7,8	5,8	5,3	6,0	6,5	9	8	5	8
	m_3		15	13	12	10	16	14	12	17	11	14
	m_4		5	4,5	5,5	6	5	6	8	9	6	10
	$m_1=m_5$		4,8	4,0	3,8	4,2	7,2	5,4	6	7,2	6	7
Сила полезного сопротивления	$P_{по}$	Н	800	750	680	810	920	490	720	840	1150	950
Момент инерции кривошипа	I_1	кг·м ²	0,32	0,37	0,43	0,5	0,34	0,45	0,3	0,37	0,24	0,41
Коэффициент неравномерности движения	δ		1/12	1/15	1/20	1/10	1/18	1/8	1/15	1/22	1/18	1/45
Положение механизма для силового расчета			6	5	9	11	3	4	2	10	5	3
Ход толкателя в кулачковом механизме	h	мм	18	30	28	20	26	25	24	28	32	28
Фазовые углы поворота кулачка	φ_y	град.	110	90	80	120	100	125	100	120	150	130
	φ_a		20	30	25	10	15	35	30	20	30	15
	φ_e		90	120	100	85	95	110	800	95	120	110
Числа зубьев колес перед. механизма	Z_5		22	18	20	17	19	20	26	25	19	27
	Z_4		12	10	11	14	15	13	11	15	13	12
Модуль зацепления	m	мм	8	5	8	10	5	4	3,5	11	12	6
Передаточное отношение зубчатого механизма	i_{51}		-0,1	-0,16	-0,17	-0,20	-0,22	-0,18	-0,15	-0,21	-0,22	-0,14

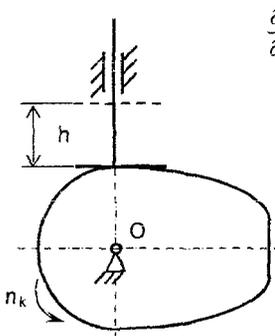
Задание 6 Механизмы качающегося конвейера



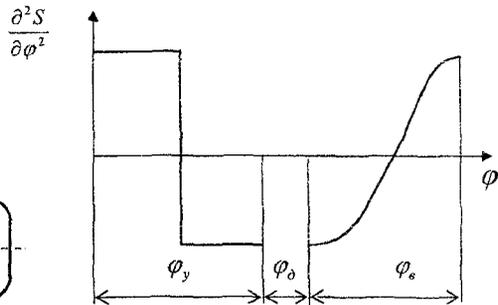
а) Схема рычажного механизма



б) Схема зубчатого механизма



в) Схема кулачкового механизма

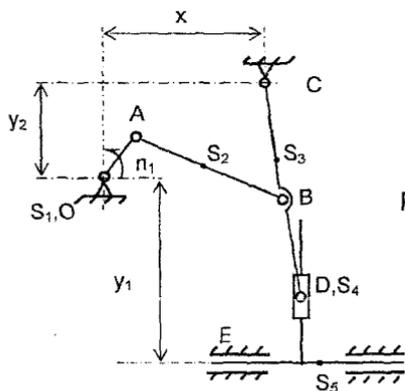


г) Закон изменения аналога ускорения толкателя

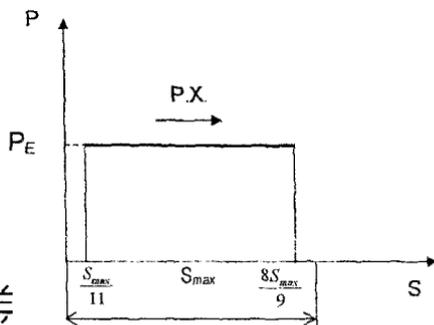
Исходные данные к заданию № 6

Параметры	Обозначение	Ед. изм.	Варианты числовых значений									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Длина звеньев рычажного механизма	OA	м	0,12	0,14	0,10	0,09	0,11	0,14	0,10	0,12	0,13	0,09
	AB=3AS ₂		0,55	0,63	0,38	0,35	0,42	0,28	0,30	0,44	0,41	0,32
	BC=2BS ₃		0,4	0,45	0,32	0,30	0,35	0,35	0,29	0,35	0,36	0,28
	DE=2DS ₄		0,72	0,64	0,56	0,48	0,66	0,70	0,52	0,60	0,58	0,55
	BD		0,14	0,12	0,12	0,10	0,15	0,08	0,18	0,16	0,12	0,10
	x		0,41	0,4	0,28	0,3	0,32	0,25	0,26	0,32	0,35	0,26
y	0,07	0,07	0,05	0,06	0,05	0,04	0,05	0,06	0,07	0,04		
Частота вращения кривошипа и колеса 1	n ₁	мин ⁻¹	70	74	80	79	68	64	90	72	65	84
Массы звеньев	m ₂ =m ₄	кг	20	16	18	17	20	16	15	19	16	18
	m ₃		18	12	14	12	16	10	14	12	12	12
	m ₅		60	72	52	40	46	62	44	48	65	62
Момент инерции 1-го звена	I ₁	кг·м ²	0,31	0,24	0,40	0,48	0,5	0,75	0,26	0,25	0,24	0,52
Сила полезного сопротивления	P _{пс}	Н	1800	1900	2850	1750	2700	2950	2600	2300	1700	2500
Коэффициент неравномерности движения	δ		0,06	0,08	0,1	0,07	0,06	0,09	0,06	0,08	0,09	0,07
Номер положения механизма для силового расчета			10	4	3	5	6	8	11	4	10	9
Перемещение толкателя кулачкового механизма	h	мм	12	16	20	18	15	14	27	19	24	21
Фазовые углы поворота кулачка	φ _γ	град.	90	60	80	100	120	70	90	110	95	120
	φ _δ		20	10	05	20	30	25	15	30	10	25
	φ _ε		110	85	115	100	90	95	125	125	105	95
Числа зубьев колес	Z ₁		20	26	25	23	27	29	29	27	26	14
	Z ₂		12	13	15	10	14	16	15	12	11	31
Модуль зацепления зубчатых колёс	m	мм	5	3	4	3	5	4	11	7	9	8
Частота вращения колеса 5	n ₅	мин ⁻¹	270	420	570	620	450	510	680	480	320	225

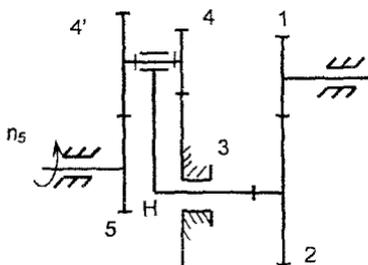
Задание 7 Механизмы качающегося конвейера



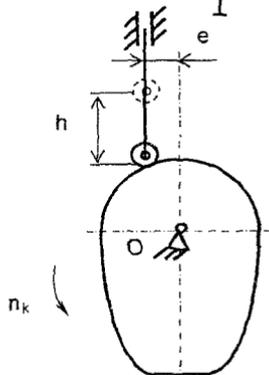
а) Схема рычажного механизма



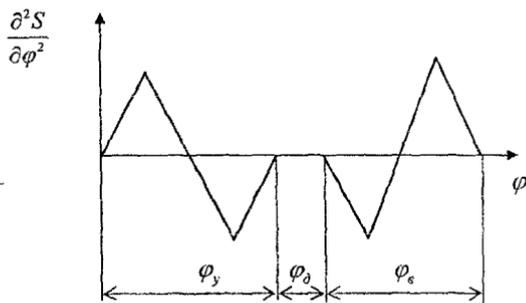
б) Диаграмма действия силы P_E



в) Схема зубчатого механизма



г) Схема кулачкового механизма

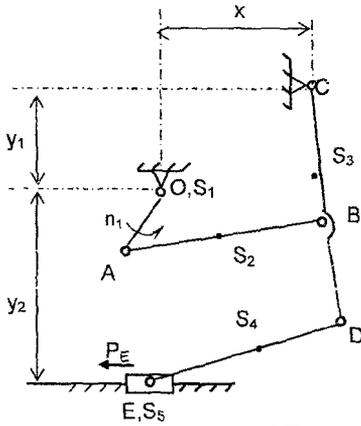


д) Закон изменения аналога ускорения толкателя

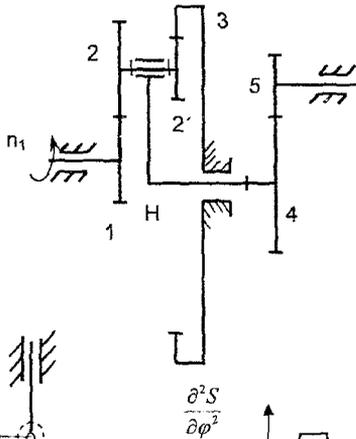
Исходные данные к заданию № 7

Параметры	Обозначение	Ед. изм.	Варианты числовых значений									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Длина звеньев рычажного механизма $CS_3=S_3D$	OA	м	0,14	0,16	0,21	0,12	0,18	0,15	0,21	0,17	0,16	0,14
	AB=2AS ₂		0,21	0,28	0,40	0,22	0,34	0,26	0,38	0,30	0,30	0,26
	CB		0,25	0,32	0,44	0,28	0,40	0,30	0,46	0,38	0,36	0,33
	BD		0,15	0,20	0,26	0,25	0,32	0,28	0,26	0,28	0,21	0,26
	x		0,26	0,30	0,45	0,26	0,38	0,32	0,45	0,36	0,33	0,29
	y ₁		0,25	0,34	0,4	0,4	0,44	0,40	0,43	0,36	0,35	0,36
	y ₂		0,18	0,20	0,32	0,16	0,30	0,20	0,32	0,27	0,24	0,25
Частота вращения колеса 1 и кривошипа	n:	мин ⁻¹	60	70	84	90	65	80	85	75	95	72
Массы звеньев	m ₂	кг	6	8	10	12	8	9	12	9	8	9
	m ₃		14	16	20	22	17	21	23	19	16	16
	m ₄		5	7	8	10	5	6	9	7	9	10
	m ₅		27	30	24	32	26	34	18	26	30	34
Момент инерции 1-го звена	I ₁	кг м ²	0,7	1,0	1,3	0,9	1,2	1,4	0,9	0,54	0,4	1,1
Сила сопротивления	P _E	кН	1,5	1,05	1,1	0,95	1,4	1,35	1,25	1,55	1,85	1,45
Коэффициент неравномерности движения	δ		0,09	0,07	0,1	0,06	0,08	0,11	0,09	0,08	0,06	0,1
Положение механизма для силового расчета			4	6	11	5	3	4	8	5	10	2
Перемещение толкателя кулачкового механизма	h	мм.	30	20	24	26	36	40	28	34	25	27
Фазовые углы поворота кулачка	φ _v	град.	70	110	130	150	95	85	120	90	110	95
	φ _o		30	20	0	10	15	25	10	25	15	25
	φ _c		100	90	115	80	120	60	105	115	130	70
Допускаемый угол давления	∠ _{дон}	град.	32	40	30	35	34	30	35	36	40	32
Модуль зубчатого зацепления	m	мм	4	6	3	8	10	5	7	12	3	6
	Z ₁		12	21	13	27	23	24	13	11	26	27
Числа зубьев колес	Z ₂		18	10	19	14	16	15	20	17	14	10
	n ₅	мин ⁻¹	170	370	180	660	310	600	200	290	420	680

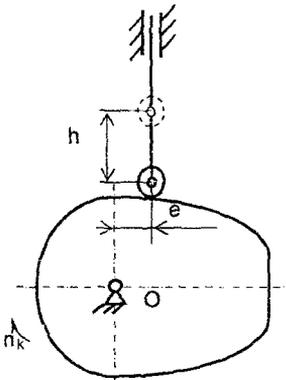
Задание 8 Механизмы грохота



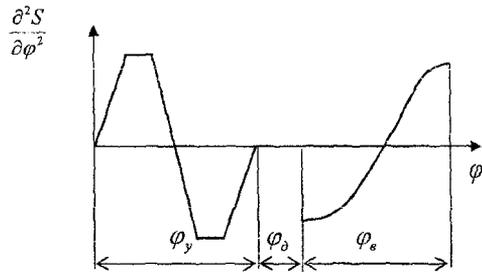
а) Схема рычажного механизма



б) Схема зубчатого механизма



в) Схема кулачкового механизма

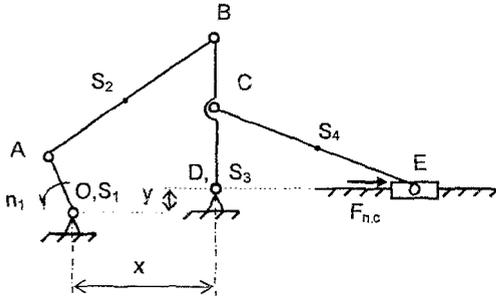


г) Закон изменения аналога ускорения толкателя

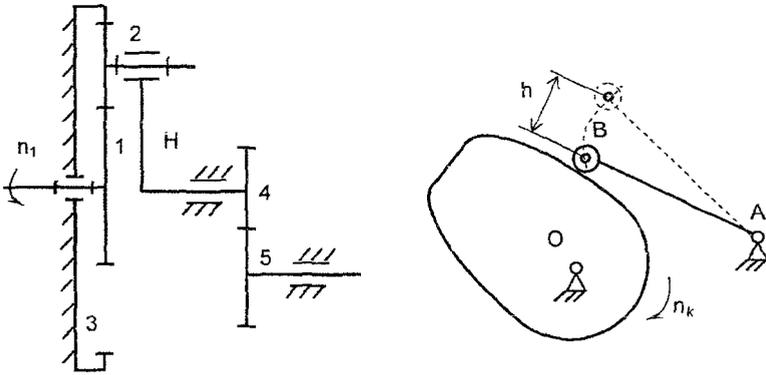
Исходные данные к заданию № 8

Параметры	Обозначение	Ед. изм.	Варианты числовых значений									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Длина звеньев рычажного механизма $CS_3=DS_3$ $ES_4=DS_4$	OA	м	0,18	0,24	0,22	0,30	0,21	0,20	0,25	0,24	0,26	0,21
	$AB=2AS_2$		0,26	0,40	0,48	0,40	0,40	0,36	0,44	0,42	0,42	0,36
	CB		0,34	0,52	0,64	0,70	0,48	0,57	0,58	0,51	0,50	0,55
	BD		0,40	0,66	0,70	0,85	0,55	0,68	0,62	0,56	0,54	0,62
	x		0,25	0,30	0,35	0,55	0,30	0,40	0,36	0,32	0,36	0,31
	y_1		0,22	0,25	0,2	0,25	0,12	0,15	0,28	0,16	0,25	0,22
	y_2		0,62	1,0	1,25	1,58	1,1	1,35	1,38	1,16	0,95	1,40
Частота вращения кривошипа и колеса 5 Колеса 1	n_5	мин ⁻¹	80	65	75	70	60	85	90	110	65	95
	n_1		640	480	650	510	600	250	1100	1000	900	340
Массы звеньев	m_1	кг	5	5,2	5,4	5,6	5,8	4,8	5,4	6	7	4
	m_2		3,6	3,1	4,5	4,7	5,2	3,7	4,5	5	5	6
	m_3		7,5	8,6	9,9	10,3	8,2	9,3	9,9	9	14	15
	m_4		3,3	3,5	3,8	4,2	4,4	4,6	3,8	5	9	5,5
	m_5		9,2	11,25	13,5	14,0	10,2	12,0	13,5	11	15	13
Сила сопротивления движению звена 5	P_E	Н	1500	2700	2200	2800	1680	1800	2100	1450	2400	1750
Момент инерции кривошипа	I_1	кг·м ²	0,53	0,56	0,6	0,5	0,54	0,62	0,6	0,54	0,36	0,30
Коэффициент неравномерности движения	δ		0,1	0,12	0,09	0,12	0,08	0,1	0,09	0,08	0,15	0,1
Номер положения для силового расчета			9	7	2	3	5	10	2	11	8	9
Ход толкателя в кулачковом механизме	h	мм	35	30	26	30	25	35	32	28	22	36
Фазовые углы поворота кулачка	φ_y	град.	55	70	60	80	90	100	110	90	85	130
	φ_0		25	15	20	10	10	20	30	10	25	20
	φ_n		70	85	90	110	70	120	95	75	110	100
Числа зубьев колес перед. механизма	Z_5		25	23	30	21	25	14	30	24	26	14
	Z_4		10	11	12	10	13	24	13	12	11	22
Модуль зацепления	m	мм	5	6	3	4	8	10	11	3,5	6	3,5
Допускаемый угол давления	$\rho_{доп}$	град.	30	25	30	25	28	22	30	26	25	28

Задание 9 Механизмы грохота

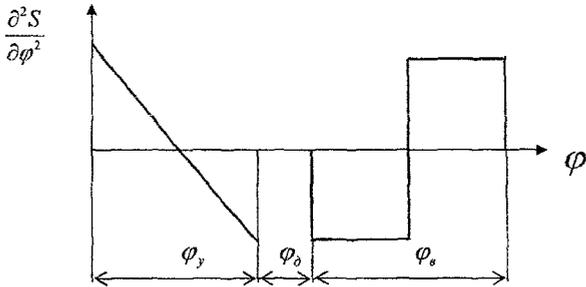


а) Схема рычажного механизма



б) Схема зубчатого механизма

в) Схема кулачкового механизма

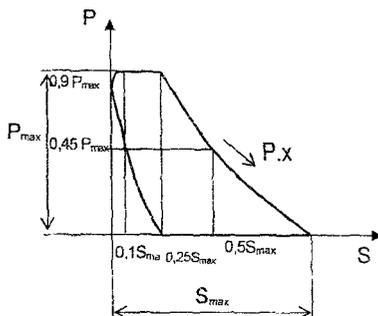
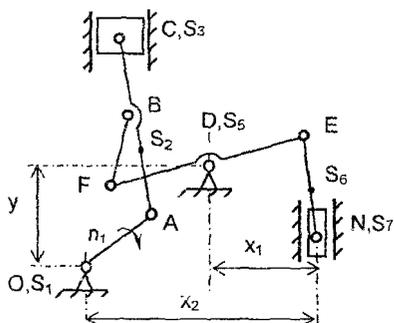


г) Закон изменения аналога ускорения коромысла

Исходные данные к заданию № 9

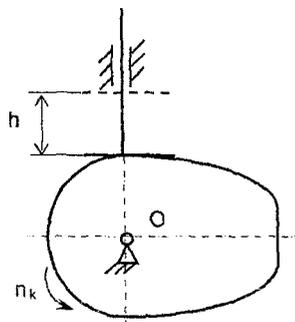
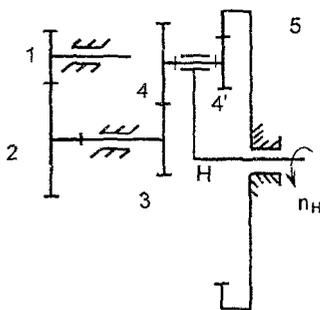
Параметры	Обозначение	Ед. изм.	Варианты числовых значений									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Длина звеньев рычажного механизма	OA	м	0,15	0,2	0,25	0,3	0,18	0,22	0,1	0,21	0,18	0,20
	AB=2AS ₂		0,35	0,48	0,6	0,72	0,37	0,51	0,3	0,47	0,40	0,48
	CD= $\frac{1}{2}$ BD		0,4	0,11	0,18	0,22	0,13	0,16	0,11	0,16	0,16	0,19
	CE=3CS ₄		0,6	0,8	1,0	1,2	0,75	0,80	0,45	0,72	0,65	0,63
	x		0,3	0,35	0,44	0,53	0,32	0,38	0,22	0,34	0,36	0,42
y	0,046	0,064	0,08	0,096	0,057	0,062	0,04	0,06	0,055	0,07		
Частота вращения кривошипа	n ₁	мин ⁻¹	450	320	280	380	400	350	330	440	370	290
Массы звеньев	m ₃ =m ₂	кг	3,0	3,5	4,5	5,5	3,5	3,8	6	11	6,5	7
	10m ₄ =m ₅		140	160	200	240	150	180	120	160	110	130
Момент инерции 1-го звена	I ₁	кг·м ²	0,5	0,9	0,7	0,8	1,2	0,6	0,6	0,52	0,8	0,45
Сила полезного сопротивления	F _{п.с.}	Н	250	200	300	350	280	400	420	380	500	480
Коэффициент неравномерности движения кривошипа	δ		1/5	1/6	1/8	1/4	1/9	1/64	1/7	1/10	1/8	1/45
Номер положения механизма для силового расчета			4	3	2	7	5	11	2	6	10	4
Максимальное перемещение т.В коромысла	h	мм	30	20	24	26	36	40	29	38	28	32
Длина коромысла кулачкового механизма	AB	мм	110	100	95	120	135	140	110	115	120	130
Фазовые углы поворота кулачка	φ _γ	град.	95	150	160	110	120	115	150	100	120	110
	φ _δ		35	20	10	0	15	20	10	25	20	30
	φ _ε		160	150	140	170	120	140	130	125	100	90
Допускаемый угол давления	g _{нн}	град.	38	32	30	35	40	42	35	37	36	40
Числа зубьев колес	Z ₄		18	25	16	26	24	13	21	26	32	20
	Z ₅		10	11	20	15	14	22	15	16	13	14
Модуль зубчатого зацепления	m	мм	7	3	6	11	5	8	12	4,5	3	6
Передаточное отношение зубчатого механизма	i _{нн}		2,3	2,6	4,2	2,2	3,6	4,0	3,8	3,6	2,4	4,4

Задание 10 Механизм двигателя Дизеля



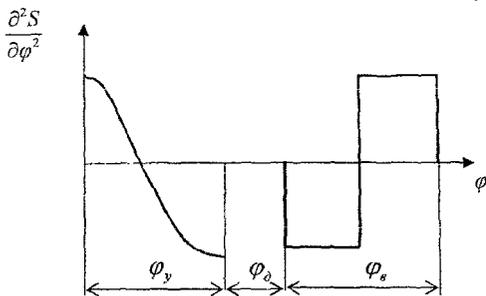
а) Схема рычажного механизма

б) Индикаторная диаграмма компрессора



в) Схема зубчатого механизма

г) Схема кулачкового механизма

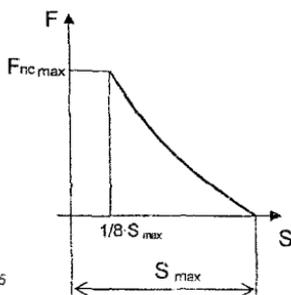
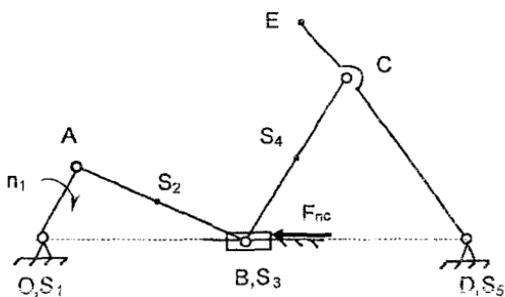


д) Закон изменения аналога ускорения толкателя

Исходные данные к заданию № 10

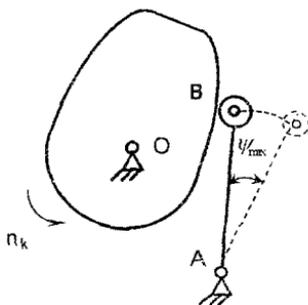
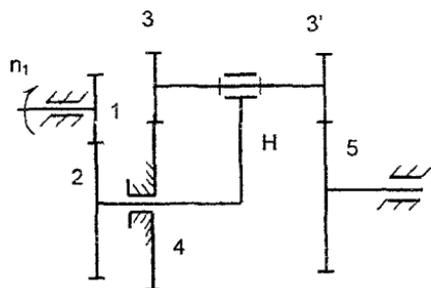
Параметры	Обозначение	Ед. изм.	Варианты числовых значений									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Длина звеньев рычажного механизма	OA	м	0,08	0,06	0,075	0,09	0,085	0,1	0,12	0,085	0,07	0,09
	AB=BC		0,12	0,15	0,16	0,18	0,21	0,23	0,27	0,26	0,13	0,19
	BS ₂		0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04	0,03	0,05	0,03	0,05
	FD=DE		0,2	0,17	0,21	0,22	0,16	0,23	0,23	0,22	0,24	0,26
	EN=2·ES ₆		0,22	0,18	0,2	0,26	0,23	0,25	0,3	0,28	0,21	0,24
Частота вращения кривошипа и колеса 1	n ₁	мин ⁻¹	1850	1600	2100	1750	2050	1900	1800	1950	1400	2000
Массы звеньев	m ₂ = m ₅	кг	9,2	11	13	10	15,2	14,4	13	15	12	14
	m ₃ = m ₇		15,4	18	20,5	16	17,5	22	16	18,5	15	19
	m ₆		6,6	7	6,2	5,8	9	10,6	6,2	8	7,5	10
Диаметры поршней	d ₃ = d ₇	м	0,07	0,06	0,08	0,1	0,07	0,09	0,07	0,06	0,05	0,07
Максимальное индикаторное давление	P _{max}	МПа	2,1	1,6	1,8	2,5	2,2	1,9	1,6	2,0	1,8	2,3
Момент инерции кривошипа	I ₁	кг·м ²	0,8	0,35	0,22	0,45	0,6	0,4	0,22	0,35	0,31	0,4
Кoeffициент неравномерности движения кривошипа	δ		1/120	1/80	1/90	1/110	1/75	1/150	1/90	1/85	1/80	1/100
Номер положения механизма для силового расчета			10	11	5	8	2	6	3	4	9	6
Максимальный ход толкателя в кулачковом механизме	h	мм	24	32	28	36	25	30	35	26	18	29
Фазовые углы поворота кулачка	φ _γ	град.	80	100	90	110	120	75	105	95	115	80
	φ _α		25	30	40	20	10	50	20	30	20	20
	φ _ε		105	130	115	100	90	95	125	125	135	95
Числа зубьев колес	Z ₂		10	9	13	15	11	16	13	14	10	12
	Z ₁		26	21	28	34	20	35	26	22	25	29
Модуль зацепления зубчатых колёс	m	мм	3	5	2,5	4	5	2,5	7	4,5	6	9
Частота вращения вала	n _{II}	мин ⁻¹	950	800	920	840	700	850	880	650	700	860

Задание 11 Механизмы сеного пресса



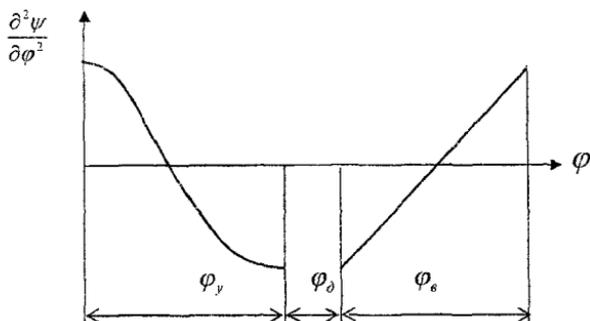
а) Схема рычажного механизма

б) Диаграмма усилий прессования



в) Схема зубчатого механизма

г) Схема кулачкового механизма

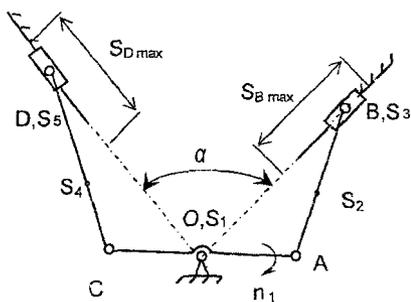


д) Закон изменения аналога ускорения коромысла

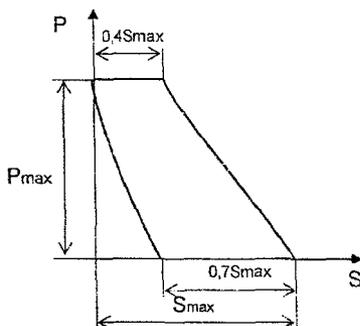
Исходные данные к заданию № 11

Параметры	Обозначение	Ед. изм.	Варианты числовых значений									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Длина звеньев рычажного механизма	OA	м	0,25	0,45	0,3	0,35	0,48	0,5	0,38	0,27	0,4	0,35
	AB=2AS ₂		0,8	1,4	1,2	1,25	1,5	1,62	1,1	0,88	1,1	1,2
	BC=CD=2BS ₄		0,65	1,052	0,8	0,95	1,2	1,3	0,85	0,75	0,9	1,05
	EC		0,3	0,25	0,1	0,25	0,4	0,3	0,15	0,35	0,22	0,3
	OD		1,2	2,1	1,8	1,9	2,2	2,4	1,7	1,85	2,0	2,1
Частота вращения колеса 1 и кривошипа	n ₁	мин ⁻¹	120	90	180	200	150	220	160	170	110	210
Массы звеньев	m ₂	кг	14	18	16	12,5	18,5	20	14	18	15	20
	m ₃		30	40	36	45	50	52	26	40	28	32
	m ₄ = m ₅		24	31	26	30	36	34	18	30	33	27
Момент инерции 1-го звена	I ₁	кг·м ²	0,8	0,7	0,5	0,1	0,28	0,6	0,5	0,31	0,2	0,42
Максимальное значение силы сопротивления	F _{max}	Н	3200	2850	3000	2750	2500	2650	2200	2350	2700	2600
Коэффициент неравномерности движения кривошипа	δ		1/10	1/8	1/20	1/25	1/15	1/35	1/20	1/38	1/16	1/35
Положение для силового расчета			4	5	3	10	2	11	6	6	8	3
Максимальный угол перемещения коромысла	ψ _{max}	град	13	20	18	17	15	14	22	28	25	18
Длина коромысла кулачкового механизма	AB	мм	160	95	120	115	100	85	110	130	105	125
Фазовые углы поворота кулачка	φ _γ	град	140	130	120	110	100	90	120	100	80	90
	φ _α		10	0	20	25	30	18	25	20	30	40
	φ _ε		140	120	160	100	130	145	100	125	120	120
Допускаемый угол давления	ρ _{доп}	град	38	35	30	45	40	36	35	42	35	36
Числа зубьев колес	Z ₁		22	18	28	24	25	15	31	25	19	26
	Z ₂		13	12	10	16	14	21	11	12	11	15
Модуль зацепления зубчатых колёс	m	мм	5	7	8	9	10	3	4	5	10	3
Частота вращения колеса 5	n ₅	мин ⁻¹	580	350	1310	1300	1010	720	1280	1200	450	730

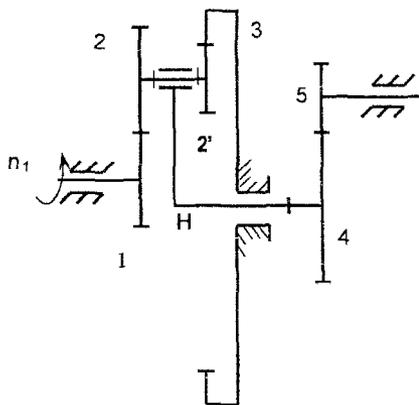
Задание 12 Механизмы компрессора



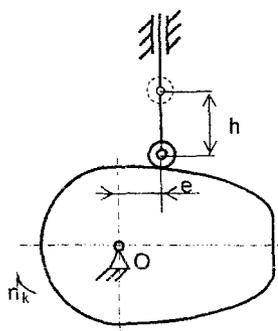
а) Схема рычажного механизма



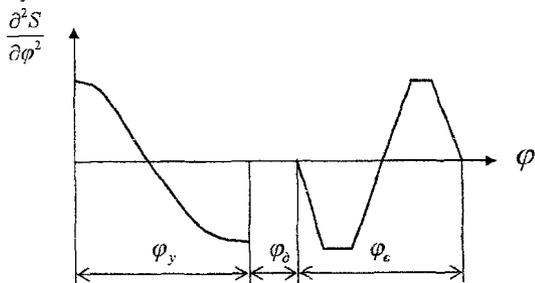
б) Индикаторная диаграмма компрессора



в) Схема зубчатого механизма



г) Схема кулачкового механизма

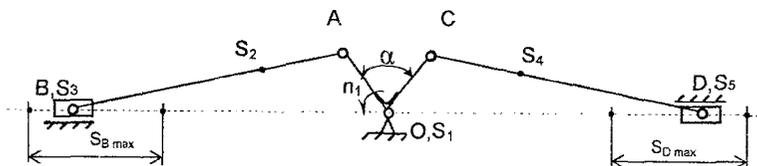


д) Закон изменения аналога ускорения толкателя

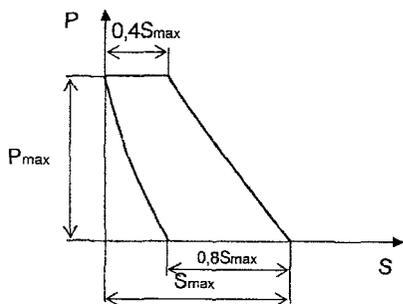
Исходные данные к заданию № 12

Параметры	Обозначение	Ед. изм.	Варианты числовых значений									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Длина звеньев рычажного механизма	OC=OA 2AS ₂ =2CS ₄ = =AB=CD	м	0,1	0,07	0,09	0,13	0,12	0,06	0,11	0,08	0,09	0,08
			0,35	0,27	0,31	0,45	0,38	0,51	0,40	0,35	0,36	0,43
Угол между направляющими	α	град.	80	85	95	80	75	100	105	100	70	100
Частота вращения кривошипа и колеса ¹	n_1	мин ⁻¹	2500	1200	2800	2200	2400	1400	2600	2100	2400	2800
Массы звеньев	$m_2 = m_4$	кг	4,2	3,9	4,5	5,0	4,8	3,7	5	5	4,8	3,7
	$m_3 = m_5$		4,4	4,1	4,7	5,4	5,0	3,9	4	7	6,6	4,3
Диаметры поршней	$d_3 = d_5$	м	0,07	0,03	0,06	0,09	0,08	0,04	0,07	0,06	0,05	0,07
Максимальное индикаторное давление	P_{max}	МПа	3,2	2,5	4,0	5,2	4,4	2,8	3,6	3,4	2,5	3,9
Момент инерции кривошипа	I_1	кг·м ²	0,5	0,3	0,4	0,3	0,26	0,35	0,42	0,25	0,28	0,37
Коэффициент неравномерности движения кривошипа	δ		1/85	1/80	1/90	1/100	1/95	1/90	1/80	1/95	1/65	1/70
Номер положения механизма для силового расчета			4	10	5	2	11	8	3	9	7	11
Максимальный ход толкателя в кулачковом механизме	h	мм	24	28	25	23	20	27	29	18	32	26
Фазовые углы поворота кулачка	φ_{ν}	град.	125	110	130	145	120	150	100	90	115	100
	φ_o		25	20	15	35	30	10	20	30	25	10
	φ_{θ}		105	130	140	125	135	100	120	115	130	145
Смещение оси толкателя относительно оси кулачка	e	мм	6	5	4	8	6	7	3	3	6	5
Допускаемый угол давления	ϑ_{opt}	град.	28	20	25	22	26	24	26	25	22	24
Числа зубьев колес	Z_4		34	32	24	28	12	18	27	31	32	17
	Z_5		16	15	13	14	26	10	11	14	9	11
Модуль зацепления зубчатых колёс	m	мм	8	7	9	6	5	6	10	6	5	3
Частота вращения колеса 5	n_5	мин ⁻¹	1750	820	1100	1300	400	780	1670	1500	1900	880

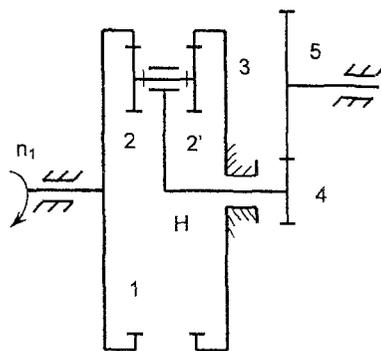
Задание 13 Механизмы компрессора



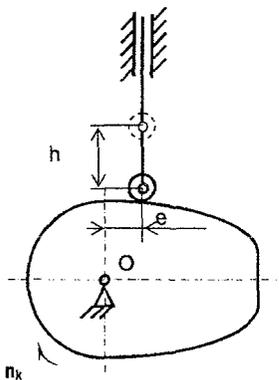
а) Схема рычажного механизма



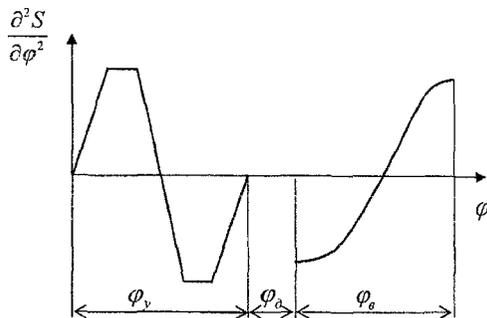
б) Индикаторная диаграмма механизма



в) Схема зубчатого механизма



г) Схема кулачкового механизма

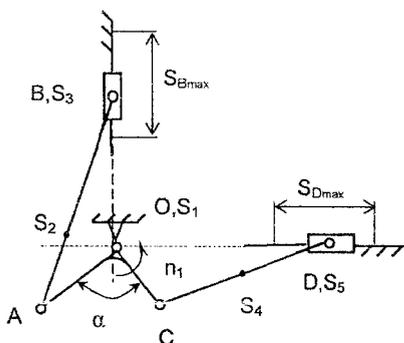


д) Закон изменения аналога ускорения толкателя

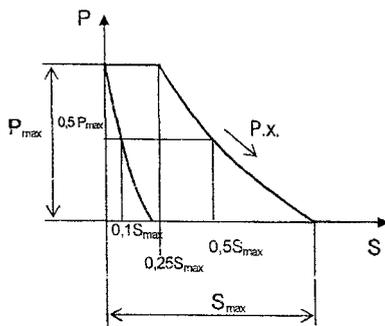
Исходные данные к заданию № 13

Параметры	Обозначение	Ед. изм.	Варианты числовых значений									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Длина звеньев рычажного механизма	OA=OC	м	0,09	0,1	0,12	0,14	0,15	0,13	0,15	0,11	0,12	0,13
	3AS ₂ =3CS ₄ = =AB=CD		0,39	0,34	0,45	0,52	0,58	0,51	0,46	0,48	0,45	0,51
Угол между АО и ОС	α	град.	80	85	90	95	100	75	80	100	70	85
Частота вращения кривошипа	n_1	мин ⁻¹	1950	1800	1600	1450	1300	1100	1900	1500	1600	1200
Массы звеньев	$m_2 = m_4$	кг	8	7	5,6	4,8	8	4,5	6	7	11	14
	$m_5 = m_3$		12	11	10	12	10	7	11	10	16	17
Диаметры поршней	$d_3 = d_5$	м	0,08	0,1	0,09	0,11	0,12	0,1	0,09	0,08	0,08	0,09
Максимальное индикаторное давление	P_{max}	МПа	3,2	3,0	2,8	3,5	3,3	2,8	2,6	3,9	3,3	3,6
Момент инерции кривошипа	I_1	кг·м ²	0,4	0,7	0,46	0,36	0,7	0,8	0,6	0,44	0,47	0,58
Коэффициент неравномерности движения	δ		1/90	1/100	1/95	1/80	1/85	1/90	1/95	1/85	1/100	1/80
Номер положения механизма для силового расчета			11	2	10	6	4	5	3	8	3	5
Максимальный ход толкателя в кулачковом механизме	h	мм	18	20	22	16	25	20	28	24	26	30
	φ_y	град.	105	155	140	110	120	130	80	125	135	90
	φ_d		20	10	10	25	20	15	20	30	10	15
	φ_n		140	110	105	140	130	115	105	100	100	110
Смещение оси толкателя относительно оси кулачка	e	мм	3	5	6	3	4	7	4	5	6	8
Допускаемый угол давления	$\rho_{доп}$	град.	22	26	30	28	25	20	30	25	26	30
	Z_4		22	15	16	18	24	27	16	11	12	15
Числа зубьев колес	Z_5		13	25	30	11	10	14	30	23	27	20
	m	мм	9	8	7	6	5	10	8	5	9	4,5
Передаточное отношение зубчатого механизма	i_{15}		0,84	0,7	1,35	1,6	1,5	1,4	0,9	0,78	0,65	1,55

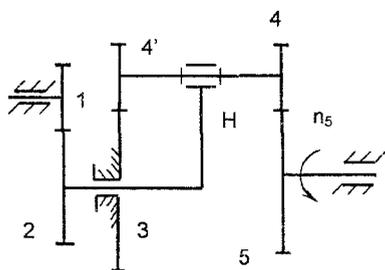
Задание 14 Механизмы компрессора



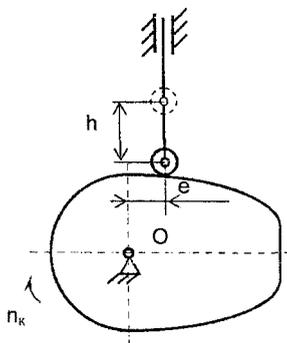
а) Схема рычажного механизма



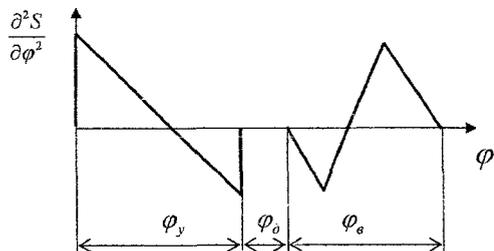
б) Индикаторная диаграмма компрессора



в) Схема зубчатого механизма



г) Схема кулачкового механизма

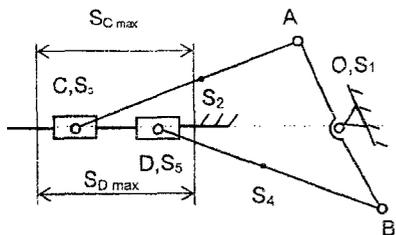


д) Закон изменения аналога ускорения толкателя

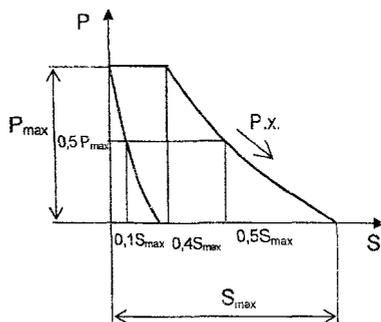
Исходные данные к заданию № 14

Параметры	Обозначение	Ед. изм.	Варианты числовых значений									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Длина звеньев рычажного механизма	OA=OC 2AS ₂ =2CS ₄ = =AB=CD	м	0,095	0,06	0,08	0,1	0,12	0,09	0,09	0,07	0,065	0,08
			0,35	0,22	0,29	0,38	0,42	0,34	0,29	0,27	0,28	0,32
Угол между АО и ОС	α	град.	75	85	95	80	70	90	85	95	90	100
Частота вращения кривошипа и колеса 5	n_1	мин ⁻¹	2250	2500	1150	2000	1900	2200	1100	1700	2200	2100
Массы звеньев	$m_2 = m_4$	кг	2,5	2,4	2,5	3,4	2,8	3,0	5	3	7	11
	$m_3 = m_5$		2,7	2,8	2,7	3,6	3,1	3,0	7	5	10	13
	m_1		1,0	0,8	1,4	2,2	1,8	2,4	4	6	5	4
Диаметры поршней	$d_3 = d_5$	м	0,08	0,09	0,06	0,07	0,1	0,07	0,08	0,06	0,05	0,06
Момент инерции кривошипа	I_1	кг·м ²	0,33	0,28	0,35	0,36	0,4	0,48	0,35	0,22	0,22	0,28
Максимальное индикаторное давление	P_{max}	МПа	3,2	4,1	3,3	4,8	5,5	4,4	3,5	2,5	3,1	2,1
Коэффициент неравномерности движения	δ		1/110	1/100	1/95	1/105	1/90	1/85	1/95	1/90	1/90	1/85
Номер положения механизма для силового расчета			11	6	2	3	4	10	5	2	5	7
Максимальный ход толкателя в кулачковом механизме	h	мм	10	8	16	6	15	8	28	20	22	25
	φ_y	град.	150	140	130	160	115	135	110	135	100	135
	φ_o		40	20	0	10	30	20	10	10	30	0
	φ_e		115	120	140	120	135	125	130	100	130	105
Допускаемый угол давления	$\rho_{доп}$	град.	20	22	25	24	28	26	25	24	20	26
Числа зубьев колес	Z_1		10	37	11	29	13	12	11	12	15	13
	Z_2		18	15	17	14	25	19	19	27	31	19
Модуль зацепления зубчатых колёс	m	мм	3	4	5	10	6	8	3,5	7	9	5
Частота вращения колеса 1	n'_1	мин ⁻¹	750	550	400	380	740	760	320	810	1200	950

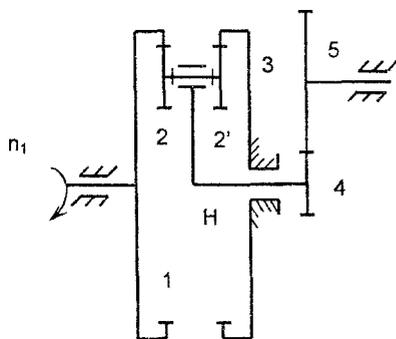
Задание 15 Механизмы компрессора



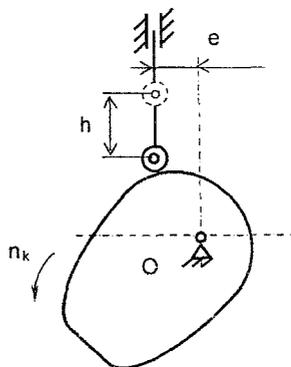
а) Схема рычажного механизма



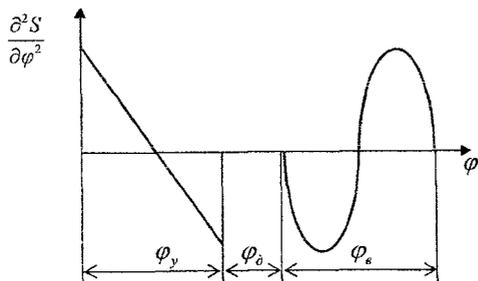
б) Индикаторная диаграмма компрессора



б) Схема зубчатого механизма



в) Схема кулачкового механизма

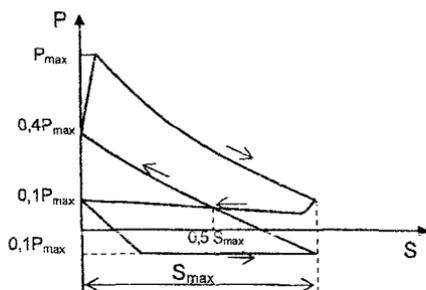
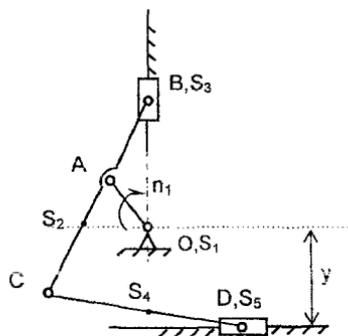


д) Закон изменения аналога ускорения толкателя

Исходные данные к заданию № 15

Параметры	Обозначение	Ед. изм.	Варианты числовых значений									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Длина звеньев рычажного механизма	OA=OB	м	0,075	0,08	0,11	0,1	0,09	0,06	0,13	0,12	0,08	0,07
	3AS ₂ =3BS ₄ =AC=BD		0,26	0,28	0,36	0,34	0,3	0,22	0,40	0,39	0,32	0,25
Частота вращения кривошипа и колеса 1	n ₁	мин ⁻¹	1800	2200	1950	1600	2100	2400	1700	1900	2000	1750
Массы звеньев	m ₂ = m ₄	кг	9,2	8,8	9,0	7,5	6,8	7,0	7	8	12	17
	m ₃ = m ₅		14	16	13	10	19	9	12	13	20	29
Диаметры поршней	d ₃ = d ₅	м	0,06	0,06	0,1	0,09	0,07	0,06	0,1	0,10	0,05	0,06
Максимальное индикаторное давление	P _{max}	МПа	5,5	5,2	5,0	5,7	6,1	4,8	4,4	5,6	4,3	4,1
Момент инерции кривошипа	I ₁	кг·м ²	0,52	0,48	0,35	0,26	0,63	0,18	0,35	0,35	0,31	0,42
Коэффициент неравномерности движения кривошипа	δ		1/90	1/95	1/100	1/110	1/85	1/80	1/90	1/120	1/95	1/110
Номер положения механизма для силового расчета			11	8	10	6	5	4	8	9	3	2
Максимальный ход толкателя в кулачковом механизме	h	мм	22	26	28	30	31	23	25	29	28	24
Фазовые углы поворота кулачка	φ _y	град.	135	150	140	120	140	150	90	110	120	115
	φ _α		10	0	20	15	10	20	20	10	20	30
	φ _ε		140	135	115	120	140	90	110	135	135	90
Смещение оси толкателя от оси кулачка	e	мм	6	9	5	10	8	7	5	6	5	3
Допускаемый угол давления	g _{доп}	град.	30	20	28	25	32	24	30	32	22	24
Числа зубьев колес	Z ₄		15	26	14	24	16	13	14	23	16	12
	Z ₅		27	12	25	10	23	30	27	15	34	30
Модуль зацепления зубчатых колес	m	мм	6	5	4	7	8	3	9	12	6	10
Частота вращения колеса 5	n ₅	мин ⁻¹	420	1100	450	1500	1050	1560	350	950	410	1480

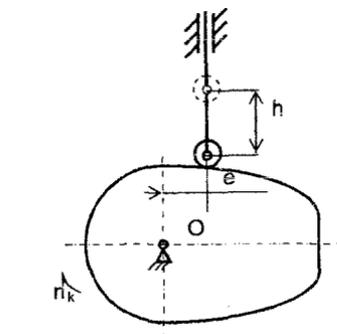
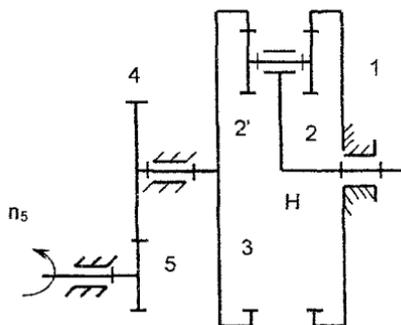
Задание 16 Механизмы двигателя



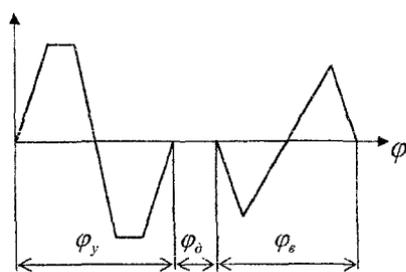
а) Схема рычажного механизма

б) Индикаторная диаграмма

в) Схема зубчатого механизма



$$\frac{\partial^2 S}{\partial \varphi^2}$$



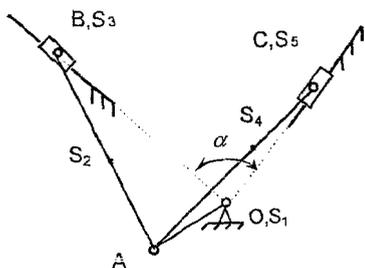
г) Схема кулачкового механизма

г) Закон изменения аналога ускорения толкателя

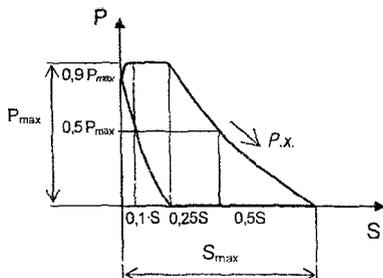
Исходные данные к заданию № 16

Параметры	Обозначение	Ед. изм.	Варианты числовых значений									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Длина звеньев рычажного механизма $CS_2=BS_2$	OA	м	0,06	0,07	0,05	0,08	0,09	0,1	0,05	0,08	0,07	0,11
	AC		0,16	0,15	0,12	0,19	0,20	0,22	0,14	0,20	0,18	0,24
	BA		0,12	0,12	0,10	0,16	0,17	0,20	0,11	0,22	0,14	0,20
	$CD=2CS_4$		0,3	0,29	0,25	0,32	0,39	0,40	0,22	0,39	0,29	0,46
	y		0,08	0,09	0,07	0,10	0,12	0,14	0,08	0,14	0,11	0,09
Частота вращения кривошипа и водила	$n_1=n_H$	мин ⁻¹	1500	1800	2500	1200	1100	2000	2300	1300	2100	1900
Массы звеньев	m_1	кг	8	10	6	9	7	6	5	8	7	6
	$m_2=m_4$		14	16	15	12	17	18	11	14	12	14
	$m_3=m_5$		19	21	20	18	22	24	17	19	21	18
Диаметры поршней	$d_3 = d_5$	м	0,05	0,06	0,04	0,07	0,08	0,09	0,05	0,06	0,05	0,09
Максимальное давление на поршень	P_{max}	МПа	2,8	2,4	2,0	2,1	1,8	2,6	2,1	2,4	2,5	3,5
Момент инерции кривошипа	I_1	кг·м ²	0,58	0,5	0,4	0,29	0,42	0,7	0,4	0,45	0,36	0,65
Коэффициент неравномерности движения кривошипа	δ		1/55	1/60	1/70	1/80	1/65	1/75	1/8	1/78	1/85	1/90
Номер положения механизма для силового расчета			3	19	5	13	17	15	10	16	18	6
Максимальный ход толкателя в кулачковом механизме	h	мм	18	20	22	16	25	20	18	28	23	24
Фазовые углы поворота кулачка	φ_y	град.	65	70	85	100	110	105	95	120	80	115
	φ_o		15	0	25	0	10	20	25	15	20	35
	φ_n		75	110	95	75	90	85	115	95	125	90
Допускаемый угол давления	$\vartheta_{доп}$	град.	30	35	40	38	36	32	35	40	35	30
Числа зубьев колес	Z_4		13	16	9	11	14	15	10	14	15	12
	Z_5		24	30	18	25	21	27	21	23	34	21
Модуль зацепления зубчатых колес	m	мм	7	10	8	5	12	4	3,5	9	9	3,5
Частота вращения зубчатого колеса 5	n_5	мин ⁻¹	490	640	550	320	1700	1850	650	1600	760	1900

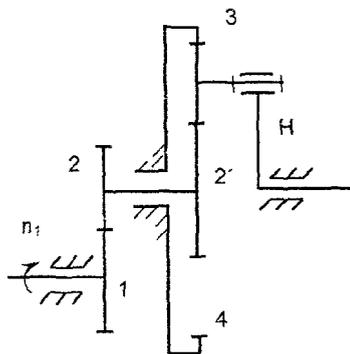
Задание 17 Механизмы компрессорной установки



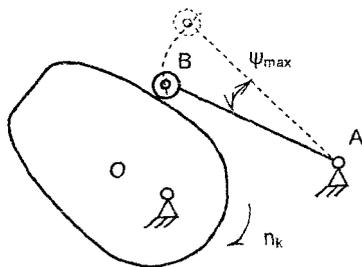
а) Схема рычажного механизма



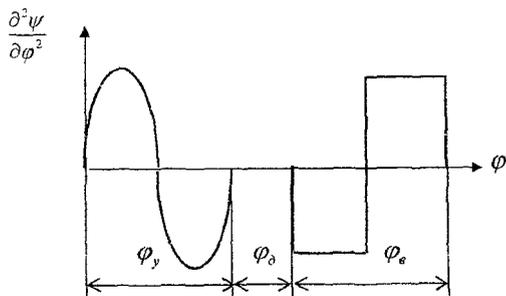
б) Индикаторная диаграмма компрессора



в) Схема зубчатого механизма



г) Схема кулачкового механизма

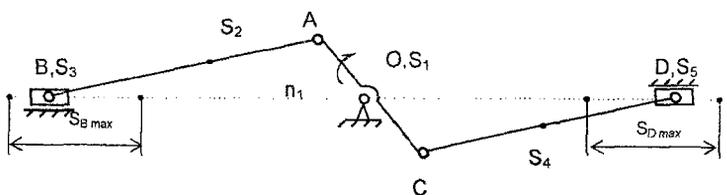


д) Закон изменения аналога ускорения коромысла

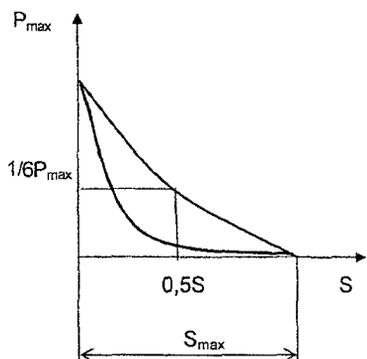
Исходные данные к заданию № 17

Параметры	Обозначение	Ед. изм.	Варианты числовых значений									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Длина звеньев рычажного механизма	OA $2AS_2=2AS_1=$ $=AB=AC$	м	0,07	0,1	0,065	0,09	0,075	0,085	0,11	0,075	0,09	0,08
			0,24	0,35	0,22	0,28	0,26	0,30	0,29	0,24	0,25	0,32
Угол между направляющими	α	град.	60	70	90	80	85	95	75	65	100	105
Частота вращения кривошипа и колеса 1	n_1	мин ⁻¹	550	1000	700	660	720	760	900	800	620	580
Массы звеньев	$m_2 = m_4$	кг	6,0	4,5	5,5	7,0	6,6	7,4	5	5	8	7
	$m_3 = m_5$		3,0	6,8	8,4	2,8	7,5	2,5	8	8	12	9
	m_1		2,2	1,7	2,4	3,0	2,6	3,2	3	6	4,5	3,7
Диаметры поршней	$d_3 = d_5$	м	0,06	0,08	0,05	0,07	0,06	0,08	0,01	0,05	0,07	0,05
Максимальное индикаторное давление	P_{max}	МПа	3,1	5,1	3,8	2,5	1,9	3,2	3,8	2,1	3,6	4,2
Момент инерции кривошипа	I_1	кг·м ²	0,16	0,47	0,61	0,4	0,38	0,29	0,52	0,32	0,34	0,25
Коэффициент неравномерности движения	δ		1/52	1/64	1/72	1/55	1/92	1/80	1/78	1/85	1/65	1/70
Номер положения механизма для силового расчета			5	10	2	11	4	9	3	6	8	2
Максимальный угол перемещения коромысла	ψ_{max}	град	18	22	25	14	26	15	28	24	27	19
Длина коромысла кулачкового механизма	AB	мм	120	100	130	85	110	115	120	125	115	110
Фазовые углы поворота кулачка	φ_y	град.	170	140	130	95	115	100	110	120	150	120
	φ_o		0	15	10	40	30	20	25	05	20	30
	φ_e		140	100	125	110	140	105	125	100	110	105
Допускаемый угол давления	$\vartheta_{доп}$	град.	30	32	40	32	35	30	34	32	40	30
Числа зубьев колес	Z_1		14	16	15	14	16	19	15	12	10	13
	Z_2		18	20	22	28	30	25	24	26	19	27
Модуль зацепления зубчатых колёс	m	мм	10	12	6	9	7	5	8	6	4,5	3
Частота вращения валика	n_H	мин ⁻¹	100	145	170	73	125	105	180	140	150	110

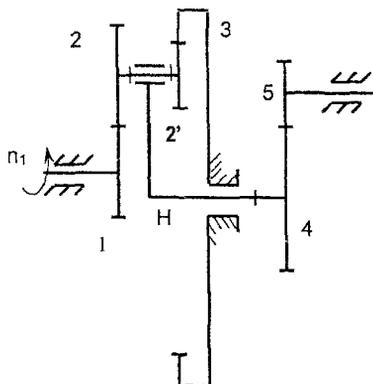
Задание 18 Механизмы двухцилиндрового двигателя



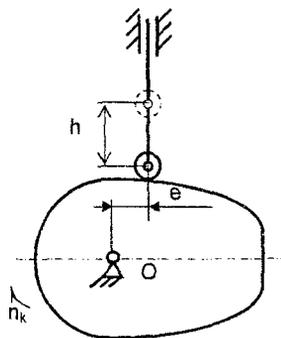
а) Схема рычажного механизма



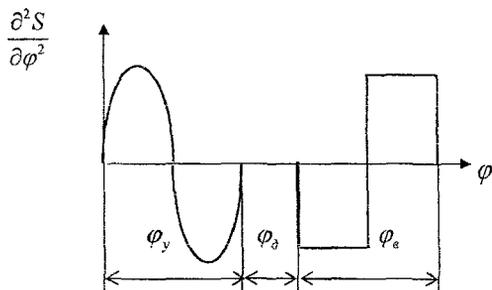
б) Индикаторная диаграмма двигателя



в) Схема зубчатого механизма



г) Схема кулачкового механизма

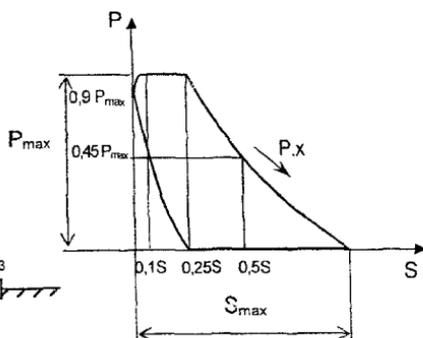
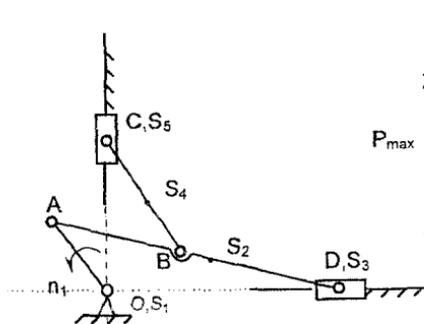


д) Закон изменения аналога ускорения толкателя

Исходные данные к заданию № 18

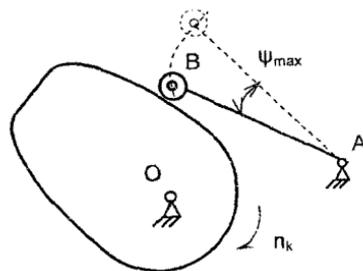
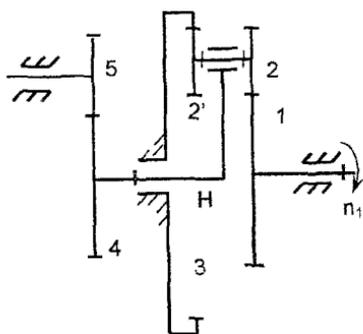
Параметры	Обозначение	Ед. изм.	Варианты числовых значений									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Длина звеньев рычажного механизма $AS_2=BS_2=CS_4$	OA=OC	м	0,07	0,08	0,11	0,12	0,13	0,09	0,14	0,12	0,1	0,07
	AB=CD		0,24	0,27	0,35	0,38	0,42	0,3	0,38	0,35	0,37	0,3
Частота вращения кривошипа и колеса 1	n_1	мин ⁻¹	2800	2600	2500	2400	2000	2500	2200	2300	2100	2250
Массы звеньев	m_1	кг	2,7	1,9	2,9	3,3	4,0	3,6	4	5,5	5	4,6
	$m_2=m_4$		4,9	3,5	5,2	6,1	6,8	5,2	6	9,8	13	6,2
	$m_3=m_5$		3,0	5,2	3,6	3,8	5,0	3,9	7	6,2	15	5,9
Диаметры поршней	$d_3 = d_5$	м	0,055	0,08	0,065	0,09	0,1	0,085	0,09	0,095	0,08	0,045
Коэффициент неравномерности движения	δ		1/85	1/80	1/75	1/80	1/75	1/80	1/90	1/100	1/70	1/95
Максимальное индикаторное давление	P_{max}	МПа	4,3	5,1	3,0	4,8	5,0	3,6	3,8	4,6	3,9	3,2
Момент инерции кривошипа	I	кг·м ²	0,21	0,12	0,18	0,31	0,26	0,17	0,28	0,28	0,32	0,19
Номер положения для силового расчета			10	3	11	5	2	3	6	9	5	4
Максимальный ход толкателя в кулачковом механизме	h	мм	24	16	17	18	20	12	20	25	36	15
Фазовые углы поворота кулачка	φ_y	град.	160	150	120	135	145	130	100	115	110	130
	φ_o		10	20	30	25	10	15	10	10	10	05
	φ_n		50	110	130	100	130	150	130	135	125	110
Допускаемый угол давления	$\vartheta_{доп}$	град.	20	26	28	22	25	21	28	26	26	25
Числа зубьев колес	Z_4		22	24	27	28	30	25	24	31	29	21
	Z_5		10	11	13	12	16	15	13	15	13	15
Модуль зацепления	m	мм	8	5	6	7	6	10	3	9	6	8
Частота вращения зубчатого колеса 5	n_5	мин ⁻¹	1800	1500	1400	1280	950	1100	1200	1000	1400	900

Задание 19 Механизмы компрессора



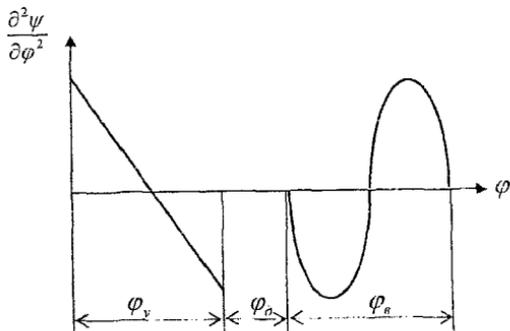
а) Схема рычажного механизма

б) Индикаторная диаграмма компрессора



в) Схема зубчатого механизма

г) Схема кулачкового механизма

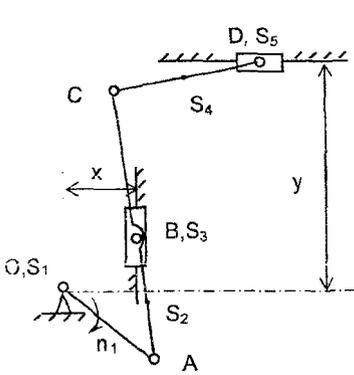


д) Закон изменения аналога ускорения коромысла

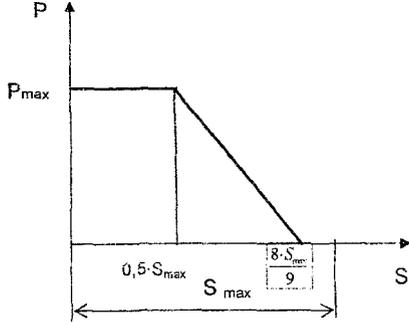
Исходные данные к заданию № 19

Параметры	Обозначение	Ед. изм.	Варианты числовых значений									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Длина звеньев рычажного механизма $CS_4=BS_4$, $AS_2=DS_2$	OA	м	0,055	0,06	0,08	0,095	0,065	0,07	0,1	0,06	0,08	0,07
	AD=BC		0,2	0,23	0,25	0,35	0,21	0,25	0,38	0,22	0,31	0,28
	AB		0,08	0,1	0,11	0,13	0,09	0,09	0,15	0,09	0,13	0,12
Частота вращения кривошипа	n_1	мин ⁻¹	640	720	830	1000	900	1050	880	850	780	800
Массы звеньев	m_1	кг	3,0	4,1	2,6	4,4	3,8	5,0	4,5	4	6	5
	$m_2=m_4$		4,6	5,0	5,5	7,2	5,1	6,6	6,8	6	10	12
	$m_3=m_5$		5,3	5,9	6,5	8,8	8,0	7,4	8,5	10	12	9
Коэффициент неравномерности движения	δ		1/50	1/64	1/72	1/80	1/55	1/35	1/75	1/85	1/64	1/65
Диаметры поршней	$d_3=d_5$	м	0,05	0,06	0,065	0,08	0,06	0,05	0,065	0,05	0,06	0,04
Максимальное индикаторное давление	P_{max}	МПа	4,0	3,2	4,4	3,4	3,1	4,4	4,6	3,6	4,2	3,1
Момент инерции кривошипа	I_1	кг м ²	0,1	0,39	0,5	0,075	0,2	0,4	0,5	0,24	0,32	0,41
Положение для силового расчета			10	2	8	4	5	7	3	6	9	11
Максимальный угол перемещения коромысла	ψ_{max}	град	20	15	21	19	26	17	24	27	18	25
Длина коромысла	AB	мм	100	115	120	135	130	95	100	125	105	110
Фазовые углы поворота кулачка	φ_y	град.	100	120	105	95	130	125	105	110	120	115
	φ_d		15	20	25	20	15	10	20	35	10	15
	φ_n		140	125	140	150	120	100	130	90	145	80
Допускаемый угол давления	$\rho_{доп}$	град.	32	38	42	35	40	30	31	42	36	30
Числа зубьев колес	Z_4		16	15	13	12	10	11	13	12	16	14
	Z_5		36	25	28	30	27	24	32	27	27	24
Модуль зацепления	m	мм	7	10	8	7	6	5	4	3	9	4
Передаточное отношение редуктора	i_{H1}		3/11	3/15	3/19	5/19	5/23	9/35	3/17	5/24	3/17	9/38

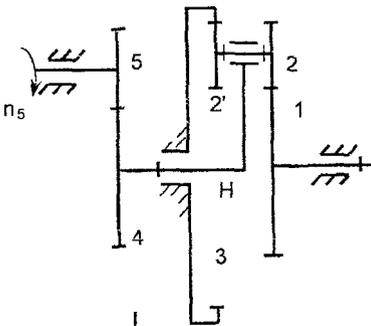
Задание 20 Механизмы прессы



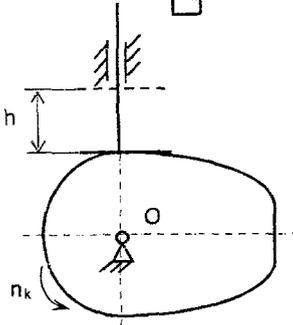
а) Схема рычажного механизма



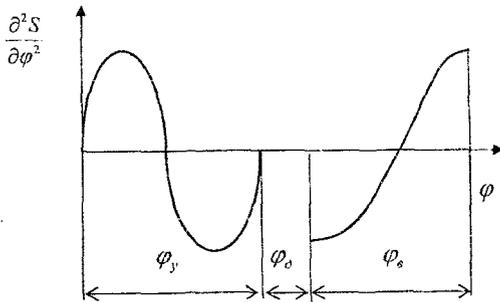
б) Диаграмма сил сопротивления



в) Схема зубчатого механизма



г) Схема кулачкового механизма



д) Закон изменения аналога ускорения толкателя

Исходные данные к заданию № 20

Параметры	Обозначение	Ед. изм.	Варианты числовых значений									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Длина звеньев рычажного механизма $CS_4=DS_4$	OA	м	0,21	0,12	0,18	0,24	0,20	0,22	0,14	0,19	0,25	0,16
	AC		0,58	0,32	0,48	0,56	0,52	0,55	0,42	0,44	0,56	0,55
	AB		0,36	0,20	0,26	0,38	0,35	0,36	0,23	0,27	0,34	0,32
	CD		0,4	0,25	0,38	0,45	0,41	0,42	0,30	0,35	0,48	0,43
	AS_2		0,22	0,17	0,20	0,30	0,28	0,28	0,19	0,24	0,26	0,29
	x		0,11	0,05	0,06	0,09	0,11	0,10	0,07	0,06	0,08	0,09
Частота вращения кривошипа	n_1	мин ⁻¹	670	1000	450	770	820	800	750	620	940	560
Массы звеньев	m_2	кг	21	12	18	15	11	16	10	9	14	8
	m_3		12	8	10	10	15	12	11	13	18	9
	m_4		16	10	14	12	22	17	15	8	10	12
	m_5		40	26	32	36	45	42	28	18	39	26
Максимальная сила сопротивления	P_{max}	Н	1650	2100	1400	1700	1200	1550	1840	1950	2000	1600
Момент инерции кривошипа	i_1	кг·м ²	0,92	0,25	0,72	0,51	0,64	0,75	0,45	0,57	0,46	0,37
Коэффициент неравномерности движения кривошипа	δ		1/38	1/55	1/42	1/41	1/25	1/44	1/50	1/48	1/60	1/45
Номер положения механизма для силового расчета			4	6	9	2	11	3	5	4	2	10
Максимальный ход толкателя в кулачковом механизме	h	мм	28	22	26	18	24	30	32	25	20	27
Фазовые углы поворота кулачка	φ_y	град.	105	100	110	130	120	125	100	150	105	90
	φ_d		10	25	20	20	20	15	05	10	20	30
	φ_a		110	120	135	100	105	140	90	90	125	125
Числа зубьев колес	Z_5		15	11	13	14	16	14	10	13	15	11
	Z_4		18	23	19	21	27	18	17	22	24	19
Модуль зацепления зубчатых колес	m	мм	7	3,5	8	5	4	12	10	9	6	5
Передаточное отношение	i_{15}		-3,5	-2,6	-2,5	-3,2	-2,3	-4,1	-2,8	-3,1	-3,4	-1,7

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Формы основных надписей для текстовых и графических документов

					КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ПО ТММ Тема 4, вариант 2			
Изм	Лист	№ докум	Подп.	Дата				
Разраб.		Уткин К.В.			Механизмы компрессора	Лит.	Изм.	Исполн.
Пров.		Мartiновская				У	4	ЭВ
					БрГТУ, ТКА 1			

					КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ПО ТММ	Лист 1
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

					КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ПО ТММ Тема 4, вариант 2			
Изм	Лист	№ докум	Подп.	Дата				
Разраб.		Уткин К.В.			Силовой анализ рычажного механизма	Лит.	Масштаб	Масштаб
Пров.		Мartiновская				У		
					Лист 2 Исполн. ЭВ			
					БрГТУ, ТКА 1			

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Таблица П1– Кинематика структурных групп II класса

Вид группы	Схема группы Ассура	Системы уравнений	Направления векторов	Угловые скорости и ускорения
1		$\begin{cases} \vec{V}_C = \vec{V}_B + \vec{V}_{CB} \\ \vec{V}_C = \vec{V}_D + \vec{V}_{CD} \\ \vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{CB}^r \\ \vec{a}_C = \vec{a}_D + \vec{a}_{CD}^n + \vec{a}_{CD}^r \end{cases}$	$\begin{aligned} V_{CB} &\perp BC \\ V_{CD} &\perp CD \\ a_{CB}^n &= \omega_2^2 l_{BC} \parallel BC; \quad a_{CB}^r \perp BC \\ a_{CD}^n &= \omega_3^2 l_{CD} \parallel CD; \quad a_{CD}^r \perp CD \end{aligned}$	$\begin{aligned} \omega_2 &= \frac{V_{CB}}{l_{BC}}; \quad \varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^r}{l_{BC}} \\ \omega_3 &= \frac{V_{CD}}{l_{CD}}; \quad \varepsilon_3 = \frac{a_{CD}^r}{l_{CD}} \end{aligned}$
2		$\begin{cases} \vec{V}_C = \vec{V}_B + \vec{V}_{CB} \\ \vec{V}_C = \vec{V}_{x-x} + \vec{V}_{Cx-x} \\ \vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{CB}^r \\ \vec{a}_C = \vec{a}_{x-x} + \vec{a}_{Cx-x}^k + \vec{a}_{Cx-x}^r \end{cases}$	$\begin{aligned} V_{CB} &\perp BC \\ V_{Cx-x} &\parallel x-x \\ a_{CB}^n &= \omega_2^2 \cdot l_{BC} \parallel BC; \quad a_{CB}^r \perp BC \\ a_{x-x} &= 0; \quad a_{Cx-x}^k \parallel x-x; \quad a_{Cx-x}^r = 0 \end{aligned}$	$\begin{aligned} \omega_2 &= \frac{V_{CB}}{l_{BC}}; \quad \varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^r}{l_{BC}} \\ \omega_3 &= 0; \quad \varepsilon_3 = 0 \end{aligned}$
3		$\begin{cases} \vec{V}_{B_3} = \vec{V}_{B_2} + \vec{V}_{B_3B_2} \\ \vec{V}_{B_3} = \vec{V}_C + \vec{V}_{B_3C} \\ \vec{a}_{B_3} = \vec{a}_{B_2} + \vec{a}_{B_3B_2}^k + \vec{a}_{B_3B_2}^r \\ \vec{a}_{B_3} = \vec{a}_C + \vec{a}_{B_3C}^n + \vec{a}_{B_3C}^r \end{cases}$	$\begin{aligned} V_{B_3B_2} &\parallel BC \\ V_{B_3C} &\perp BC \\ a_{B_3B_2}^k &= 2\omega_2 \cdot V_{B_3B_2}; \quad a_{B_3B_2}^r \parallel BC \\ a_{B_3C}^n &= \omega_3^2 \cdot l_{BC} \parallel BC; \quad a_{B_3C}^r \perp BC \end{aligned}$	$\begin{aligned} \omega_2 = \omega_3 &= \frac{V_{B_3C}}{l_{BC}} \\ \varepsilon_2 = \varepsilon_3 &= \frac{a_{B_3C}^r}{l_{BC}} \end{aligned}$

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Таблица П2 – Последовательность силового расчёта групп Ассур II класса

Вид группы	Схема группы Ассур	Последовательность составления уравнений	Определяемые величины
1		<ol style="list-style-type: none"> 1. $\sum M_C^2 = 0$ 2. $\sum M_C^3 = 0$ 3. $\sum P_{2-3} = 0$ 4. $\sum P_2 = 0$ 	R_{21}^r R_{34}^r $R_{21}^n, R_{34}^n, R_{21}, R_{34}$ R_{32}
2		<ol style="list-style-type: none"> 1. $\sum M_B^2 = 0$ 2. $\sum P_{2-3} = 0$ 3. $\sum P_2 = 0$ 4. $\sum M_A^3 = 0$ 	R_{21}^r R_{21}^n, R_{21}, R_{30} R_{23} h_{30}
3		<ol style="list-style-type: none"> 1. $\sum M_B^3 = 0$ 2. $\sum P_3 = 0$ 3. $\sum P_2 = 0$ 4. $\sum M_C^3 = 0$ 	R_{34}^r R_{32}, R_{34}^n, R_{34} R_{21} h_{32}

Группы 4-го и 5-го вида рассматриваются после разложения их на отдельные звенья

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Таблица ПЗ – Расчёт планетарного редуктора

Схема редуктора	Рисунок а	Рисунок б	Рисунок в	Рисунок г
Передачное отношение	$i_{13}^{(H)} = -\frac{z_3}{z_1}$ $i_{1H} = 1 + \frac{z_3}{z_1}$	$i_{13}^{(H)} = -\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2'}$ $i_{1H} = 1 + \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'}$	$i_{13}^{(H)} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(-\frac{z_3}{z_2'}\right)$ $i_{1H} = 1 - \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'}$	$i_{13}^{(H)} = \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'}$ $i_{1H} = 1 - \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'}$
Условие соосности	$R_1 + 2 \cdot R_2 = R_3$ $z_1 + 2 \cdot z_2 = z_3$	$R_1 + R_2 = R_3 - R_2'$ $z_1 + z_2 = z_3 - z_2'$	$R_1 + R_2 = R_2' + R_3$ $z_1 + z_2 = z_2' + z_3$	$R_1 - R_2 = R_3 - R_2'$ $z_1 - z_2 = z_3 - z_2'$
Условие соседства	$(z_1 + z_2) \sin \frac{180^\circ}{k} > z_2 + 2$	<p>при $i_{H1} > 4$</p> $(z_1 + z_2) \sin \frac{180^\circ}{k'} > z_2 + 2$ <p>при $i_{H1} < 4$</p> $(z_3 - z_2') \sin \frac{180^\circ}{k'} > z_2' + 2$	$(z_1 + z_2) \sin \frac{180^\circ}{k'} > z_2 + 2$ <p>или</p> $(z_3 + z_2') \sin \frac{180^\circ}{k'} > z_2' + 2$ <p>Рассчитывается для той пары колес, у которой меньше радиус центрального колеса</p>	$(z_1 - z_2) \sin \frac{180^\circ}{k'} > z_2 + 2$ <p>или</p> $(z_3 - z_2') \sin \frac{180^\circ}{k'} > z_2' + 2$ <p>Рассчитывается для той пары колес, у которой больше радиус центрального колеса</p>
Условие сборки	$\frac{z_1 + z_3}{k} = C$	$\frac{z_1 \cdot z_2' + z_3 \cdot z_2}{k'} = C$	$\frac{z_1 \cdot z_2' - z_3 \cdot z_2}{k'} = C$	$\frac{z_1 \cdot z_2' - z_3 \cdot z_2}{k'} = C$

k – число сателлитов; k' – число пар сателлитов; C – любое целое число.

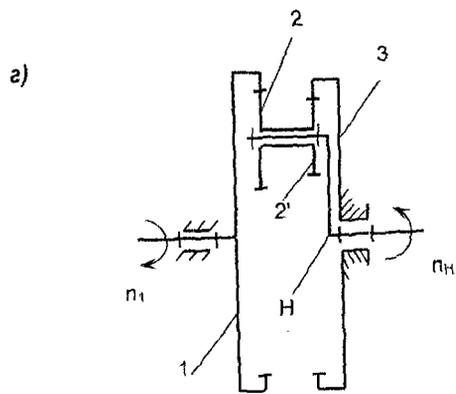
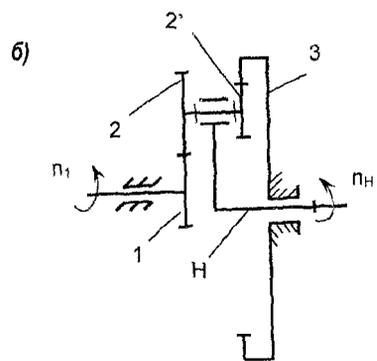
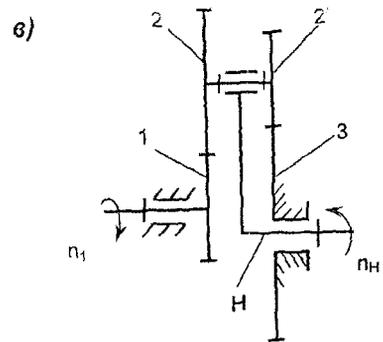
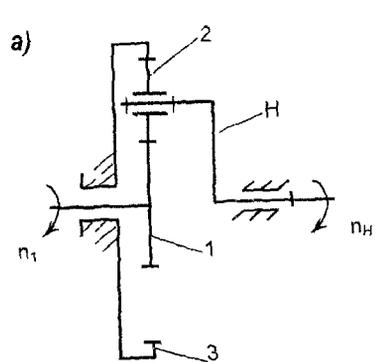


Рисунок к приложению Г

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Таблица П4 – Значения инвалюты $\text{inv } \alpha$

градусы	порядок	0'	5'	10'	15'	20'	25'	30''	35'	40'	45'	50''	55'
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	21766	22018	22272	22529	22788
23	0,0	23049	23312	23577	23845	24114	24384	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	40209	40602	40997	41395	41797	42201	42607
28	0,0	43017	43430	43845	44264	44685	45110	45537	45967	46400	46837	47276	47718
29	0,0	48164	48612	49064	49518	49976	50437	50901	51368	51838	52312	52788	53268
30	0,0	53751	54238	54728	55221	55718	56217	56720	57226	57736	58249	58765	59285
31	0,0	58809	60335	60856	61400	61937	62478	63022	63570	64122	64677	65236	65798
32	0,0	66364	66934	67507	68084	68665	69250	69836	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	96898	97459
36	0,	09822	09899	09977	10055	10133	10212	10292	10371	10452	10533	10614	10696
37	0,	10778	10861	10944	11028	11113	11197	11283	11369	11455	11542	11630	11718
38	0,	11806	11895	11985	12075	12165	12257	12348	12441	12534	12627	12721	12815
39	0,	12911	13006	13102	13199	13297	13395	13493	13592	13692	13792	13893	13995
40	0,	14096	14200	14303	14407	14511	14316	14722	14829	14936	15043	15152	15261
41	0,	15370	15480	15591	15703	15815	15928	16041	16156	16270	16386	16502	16619
42	0,	16737	16855	16974	17093	17214	17335	17457	17579	17702	17826	17951	18076

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Таблица П4 – Значения инвалюты $inv \alpha$

Порядок	0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'	
0	0,0	10760	10915	11071	11228	11387	11547	11709	11873	12038	12205	12373	12543
1	0,0	12715	12888	13063	13240	13418	13598	13779	13963	14148	14334	14523	14713
2	0,0	14804	15098	15293	15490	15689	15890	16092	16296	16502	16710	16920	17132

Учебное издание

Составитель:

Мартиновская Оксана Владимировна

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Методические указания

по изучению дисциплины и выполнению курсового проекта
для студентов специальностей:

1-36 01 01 «Технология машиностроения» и

1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»

Ответственный за выпуск: Мартиновская О.В.

Редактор: Строкач Т.В.

Компьютерная верстка: Боровикова Е.А.

Корректор: Никитчик Е.В.

Подписано к печати 13.10.2008 г. Формат 60x84 1/16. Бумага «Снегурочка».

Усл. п. л. 5,12. Уч.-изд. л. 5,5. Заказ № 1121. Тираж 100 экз.

Отпечатано на ризографе учреждения образования

«Брестский государственный технический университет».

224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

График аналогов ускорений, $\mu_{\psi''1} = 0,0068 \frac{1}{\text{мм}}$ $\mu_{\psi''2} = 0,0133 \frac{1}{\text{мм}}$

$\mu_{\psi} = 0,015 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}$

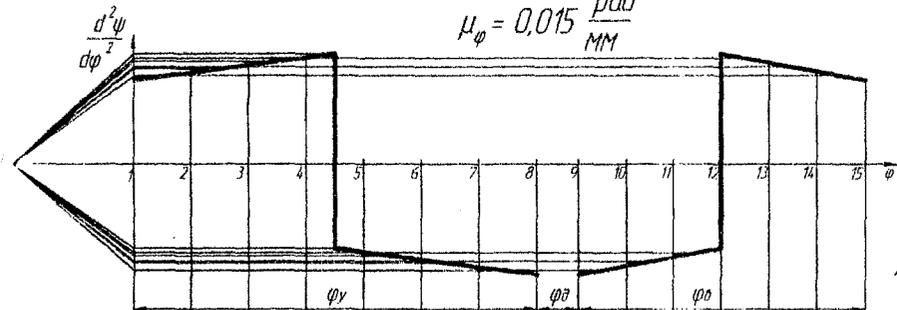


График аналогов скоростей, $\mu_{\psi'1} = 0,0051 \frac{1}{\text{мм}}$ $\mu_{\psi'2} = 0,01 \frac{1}{\text{мм}}$

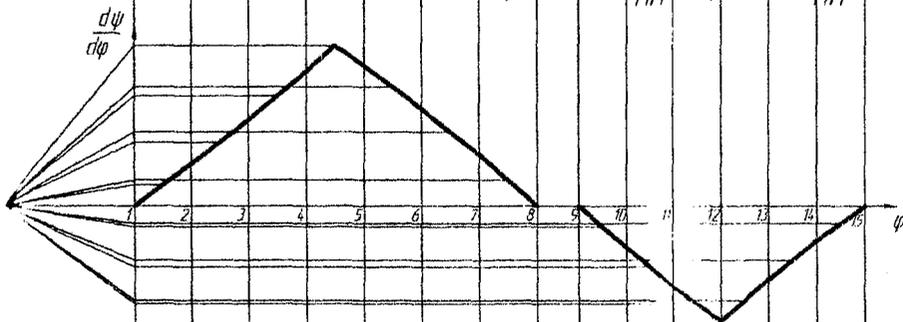
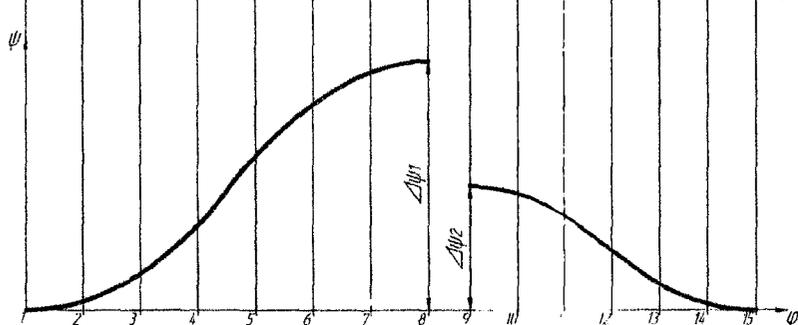


График аналогов перемещений, $\mu_{\psi1} = 0,2157 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}$ $\mu_{\psi2} = 0,4314 \frac{\text{град}}{\text{мм}}$



Определение минимального радиуса, $\mu_1 = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м/мм}$

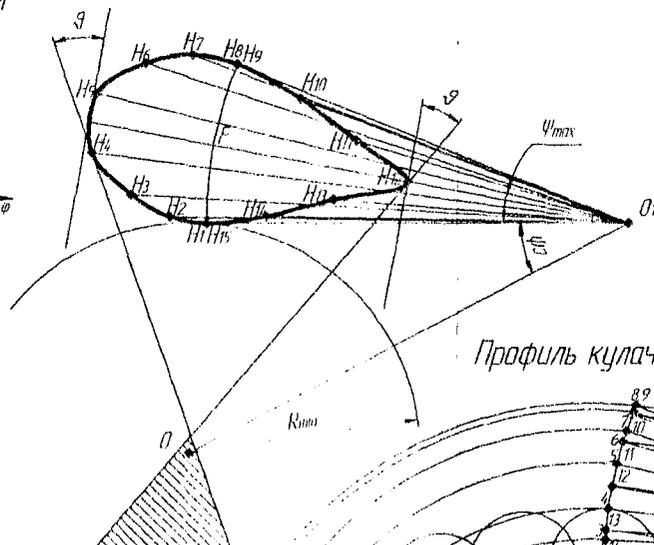
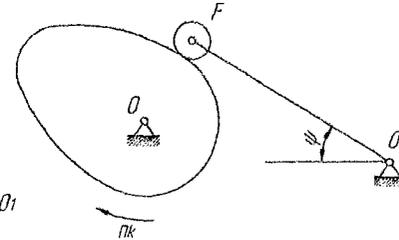
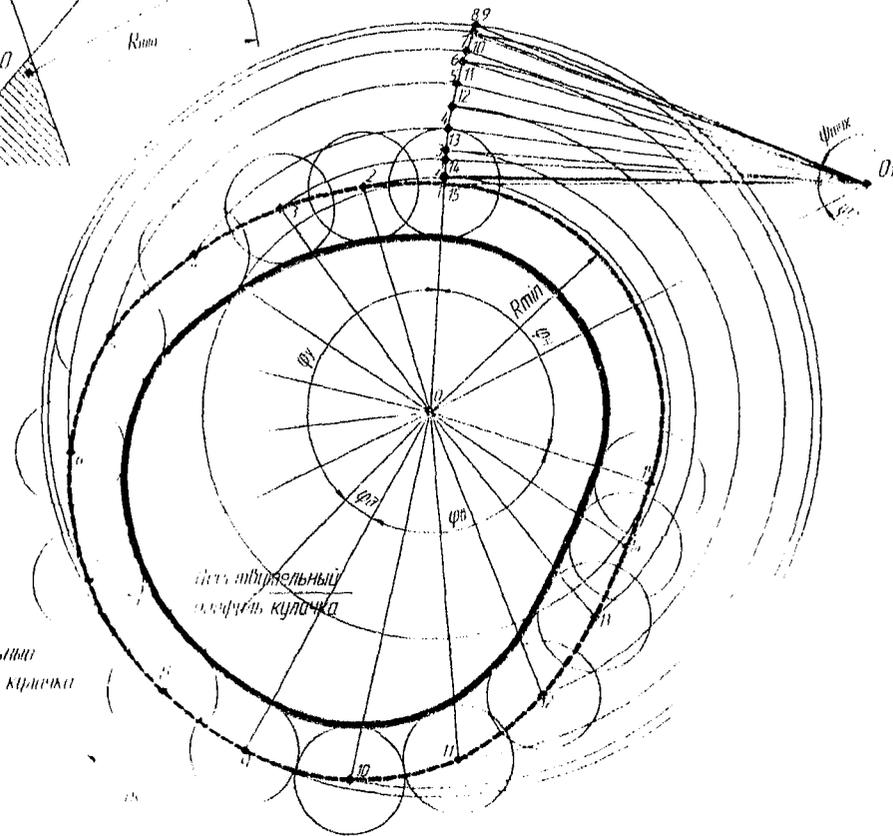


Схема механизма



Профиль кулачка, $\mu_5 = 0,67 \cdot 10^{-3} \text{ м/мм}$



Центральный
профиль кулачка

Курсовой проект по ДТД	
Тема: ...	Исполнитель: ...
Проверил: ...	Дата: 14.10.13

Эвольвентное зацепление, $\mu_r = 0,0844 \frac{MM}{MM}$

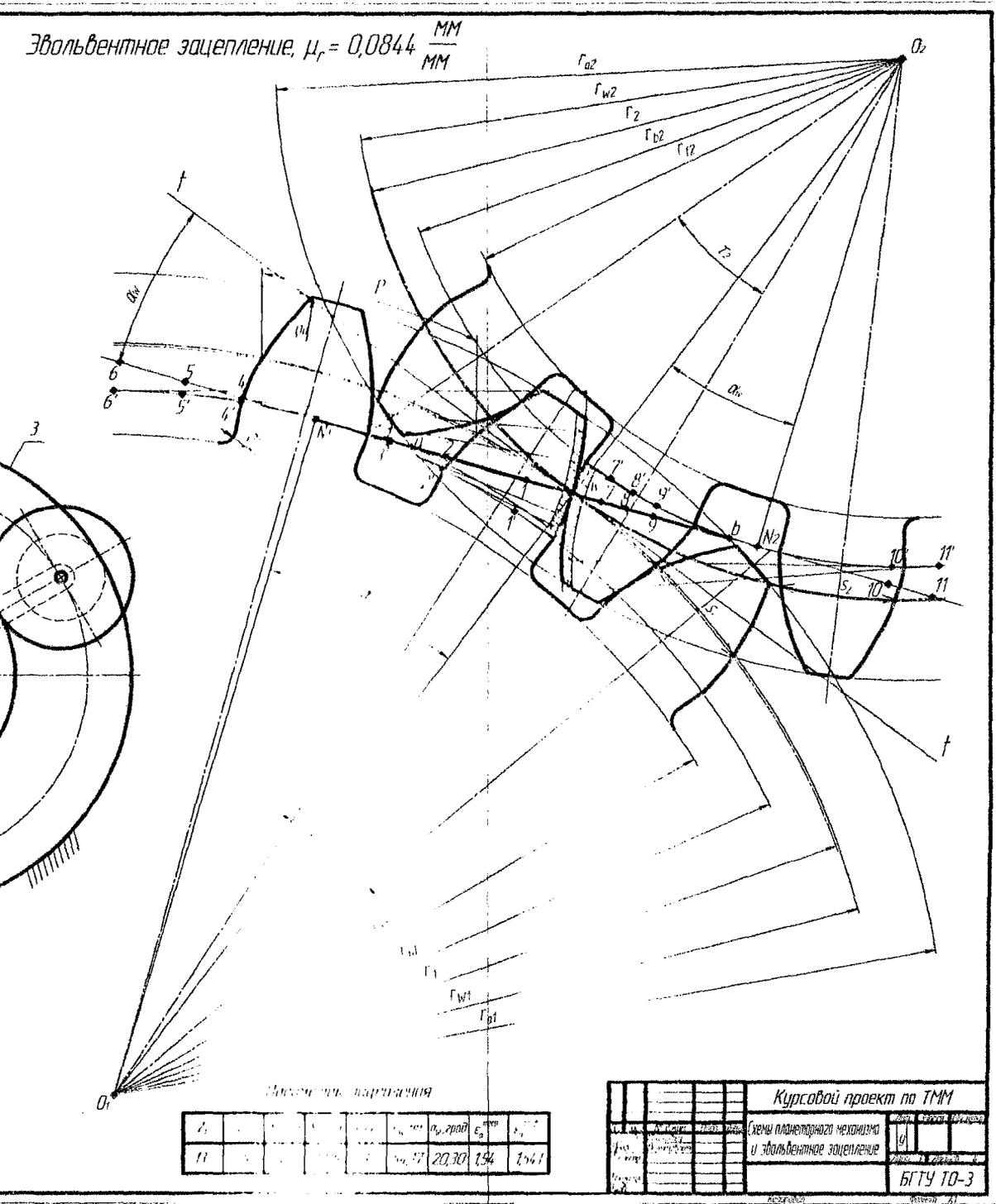


Схема эвольвентного зацепления

Z_1									
11					20,30	1,94	1,54		

Курсовой проект по ТММ

Схемы планетарного механизма и эвольвентное зацепление

БГТУ Ю-3

