

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования «Вологодская государственная
молочнохозяйственная академия имени Н.В. Верещагина»

Инженерный факультет

Кафедра энергетических средств и технического сервиса

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Методические указания
по выполнению контрольной работы
для студентов технологического и инженерного факультетов
заочной формы обучения по направлению подготовки
35.03.06 - Агроинженерия

Вологда – Молочное
2023

УДК 621.01 (07)
ББК 34.41
Т33

Составитель –

канд. техн. наук, доцент кафедры энергетических средств и технического
сервиса **В.И. Баронов**

Рецензенты:

канд. техн. наук, доцент кафедры технологического оборудования
В.А. Шохалов;

канд. экон. наук, доцент кафедры энергетических средств и технического
сервиса **Н.И. Кузнецова**

Т33 Теория механизмов и машин: Методические указания / Сост.
В.И. Баронов. – Вологда–Молочное: ФГБОУ ВО Вологодская ГМХА,
2023. – 46 с.

Методические указания по выполнению контрольной работы по дисциплине
«Теория механизмов и машин» предназначены для студентов технологического и
инженерного факультетов заочной формы обучения по направлениям подготовки
15.03.02 -Технологические машины и оборудование и 35.03.06 - Агроинженерия.

Печатается по решению редакционно-издательского совета ФГБОУ ВО
Вологодская ГМХА.

УДК 621.01 (07)
ББК 34.41

© Баронов В.И., 2023
© ФГБОУ ВО Вологодская ГМХА, 20237

Введение

Большую роль в формировании инженеров сельскохозяйственного производства играет курс «Теория механизмов и машин», излагающий научные основы создания новых машин и механизмов, методы проектирования механизмов и машин, а также методы их теоретического и экспериментального исследования.

Контрольная работа по теории механизмов и машин является одним из важнейших видов изучения курса. Она способствует приобретению навыков применения общих методов проектирования и исследования механизмов и машин. При выполнении работы студент использует знания, полученные при изучении теоретической части дисциплины, а также предшествующих дисциплин: физики, математики, теоретической механики.

Контрольная работа предусматривает выполнение трех листов чертежей формата А2 и пояснительной записки.

Номер задания и варианта работы выбирается по двум последним цифрам шифра зачетной книжки студента из табл. 1. Исходные данные к контрольной работе приведены в таблицах 2–14 и на рисунках 1–3.

1 Требования к выполнению контрольной работы

Требования к выполнению пояснительной записки

1. Записка пишется пастой одного цвета или набирается на компьютере на одной стороне листа формата А4 нелинованной бумаги.

2. По периметру листа оставляются поля вверху и внизу 20 мм, справа 15 мм, слева 30 мм.

3. На первой странице пояснительной записки размещается титульный лист, на второй – исходные данные к контрольной работе.

4. Название разделов в записке должно соответствовать названиям разделов задания. Каждый раздел должен начинаться с новой страницы, иметь заголовок, порядковый номер. Подразделы должны иметь двузначную нумерацию. Например: 2. Силовой расчет рычажного механизма. 2.3. Определение сил инерции звеньев.

5. Все расчеты в записке должны сопровождаться соответствующими схемами, вычерченными в произвольном масштабе с применением чертежного инструмента.

6. Таблицы, приводимые в записке, должны иметь название и номер.

7. Определяемые величины должны сопровождаться краткой их характеристикой с записью расчетной формулы в общем виде. Результаты записываются с указанием обозначения единицы СИ.

8. Пояснительная записка завершается списком литературы. Содержание располагается после титульного листа. Лист с исходными данными в нумерацию страниц не включается.

9. Все листы записки брошюруют и нумеруют в правом углу нижней части листа. На титульном листе номер страницы не ставится.

Требования к оформлению графической части контрольной работы

1. Все построения, надписи и обозначения должны быть выполнены карандашом или на компьютере в соответствии с общими требованиями к чертежам.

2. Диаграммы, изображающие функциональную зависимость двух или более переменных величин в системе координат, могут иметь наименование, поясняющее изображенную функциональную зависимость. Например, «Диаграмма перемещения ползуна». Диаграммы следует выполнять стандартными линиями.

3. На планах механизмов, скоростей, ускорений, сил, а также по осям координат диаграмм без шкал следует указывать соответствующие масштабы.

4. На каждом листе проекта в правом нижнем углу должна быть основная надпись.

2 Содержание и рекомендуемая последовательность выполнения контрольной работы

Лист 1

Проектирование схемы и кинематическое исследование рычажного механизма

1. Спроектировать кинематическую схему рычажного механизма, т.е. определить недостающие размеры звеньев механизма.

2. Вычертить схему механизма. Одно из крайних положений, соответствующее началу рабочего хода, взять для дальнейших расчетов за начало отсчета.

3. Для 12 равноотстоящих положений входного звена построить соответствующие ему положения остальных звеньев.

4. Для всех положений механизма (одно крайнее не попадет в число 12 равноотстоящих) построить планы скоростей. На планах показать векторы скоростей всех характерных точек звеньев механизма (шарниров, центров масс).

5. Построить планы ускорений для положений механизма, указанных в задании. Найти векторы ускорений всех шарниров и центров масс звеньев.

6. Для одной из точек выходного звена механизма построить следующие диаграммы:

а) диаграмму перемещения $s = s(t)$;

б) диаграмму скорости $v = v(t)$;

в) диаграмму ускорения $a = a(t)$.

Диаграммы скорости и ускорения построить графическим дифференцированием по методу хорд.

7. Построить годограф скорости центра масс шатуна (любого, если их несколько).

Лист 2

Силовой расчет механизма

1. Вычертить для заданного положения кинематическую схему рычажного механизма.

2. Перечертить с 1-го листа для этого положения механизма план ускорений.

3. Используя план ускорений, определить величины и направления главных векторов и главных моментов сил инерции.

4. Построить в масштабе μ_p механическую характеристику (диаграмму нагрузок) в функции перемещения выходного звена.

5. Расчленить схему механизма на группы Ассура. По принципу освобожденности от связей заменить связи каждой группы Ассура векторами соответствующих реакций.

6. В соответствующих точках каждой группы Ассура приложить внешние силы и моменты: силы сопротивления, силы движущие, силы тяжести, силы инерции и моменты сил.

7. Для каждой группы Ассура, начиная с наиболее удаленной по кинематической цепи от входного звена, составить векторные уравнения сил и уравнения моментов, решив которые, можно определить реакции в кинематических парах.

8. Произвести силовой расчет входного звена. Определить уравновешивающую силу, приложенную к входному звену. Найти реакцию в кинематической паре входное звено – стойка.

9. Определить уравновешивающую силу с помощью рычага Жуковского и сравнить ее значение со значением F_y , найденной методом планов сил.

Лист 3

Расчет маховика

1. Определить приведенный момент к валу кривошипа (входного звена) от сил полезного сопротивления (движущих сил). Построить диаграмму изменения приведенного момента сил по углу поворота кривошипа.

2. Методом графического интегрирования диаграммы приведенного момента построить диаграмму работ сил полезного сопротивления (движущих сил).

3. Построить диаграмму работы движущих сил, считая момент движущих сил постоянным для всего периода установившегося движения (или диаграмму работы сил полезного сопротивления).

4. Построить диаграмму избыточных работ (изменения кинетической энергии) по углу поворота кривошипа.

5. Вычислить для 12-ти положений приведенный к валу кривошипа момент инерции звеньев механизма. Используя полученные значения, построить диаграмму приведенного момента инерции в функции угла поворота входного звена.

6. Построить диаграмму изменения кинетической энергии в функции приведенного момента инерции (диаграмму энергомасс).

7. Используя диаграмму энергомасс, определить момент инерции маховика.

8. Определить основные размеры маховика.

3 Задания к контрольной работе

Задание 1

Проектирование и исследование механизмов одноступенчатого компрессора

Указания.

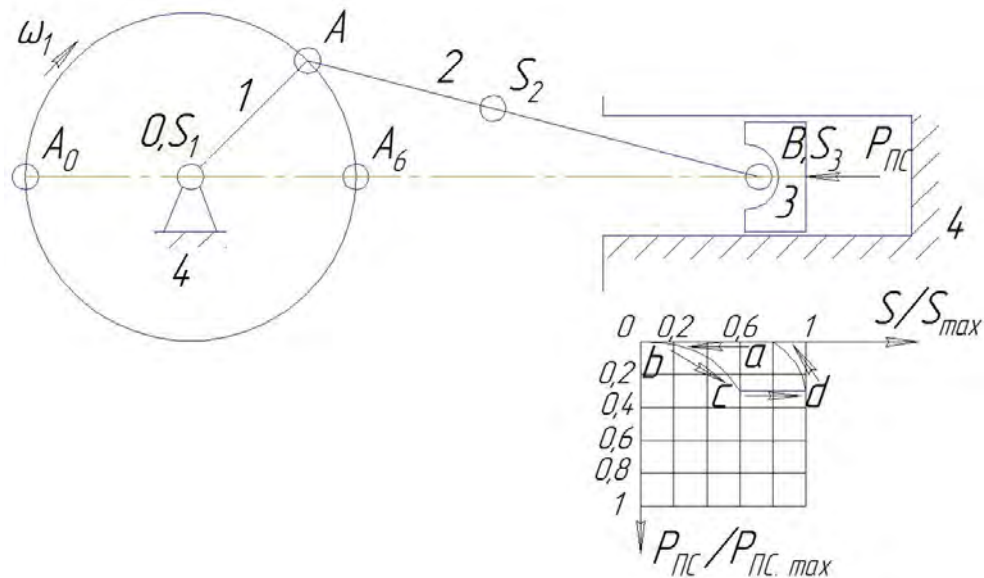
За начало отсчета следует принять то положение кривошипа OA , при котором поршень 3 занимает крайнее левое положение.

Центры масс звеньев 1, 2, 3 расположены в точках O , S_2 , B соответственно.

Положение точки S_2 находится из условия: $AS_2 = 0,25 \cdot AB$

Для всех вариантов принять:

1. Частоту вращения ротора двигателя равной 1400 об/мин.
2. Момент движущих сил величиной постоянной за цикл установившегося движения.



Р и с. 1. Схема рычажного механизма поршневого компрессора: ab – всасывание, bc – сжатие, cd – нагнетание, da – расширение

Таблица 1 – Варианты контрольной работы

| Предпоследняя цифра шифра зачетной книжки | Последняя цифра шифра зачетной книжки | | | | | | | | | |
|---|---------------------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 0 |
| 1 | Задание 1 Вариант 1 | Задание 1 Вариант 2 | Задание 1 Вариант 3 | Задание 1 Вариант 4 | Задание 1 Вариант 5 | Задание 1 Вариант 6 | Задание 1 Вариант 7 | Задание 1 Вариант 8 | Задание 1 Вариант 9 | Задание 1 Вариант 10 |
| 2 | Задание 1 Вариант 11 | Задание 1 Вариант 12 | Задание 1 Вариант 13 | Задание 1 Вариант 14 | Задание 1 Вариант 15 | Задание 1 Вариант 16 | Задание 1 Вариант 17 | Задание 1 Вариант 18 | Задание 1 Вариант 19 | Задание 1 Вариант 20 |
| 3 | Задание 1 Вариант 21 | Задание 1 Вариант 22 | Задание 1 Вариант 23 | Задание 1 Вариант 24 | Задание 1 Вариант 25 | Задание 1 Вариант 26 | Задание 1 Вариант 27 | Задание 1 Вариант 28 | Задание 1 Вариант 29 | Задание 1 Вариант 30 |
| 4 | Задание 1 Вариант 31 | Задание 1 Вариант 32 | Задание 1 Вариант 33 | Задание 1 Вариант 34 | Задание 1 Вариант 35 | Задание 1 Вариант 36 | Задание 1 Вариант 37 | Задание 1 Вариант 38 | Задание 1 Вариант 39 | Задание 1 Вариант 40 |
| 5 | Задание 2 Вариант 1 | Задание 2 Вариант 2 | Задание 2 Вариант 3 | Задание 2 Вариант 4 | Задание 2 Вариант 5 | Задание 2 Вариант 6 | Задание 2 Вариант 7 | Задание 2 Вариант 8 | Задание 2 Вариант 9 | Задание 2 Вариант 10 |
| 6 | Задание 2 Вариант 11 | Задание 2 Вариант 12 | Задание 2 Вариант 13 | Задание 2 Вариант 14 | Задание 2 Вариант 15 | Задание 2 Вариант 16 | Задание 2 Вариант 17 | Задание 2 Вариант 18 | Задание 2 Вариант 19 | Задание 2 Вариант 20 |
| 7 | Задание 2 Вариант 21 | Задание 2 Вариант 22 | Задание 2 Вариант 23 | Задание 2 Вариант 24 | Задание 2 Вариант 25 | Задание 2 Вариант 26 | Задание 2 Вариант 27 | Задание 2 Вариант 28 | Задание 2 Вариант 29 | Задание 2 Вариант 30 |
| 8 | Задание 3 Вариант 1 | Задание 3 Вариант 2 | Задание 3 Вариант 3 | Задание 3 Вариант 4 | Задание 3 Вариант 5 | Задание 3 Вариант 6 | Задание 3 Вариант 7 | Задание 3 Вариант 8 | Задание 3 Вариант 9 | Задание 3 Вариант 10 |
| 9 | Задание 3 Вариант 11 | Задание 3 Вариант 12 | Задание 3 Вариант 13 | Задание 3 Вариант 14 | Задание 3 Вариант 15 | Задание 3 Вариант 16 | Задание 3 Вариант 17 | Задание 3 Вариант 18 | Задание 3 Вариант 19 | Задание 3 Вариант 20 |
| 0 | Задание 3 Вариант 21 | Задание 3 Вариант 22 | Задание 3 Вариант 23 | Задание 3 Вариант 24 | Задание 3 Вариант 25 | Задание 3 Вариант 26 | Задание 3 Вариант 27 | Задание 3 Вариант 28 | Задание 3 Вариант 29 | Задание 3 Вариант 30 |

Таблица 2 – Исходные данные для построения индикаторной диаграммы компрессора

| Отношение текущего значения к максимальному | Первая ступень | | | | | | Вторая ступень | | | | | |
|---|----------------|-----|-----|------------|-----|-----|----------------|------|------|------------|------|------|
| | Сжатие | | | Нагнетание | | | Сжатие | | | Нагнетание | | |
| S/S_{max} | 0 | 0,3 | 0,6 | 1 | 0,9 | 0,8 | 1 | 0,6 | 0,45 | 0 | 0,1 | 0,16 |
| $P_{PC} / P_{PC,max}$ | 0 | 0,1 | 0,3 | 0,3 | 0,1 | 0 | 0,3 | 0,68 | 1 | 1 | 0,47 | 0,3 |

Таблица 3 – Исходные данные для проектирования и исследования механизмов компрессора (варианты 1–10)

| Параметр | Обозначение | | Числовые значения параметров для вариантов | | | | | | | | | |
|---|----------------|-------------------|--|----------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|----------|----------|
| | параметра | единицы СИ | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| Угловая скорость кривошипа | ω_1 | рад/с | 52,3 | 56,5 | 58,6 | 62,8 | 64,9 | 67 | 69,1 | 73,3 | 75,4 | 77,5 |
| Длина кривошипа | λ_{OA} | мм | 99 | 133 | 142 | 98 | 106 | 122 | 73 | 90 | 115 | 101 |
| Отношение длины шатуна АВ к длине кривошипа ОА | λ | – | 3,9 | 4 | 4,1 | 4,4 | 3,8 | 4,3 | 3,9 | 4,4 | 4,1 | 4 |
| Номера положений механизма для построения планов ускорений | – | – | 0, 1, 11 | 0, 2, 10 | 0, 4, 9 | 0, 4, 8 | 0, 5, 7 | 1, 6, 7 | 2, 6, 8 | 1, 6, 9 | 4, 6, 10 | 5, 6, 11 |
| Диаметр поршня | D_1 | м | 0,2 | 0,19 | 0,18 | 0,17 | 0,16 | 0,15 | 0,14 | 0,13 | 0,12 | 0,11 |
| Масса кривошипа ОА | m_1 | кг | 4 | 5 | 3,6 | 3,2 | 4 | 5 | 3,2 | 3 | 4 | 3,2 |
| Масса шатуна АВ | m_2 | кг | 8 | 9 | 7 | 6 | 8 | 9 | 7 | 6 | 8 | 7 |
| Масса ползуна 3 | m_3 | кг | 12 | 11 | 10 | 9 | 8,4 | 8 | 7,6 | 7 | 6,4 | 6 |
| Максимальное давление | $P_{PC,max}$ | МПа | 0,74 | 0,8 | 0,88 | 0,96 | 1,04 | 1,08 | 1,16 | 1,24 | 1,28 | 1,36 |
| Номер положения для силового расчета | – | – | 1 | 2 | 4 | 4 | 5 | 7 | 8 | 1 | 10 | 11 |
| Моменты инерции звеньев относительно осей, проходящих через центры масс | I_{S1} | кг×м ² | 0,24 | 0,22 | 0,2 | 0,16 | 0,14 | 0,12 | 0,18 | 0,22 | 0,2 | 0,14 |
| | I_{S2} | кг×м ² | 0,12 | 0,16 | 0,1 | 0,08 | 0,14 | 0,16 | 0,08 | 0,06 | 0,1 | 0,14 |
| Коэффициент неравномерности движения механизма | δ | – | 1/85 | 1/80 | 1/90 | 1/85 | 1/80 | 1/90 | 1/90 | 1/80 | 1/90 | 1/60 |

Таблица 4 – Исходные данные для проектирования и исследования механизмов компрессора (варианты 11–20)

| Параметр | Обозначение | | Числовые значения параметров для вариантов | | | | | | | | | |
|---|----------------|-----------------------------|--|----------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|----------|----------|
| | пара-метра | еди-ни-цы СИ | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 |
| Угловая скорость кривошипа | ω_1 | рад/с | 50 | 56 | 58 | 60 | 65 | 60 | 70 | 70 | 75 | 70 |
| Длина кривошипа | λ_{OA} | мм | 100 | 130 | 140 | 100 | 120 | 100 | 80 | 110 | 90 | 120 |
| Отношение длины шатуна АВ к длине кривошипа ОА | λ | – | 3,9 | 4 | 4,1 | 4,4 | 3,8 | 4,3 | 3,9 | 4,4 | 4,1 | 4 |
| Номера положений механизма для построения планов ускорений | – | – | 0, 1, 11 | 0, 2, 10 | 1, 3, 9 | 0, 4, 8 | 0, 5, 7 | 1, 6, 7 | 2, 6, 8 | 4, 6, 9 | 5, 6, 10 | 5, 6, 10 |
| Диаметр поршня | D_1 | м | 0,11 | 0,12 | 0,13 | 0,14 | 0,15 | 0,16 | 0,17 | 0,18 | 0,19 | 0,2 |
| Масса кривошипа ОА | m_1 | кг | 3,6 | 3,2 | 4 | 5 | 3,2 | 3 | 4 | 3,2 | 4 | 5 |
| Масса шатуна АВ | m_2 | кг | 8 | 9 | 7 | 6 | 8 | 7 | 8 | 9 | 6 | 5 |
| Масса ползуна 3 | m_3 | кг | 8,4 | 8 | 7,6 | 7 | 7,4 | 7,8 | 7,6 | 7,5 | 6,1 | 6,5 |
| Максимальное давление | $P_{ПС.max}$ | МПа | 0,74 | 0,8 | 0,88 | 0,96 | 1,04 | 1,08 | 1,16 | 1,24 | 1,28 | 1,36 |
| Номер положения для силового расчета | – | – | 11 | 10 | 1 | 8 | 7 | 1 | 2 | 4 | 5 | 10 |
| Моменты инерции звеньев относительно осей, проходящих через центры масс | I_{S1} | $\frac{кг \times м^2}{м^2}$ | 0,24 | 0,22 | 0,2 | 0,16 | 0,14 | 0,12 | 0,18 | 0,22 | 0,2 | 0,14 |
| | I_{S2} | $\frac{кг \times м^2}{м^2}$ | 0,12 | 0,16 | 0,1 | 0,08 | 0,14 | 0,16 | 0,08 | 0,06 | 0,1 | 0,14 |
| Коэффициент неравномерности движения механизма | δ | – | 1/75 | 1/70 | 1/80 | 1/75 | 1/70 | 1/80 | 1/80 | 1/70 | 1/80 | 1/50 |

Таблица 5– Исходные данные для проектирования и исследования механизмов компрессора (варианты 21–30)

| Параметр | Обозначение | | Числовые значения параметров для вариантов | | | | | | | | | |
|---|----------------|-------------------|--|---------|---------|----------|----------|----------|----------|----------|---------|---------|
| | параметра | единицы СИ | 21 | 22 | 23 | 24 | 25 | 26 | 27 | 28 | 29 | 30 |
| Угловая скорость кривошипа | ω_1 | рад/с | 52 | 56 | 58 | 62 | 65 | 67 | 70 | 73 | 75 | 77 |
| Длина кривошипа | λ_{OA} | мм | 100 | 120 | 140 | 100 | 110 | 120 | 80 | 90 | 110 | 100 |
| Отношение длины шатуна АВ к длине кривошипа ОА | λ | – | 3,9 | 4 | 4,1 | 4,4 | 3,8 | 4,3 | 3,9 | 4,4 | 4,1 | 4 |
| Номера положений механизма для построения планов ускорений | – | – | 1, 6, 7 | 2, 6, 8 | 3, 7, 9 | 4, 6, 10 | 5, 6, 11 | 0, 1, 11 | 0, 2, 10 | 0, 3, 10 | 0, 4, 8 | 0, 5, 7 |
| Диаметр поршня | D_1 | м | 0,2 | 0,19 | 0,18 | 0,17 | 0,16 | 0,15 | 0,14 | 0,13 | 0,12 | 0,11 |
| Масса кривошипа ОА | m_1 | кг | 3,2 | 4,3 | 5,1 | 3,2 | 3 | 4,5 | 3,2 | 4,2 | 5,6 | 3,6 |
| Масса шатуна АВ | m_2 | кг | 8 | 9 | 7 | 6 | 8 | 7 | 8 | 9 | 7 | 6 |
| Масса ползуна 3 | m_3 | кг | 12,5 | 11,5 | 10,5 | 9,5 | 8,8 | 8,2 | 7,8 | 7 | 6,6 | 6 |
| Максимальное давление | $P_{PC.max}$ | МПа | 0,74 | 0,8 | 0,88 | 0,96 | 1,04 | 1,08 | 1,16 | 1,24 | 1,28 | 1,36 |
| Номер положения для силового расчета | – | – | 7 | 8 | 7 | 4 | 11 | 1 | 2 | 10 | 8 | 5 |
| Моменты инерции звеньев относительно осей, проходящих через центры масс | I_{S1} | кг×м ² | 0,24 | 0,22 | 0,2 | 0,16 | 0,14 | 0,12 | 0,18 | 0,22 | 0,2 | 0,14 |
| | I_{S2} | кг×м ² | 0,12 | 0,16 | 0,1 | 0,08 | 0,14 | 0,16 | 0,08 | 0,06 | 0,1 | 0,14 |
| Коэффициент неравномерности движения механизма | δ | – | 1/95 | 1/90 | 1/95 | 1/95 | 1/90 | 1/95 | 1/90 | 1/90 | 1/95 | 1/70 |

Таблица 6 – Исходные данные для проектирования и исследования механизмов компрессора (варианты 31–40)

| Параметр | Обозначение | | Числовые значения параметров для вариантов | | | | | | | | | |
|---|----------------|-----------------------------|--|----------|---------|---------|---------|---------|---------|----------|----------|----------|
| | пара-метра | еди-ницы СИ | 31 | 32 | 33 | 34 | 35 | 36 | 37 | 38 | 39 | 40 |
| Угловая скорость кривошипа | ω_1 | рад/с | 50 | 55 | 60 | 63 | 65 | 69 | 72 | 76 | 79 | 81 |
| Длина кривошипа | λ_{OA} | мм | 90 | 120 | 110 | 90 | 100 | 120 | 70 | 90 | 110 | 100 |
| Отношение длины шатуна АВ к длине кривошипа ОА | λ | – | 3,7 | 4,2 | 4,3 | 4,5 | 3,9 | 4,3 | 3,8 | 4,2 | 4,4 | 4,5 |
| Номера положений механизма для построения планов ускорений | – | – | 0, 2, 10 | 0, 3, 10 | 0, 4, 8 | 0, 5, 7 | 1, 6, 7 | 2, 6, 8 | 3, 7, 9 | 4, 6, 10 | 5, 6, 11 | 0, 1, 11 |
| Диаметр поршня | D_1 | м | 0,11 | 0,12 | 0,13 | 0,14 | 0,15 | 0,16 | 0,17 | 0,18 | 0,19 | 0,2 |
| Масса кривошипа ОА | m_1 | кг | 6,2 | 6,4 | 5,7 | 5,2 | 4,8 | 4,6 | 3,9 | 4,2 | 3,5 | 4,5 |
| Масса шатуна АВ | m_2 | кг | 8,5 | 9,5 | 7,5 | 6,5 | 8,5 | 7,5 | 8,5 | 9,5 | 7,5 | 6,5 |
| Масса ползуна 3 | m_3 | кг | 12 | 11 | 10 | 9 | 8 | 8 | 7 | 7 | 6 | 6 |
| Максимальное давление | $P_{ПС.max}$ | МПа | 0,76 | 0,82 | 0,86 | 0,94 | 1,02 | 1,09 | 1,19 | 1,22 | 1,29 | 1,39 |
| Номер положения для силового расчета | – | – | 10 | 10 | 4 | 5 | 7 | 8 | 7 | 4 | 11 | 1 |
| Моменты инерции звеньев относительно осей, проходящих через центры масс | I_{S1} | $\frac{кг \times м^2}{м^2}$ | 0,24 | 0,22 | 0,2 | 0,16 | 0,14 | 0,12 | 0,18 | 0,22 | 0,2 | 0,14 |
| | I_{S2} | $\frac{кг \times м^2}{м^2}$ | 0,12 | 0,16 | 0,1 | 0,08 | 0,14 | 0,16 | 0,08 | 0,06 | 0,1 | 0,14 |
| Коэффициент неравномерности движения механизма | δ | – | 1/65 | 1/70 | 1/75 | 1/85 | 1/60 | 1/85 | 1/80 | 1/60 | 1/65 | 1/80 |

Задание 2

Проектирование и исследование механизмов гусеничного трактора

Указания.

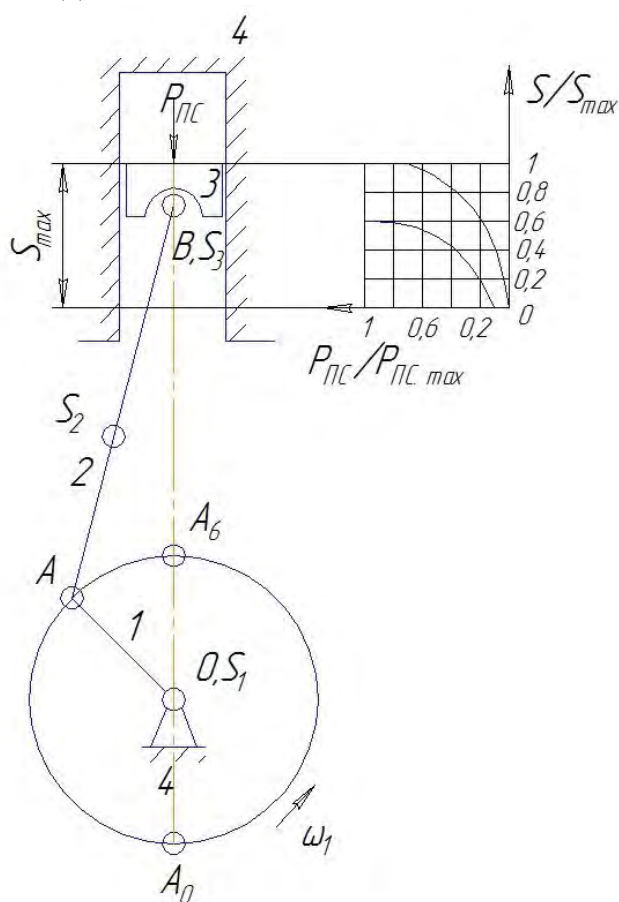
За начало отсчета во всех последующих построениях и расчетах следует принять положение механизма, при котором поршень 3 находится в нижней мертвой точке.

Центры масс звеньев 1, 2 расположены в точках S_1 , S_2 , а звена 3 – в точке В.

Положение точки S_2 находится из соотношения: $AS_2=0,32 \cdot AB$.

Для всех вариантов принять:

Приведенный момент сил полезного сопротивления постоянным за цикл установившегося движения.



Р и с. 2. Схема рычажного механизма гусеничного трактора

Таблица 7 – Исходные данные для построения индикаторной диаграммы

| | | | | | | | | | | | | |
|-------------|-----------------------|---|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|
| Сжатие | S/S_{max} | 0 | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1 |
| | $P_{Пс} / P_{Пс.max}$ | 0 | 0,01 | 0,02 | 0,04 | 0,1 | 0,13 | 0,17 | 0,25 | 0,33 | 0,5 | 0,7 |
| Рабочий ход | S/S_{max} | 1 | 0,9 | 0,8 | 0,7 | 0,6 | 0,5 | 0,4 | 0,3 | 0,2 | 0,1 | 0 |
| | $P_{Пс} / P_{Пс.max}$ | 1 | 1 | 1 | 1 | 0,71 | 0,5 | 0,38 | 0,26 | 0,2 | 0,15 | 0,1 |

Таблица 8 – Исходные данные для проектирования и исследования механизмов гусеничного трактора (варианты 1–10)

| Параметр | Обозначение | | Числовые значения параметров для вариантов | | | | | | | | | |
|---|----------------|-------------------|--|---------|---------|----------|---------|----------|---------|----------|----------|----------|
| | параметра | единицы СИ | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| Угловая скорость кривошипа | ω_1 | рад/с | 230 | 209 | 219 | 240 | 251 | 262 | 230 | 235 | 220 | 272 |
| Длина кривошипа | λ_{OA} | мм | 95 | 90 | 93 | 98 | 100 | 102 | 89 | 90 | 89 | 98 |
| Отношение длины шатуна АВ к длине кривошипа ОА | λ | – | 3,5 | 4 | 3,7 | 3,8 | 4,2 | 4,1 | 3,9 | 4 | 3,6 | 3,75 |
| Номера положений механизма для построения планов ускорений | – | – | 0, 3, 8 | 0, 1, 9 | 2, 4, 6 | 6, 8, 10 | 1, 5, 8 | 0, 5, 10 | 6, 8, 0 | 2, 7, 11 | 1, 6, 11 | 0, 6, 11 |
| Диаметр цилиндра | D_1 | м | 0,12 | 0,11 | 0,09 | 0,1 | 0,13 | 0,14 | 0,1 | 0,11 | 0,12 | 0,08 |
| Масса кривошипа ОА | m_1 | кг | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 |
| Масса шатуна АВ | m_2 | кг | 2,9 | 4,2 | 3,6 | 4,2 | 4,5 | 5 | 4,3 | 4,6 | 3,8 | 4 |
| Масса ползуна 3 | m_3 | кг | 3 | 3,5 | 3,2 | 3,8 | 4,2 | 4,8 | 4 | 4 | 3,6 | 3,4 |
| Максимальное индикаторное давление | $P_{П.с. max}$ | МПа | 5,8 | 5,4 | 6 | 6,3 | 6,8 | 7 | 4,4 | 5 | 4,8 | 6,6 |
| Номер положения для силового расчета | – | – | 8 | 1 | 4 | 10 | 8 | 10 | 8 | 2 | 1 | 11 |
| Моменты инерции звеньев относительно осей, проходящих через центры масс | I_{S1} | кг×м ² | 0,01 | 0,011 | 0,012 | 0,011 | 0,009 | 0,011 | 0,01 | 0,012 | 0,009 | 0,01 |
| | I_{S2} | кг×м ² | 0,027 | 0,045 | 0,035 | 0,032 | 0,058 | 0,065 | 0,05 | 0,05 | 0,03 | 0,045 |
| Коэффициент неравномерности движения механизма | δ | – | 0,04 | 0,05 | 0,04 | 0,05 | 0,04 | 0,05 | 0,04 | 0,05 | 0,04 | 0,05 |

Таблица 9 – Исходные данные для проектирования и исследования механизмов гусеничного трактора (варианты 11–20)

| Параметр | Обозначение | | Числовые значения параметров для вариантов | | | | | | | | | |
|---|----------------|-------------------|--|----------|---------|----------|---------|----------|----------|----------|----------|----------|
| | параметра | единицы СИ | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 |
| Угловая скорость кривошипа | ω_1 | рад/с | 200 | 210 | 200 | 220 | 230 | 240 | 210 | 220 | 200 | 230 |
| Длина кривошипа | λ_{OA} | мм | 90 | 95 | 98 | 93 | 95 | 100 | 95 | 98 | 100 | 90 |
| Отношение длины шатуна АВ к длине кривошипа ОА | λ | – | 3,5 | 4 | 3,7 | 3,8 | 4,2 | 4,1 | 3,9 | 4 | 3,6 | 3,75 |
| Номера положений механизма для построения планов ускорений | – | – | 0, 4, 8 | 0, 4, 10 | 1, 4, 7 | 4, 9, 10 | 1, 5, 9 | 2, 5, 10 | 2, 8, 10 | 2, 3, 11 | 2, 5, 11 | 1, 6, 11 |
| Диаметр цилиндра | D_1 | м | 0,12 | 0,11 | 0,09 | 0,1 | 0,13 | 0,14 | 0,1 | 0,11 | 0,12 | 0,08 |
| Масса кривошипа ОА | m_1 | кг | 20 | 19 | 18 | 17 | 16 | 15 | 14 | 13 | 12 | 11 |
| Масса шатуна АВ | m_2 | кг | 4,3 | 4,6 | 3,8 | 4 | 3,6 | 4,2 | 4,5 | 5 | 2,9 | 4,2 |
| Масса ползуна 3 | m_3 | кг | 3,2 | 3,7 | 3,1 | 3,9 | 4,5 | 4,9 | 4,5 | 4,6 | 3,2 | 3,7 |
| Максимальное индикаторное давление | $P_{П.С. max}$ | МПа | 5,5 | 5,2 | 6,8 | 6,1 | 6,3 | 7,8 | 4,8 | 5,7 | 4,4 | 6,9 |
| Номер положения для силового расчета | – | – | 8 | 10 | 7 | 4 | 5 | 10 | 8 | 11 | 2 | 1 |
| Моменты инерции звеньев относительно осей, проходящих через центры масс | I_{S1} | кг×м ² | 0,01 | 0,011 | 0,012 | 0,011 | 0,009 | 0,011 | 0,01 | 0,012 | 0,009 | 0,01 |
| | I_{S2} | кг×м ² | 0,027 | 0,045 | 0,035 | 0,032 | 0,058 | 0,065 | 0,05 | 0,05 | 0,03 | 0,045 |
| Коэффициент неравномерности движения механизма | δ | – | 0,04 | 0,05 | 0,04 | 0,05 | 0,04 | 0,05 | 0,04 | 0,05 | 0,04 | 0,05 |

Таблица 10 – Исходные данные для проектирования и исследования механизмов гусеничного трактора (варианты 21–30)

| Параметр | Обозначение | | Числовые значения параметров для вариантов | | | | | | | | | |
|---|----------------|-------------------|--|----------|---------|----------|----------|----------|---------|---------|----------|----------|
| | параметра | единицы СИ | 21 | 22 | 23 | 24 | 25 | 26 | 27 | 28 | 29 | 30 |
| Угловая скорость кривошипа | ω_1 | рад/с | 215 | 189 | 239 | 260 | 271 | 282 | 290 | 265 | 200 | 212 |
| Длина кривошипа | λ_{OA} | мм | 105 | 110 | 118 | 98 | 123 | 130 | 125 | 136 | 109 | 101 |
| Отношение длины шатуна АВ к длине кривошипа ОА | λ | – | 3,5 | 4 | 3,7 | 3,8 | 4,2 | 4,1 | 3,9 | 4 | 3,6 | 3,75 |
| Номера положений механизма для построения планов ускорений | – | – | 0, 1, 10 | 0, 2, 11 | 2, 3, 6 | 6, 9, 10 | 1, 5, 10 | 0, 5, 11 | 6, 8, 9 | 2, 7, 8 | 1, 4, 11 | 0, 6, 10 |
| Диаметр цилиндра | D_1 | м | 0,1 | 0,13 | 0,07 | 0,6 | 0,14 | 0,15 | 0,1 | 0,12 | 0,15 | 0,07 |
| Масса кривошипа ОА | m_1 | кг | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 |
| Масса шатуна АВ | m_2 | кг | 2,3 | 4,8 | 4,6 | 5,2 | 5,5 | 5,9 | 5,3 | 5,6 | 4,8 | 4,2 |
| Масса ползуна 3 | m_3 | кг | 4 | 4,5 | 4,2 | 4,8 | 5,2 | 5,8 | 4 | 5 | 4,6 | 5,4 |
| Максимальное индикаторное давление | $P_{ПС.max}$ | МПа | 4,8 | 4,4 | 5 | 5,3 | 5,8 | 6 | 3,4 | 4 | 3,8 | 5,6 |
| Номер положения для силового расчета | – | – | 1 | 11 | 2 | 10 | 5 | 5 | 8 | 7 | 4 | 10 |
| Моменты инерции звеньев относительно осей, проходящих через центры масс | I_{S1} | кг×м ² | 0,01 | 0,011 | 0,012 | 0,011 | 0,009 | 0,011 | 0,01 | 0,012 | 0,009 | 0,01 |
| | I_{S2} | кг×м ² | 0,027 | 0,045 | 0,035 | 0,032 | 0,058 | 0,065 | 0,05 | 0,05 | 0,03 | 0,045 |
| Коэффициент неравномерности движения механизма | δ | – | 0,04 | 0,05 | 0,04 | 0,05 | 0,04 | 0,05 | 0,04 | 0,05 | 0,04 | 0,05 |

Задание 3

Проектирование и исследование механизмов сеного прессы

Указания.

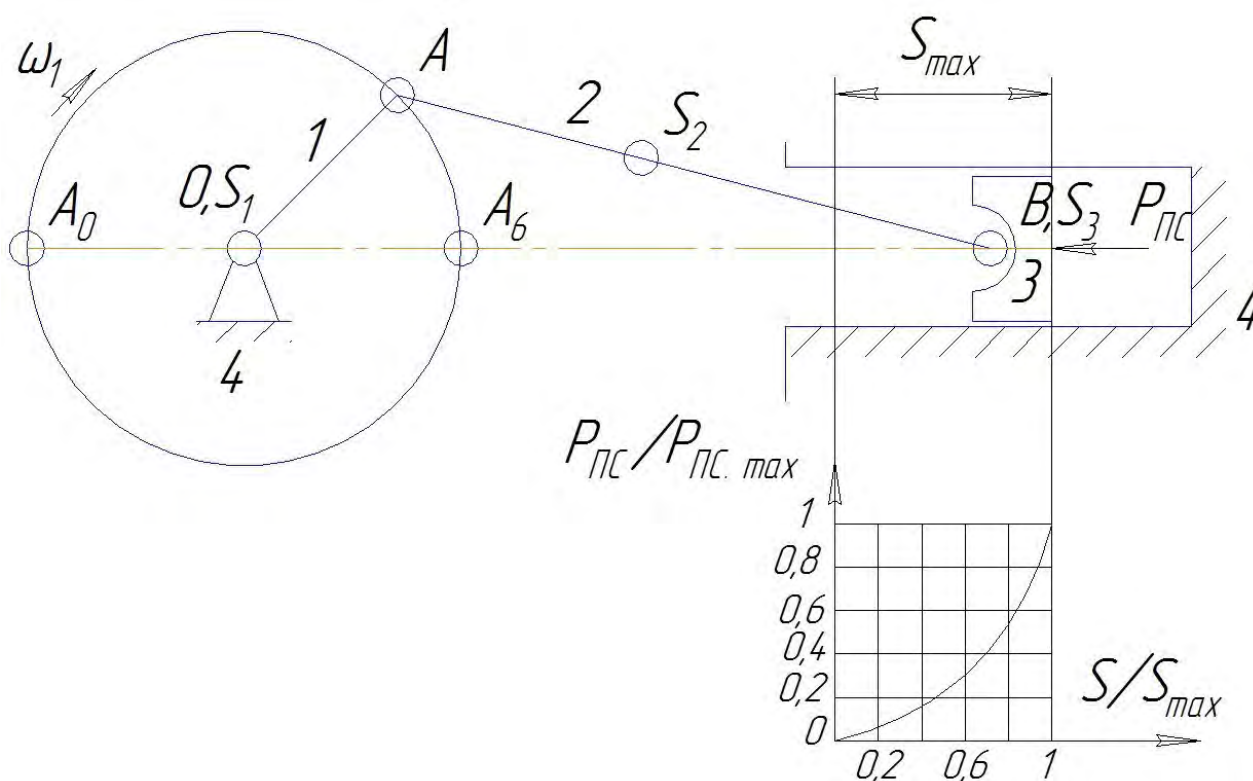
За начало отсчета следует принять то положение кривошипа OA , при котором поршень 3 занимает крайнее левое положение.

Центры масс звеньев 1, 2, 3 рычажного механизма расположены в точках S_1, S_2, S_3 , соответственно.

Положение точки S_2 находится из условия: $AS_2 = 0,35 \cdot AB$.

Для всех вариантов принять:

1. Частоту вращения двигателя равной 750 об/мин.
2. Приведенный момент движущих сил величиной постоянной.



Р и с. 3. Схема рычажного механизма сеного прессы

Таблица 11– Исходные данные для построения индикаторной диаграммы

| Отношение текущего значения к максимальн ому | Первая ступень | | | | | | Вторая ступень | | | | | |
|--|----------------|-----|-----|------------|-----|-----|----------------|------|------|------------|------|------|
| | Сжатие | | | Нагнетание | | | Сжатие | | | Нагнетание | | |
| S/S_{max} | 0 | 0,3 | 0,6 | 1 | 0,9 | 0,8 | 1 | 0,6 | 0,45 | 0 | 0,1 | 0,16 |
| $P_{pc} / P_{pc.max}$ | 0 | 0,1 | 0,3 | 0,3 | 0,1 | 0 | 0,3 | 0,68 | 1 | 1 | 0,47 | 0,3 |

Таблица 12 – Исходные данные для проектирования и исследования механизмов сенового пресса (варианты 1–10)

| Параметр | Обозначение | | Числовые значения параметров для вариантов | | | | | | | | | |
|---|----------------|-------------------|--|---------|---------|---------|---------|----------|---------|---------|---------|---------|
| | параметра | единицы СИ | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| Угловая скорость кривошипа | ω_1 | рад/с | 5,2 | 5,8 | 6,3 | 6,8 | 6,5 | 6,1 | 5,4 | 6,1 | 5,2 | 5,8 |
| Длина кривошипа | λ_{OA} | мм | 360 | 300 | 300 | 300 | 339 | 388 | 398 | 367 | 420 | 368 |
| Отношение длины шатуна АВ к длине кривошипа ОА | λ | – | 3,5 | 3,8 | 4 | 4,2 | 4,3 | 3,4 | 3,7 | 4,1 | 4,2 | 3,6 |
| Номера положений механизма для построения планов ускорений | – | – | 0, 3, 7 | 0, 5, 8 | 2, 3, 6 | 1, 5, 7 | 2, 4, 7 | 1, 4, 10 | 3, 8, 9 | 3, 5, 9 | 0, 6, 8 | 0, 2, 3 |
| Диаметр поршня | D_1 | м | 0,2 | 0,21 | 0,22 | 0,23 | 0,24 | 0,25 | 0,15 | 0,16 | 0,17 | 0,18 |
| Масса кривошипа ОА | m_1 | кг | 10 | 12 | 14 | 12 | 14 | 16 | 10 | 12 | 12 | 10 |
| Масса шатуна АВ | m_2 | кг | 24 | 26 | 30 | 28 | 32 | 24 | 26 | 28 | 24 | 26 |
| Масса ползуна 3 | m_3 | кг | 40 | 44 | 44 | 56 | 50 | 50 | 40 | 48 | 46 | 42 |
| Максимальное давление | $P_{PC,max}$ | МПа | 6 | 8 | 7 | 10 | 9 | 10,4 | 9,6 | 7,6 | 9,6 | 10 |
| Номер положения для силового расчета | – | – | 7 | 5 | 2 | 5 | 4 | 4 | 8 | 5 | 8 | 2 |
| Моменты инерции звеньев относительно осей, проходящих через центры масс | I_{S1} | кг×м ² | 0,2 | 0,16 | 0,18 | 0,2 | 0,16 | 0,18 | 0,2 | 0,16 | 0,18 | 0,2 |
| | I_{S2} | кг×м ² | 3,16 | 2,8 | 3,96 | 3,7 | 5,64 | 8,7 | 4,7 | 5,3 | 6,22 | 3,8 |
| Коэффициент неравномерности движения механизма | δ | – | 0,18 | 0,19 | 0,18 | 0,16 | 0,2 | 0,18 | 0,19 | 0,2 | 0,17 | 0,18 |

Таблица 13 – Исходные данные для проектирования и исследования механизмов сенового пресса (варианты 11–20)

| Параметр | Обозначение | | Числовые значения параметров для вариантов | | | | | | | | | |
|---|----------------|-------------------|--|---------|----------|---------|----------|----------|----------|----------|---------|----------|
| | параметра | единицы СИ | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 |
| Угловая скорость кривошипа | ω_1 | рад/с | 6,2 | 5,2 | 6,6 | 6,0 | 6,5 | 6,0 | 5,4 | 6,0 | 5,2 | 6,0 |
| Длина кривошипа | λ_{OA} | мм | 350 | 320 | 300 | 340 | 350 | 360 | 400 | 360 | 400 | 350 |
| Отношение длины шатуна АВ к длине кривошипа ОА | λ | – | 3,5 | 3,8 | 4 | 4,2 | 4,3 | 3,4 | 3,7 | 4,1 | 4,2 | 3,6 |
| Номера положений механизма для построения планов ускорений | – | – | 0, 4, 9 | 0, 3, 8 | 2, 4, 10 | 0, 5, 7 | 2, 4, 10 | 1, 4, 11 | 3, 8, 10 | 3, 5, 10 | 0, 5, 8 | 0, 5, 10 |
| Диаметр поршня | D_1 | м | 0,15 | 0,16 | 0,17 | 0,18 | 0,19 | 0,2 | 0,21 | 0,22 | 0,23 | 0,24 |
| Масса кривошипа ОА | m_1 | кг | 9 | 11 | 13 | 15 | 9 | 11 | 13 | 15 | 9 | 11 |
| Масса шатуна АВ | m_2 | кг | 14 | 16 | 20 | 18 | 22 | 14 | 16 | 18 | 14 | 16 |
| Масса ползуна 3 | m_3 | кг | 30 | 34 | 34 | 36 | 20 | 20 | 20 | 28 | 26 | 22 |
| Максимальное давление | $P_{ПС. max}$ | МПа | 6 | 8 | 7 | 10 | 9 | 10 | 9 | 7 | 8 | 11 |
| Номер положения для силового расчета | – | – | 4 | 8 | 2 | 7 | 10 | 11 | 8 | 10 | 8 | 5 |
| Моменты инерции звеньев относительно осей, проходящих через центры масс | I_{S1} | кг×м ² | 0,2 | 0,16 | 0,18 | 0,2 | 0,16 | 0,18 | 0,2 | 0,16 | 0,18 | 0,2 |
| | I_{S2} | кг×м ² | 3,16 | 2,8 | 3,96 | 3,7 | 5,64 | 8,7 | 4,7 | 5,3 | 6,22 | 3,8 |
| Коэффициент неравномерности движения механизма | δ | – | 0,16 | 0,18 | 0,19 | 0,2 | 0,19 | 0,18 | 0,17 | 0,16 | 0,18 | 0,2 |

Таблица 14 – Исходные данные для проектирования и исследования механизмов сенового пресса (варианты 21–30)

| Параметр | Обозначение | | Числовые значения параметров для вариантов | | | | | | | | | |
|---|----------------|-------------------|--|---------|----------|---------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| | параметра | единицы СИ | 21 | 22 | 23 | 24 | 25 | 26 | 27 | 28 | 29 | 30 |
| Угловая скорость кривошипа | ω_1 | рад/с | 4,2 | 3,2 | 4,6 | 4,0 | 4,5 | 4,0 | 3,4 | 3,0 | 3,2 | 5,0 |
| Длина кривошипа | λ_{OA} | мм | 550 | 520 | 500 | 540 | 550 | 560 | 500 | 560 | 500 | 550 |
| Отношение длины шатуна АВ к длине кривошипа ОА | λ | – | 3,5 | 3,8 | 4 | 4,2 | 4,3 | 3,4 | 3,7 | 4,1 | 4,2 | 3,6 |
| Номера положений механизма для построения планов ускорений | – | – | 1, 4, 9 | 2, 3, 8 | 3, 4, 10 | 4, 5, 7 | 4, 6, 10 | 1, 7, 11 | 3, 9, 10 | 3, 8, 10 | 0, 9, 11 | 2, 6, 11 |
| Диаметр поршня | D_1 | м | 0,31 | 0,3 | 0,29 | 0,28 | 0,27 | 0,26 | 0,25 | 0,24 | 0,23 | 0,22 |
| Масса кривошипа ОА | m_1 | кг | 12,5 | 13,5 | 15,5 | 17,5 | 19,5 | 14,5 | 17 | 19 | 12 | 15 |
| Масса шатуна АВ | m_2 | кг | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 19 | 17 | 15 | 13 |
| Масса ползуна 3 | m_3 | кг | 10 | 14 | 24 | 16 | 11 | 12 | 14 | 18 | 16 | 19 |
| Максимальное давление | $P_{PC,max}$ | МПа | 6 | 8 | 7 | 10 | 9 | 10 | 9 | 7 | 8 | 11 |
| Номер положения для силового расчета | – | – | 1 | 2 | 10 | 7 | 4 | 7 | 10 | 8 | 11 | 2 |
| Моменты инерции звеньев относительно осей, проходящих через центры масс | I_{S1} | кг×м ² | 0,2 | 0,16 | 0,18 | 0,2 | 0,16 | 0,18 | 0,2 | 0,16 | 0,18 | 0,2 |
| | I_{S2} | кг×м ² | 3,16 | 2,8 | 3,96 | 3,7 | 5,64 | 8,7 | 4,7 | 5,3 | 6,22 | 3,8 |
| Коэффициент неравномерности движения механизма | δ | – | 0,16 | 0,18 | 0,19 | 0,2 | 0,19 | 0,18 | 0,17 | 0,16 | 0,18 | 0,2 |

4 Вопросы для подготовки к защите контрольной работы

Вопросы к защите 1-го листа работы

1. Назначение рычажного механизма и передаче движения от входного звена к выходному. Подсчитайте количество кинематических пар в механизме. Определите степень свободы механизма.

2. Выполните структурный анализ рычажного механизма. Расчлените схему механизма на группы Ассура. Определите класс и порядок каждой группы Ассура.

3. Порядок построения плана механизма. Какие исходные данные нужно для этого иметь. Как вычислить масштаб длины?

4. Последовательность построения планов скоростей механизма. Напишите векторные уравнения для построения планов скоростей. Покажите на плане скоростей все векторы абсолютных скоростей и векторы относительных скоростей.

Как определяли направления векторов относительных скоростей, направления угловых скоростей?

5. Последовательность построения планов ускорений механизма. Напишите векторные уравнения для построения планов ускорений. В чем заключается метод подобия.

Как, используя метод подобия, определить векторы ускорений центров масс?

6. Как определить величину и направление угловых ускорений звеньев механизма?

7. Что такое годограф скорости и как его построить?

8. Как построить диаграмму перемещения какой-либо точки выходного звена в функции угла поворота кривошипа? В чем заключается метод хорд и как с помощью этого метода построить диаграммы скоростей, ускорений? Как вычислить масштабы диаграмм перемещения, скоростей и ускорений?

Вопросы к защите 2-го листа работы

1. Какие силы действуют на звенья рычажного механизма, какие из них нужно отнести к внешним силам?

2. В чем заключается задача силового расчета? Как свести задачу динамики к задаче статики?

3. Как определяются главные векторы и главные моменты сил инерции для каждого из звеньев рычажного механизма?

4. В какой последовательности выполняется силовой расчет механизма?

5. В какой последовательности определяются реакции в группе Ассура?

6. Напишите векторное уравнение сил, действующих на звенья группы Ассура. Почему в это уравнение не вошла реакция во внутренней кинематической паре?

7. Как построить рычаг Жуковского и что с помощью его можно определить?

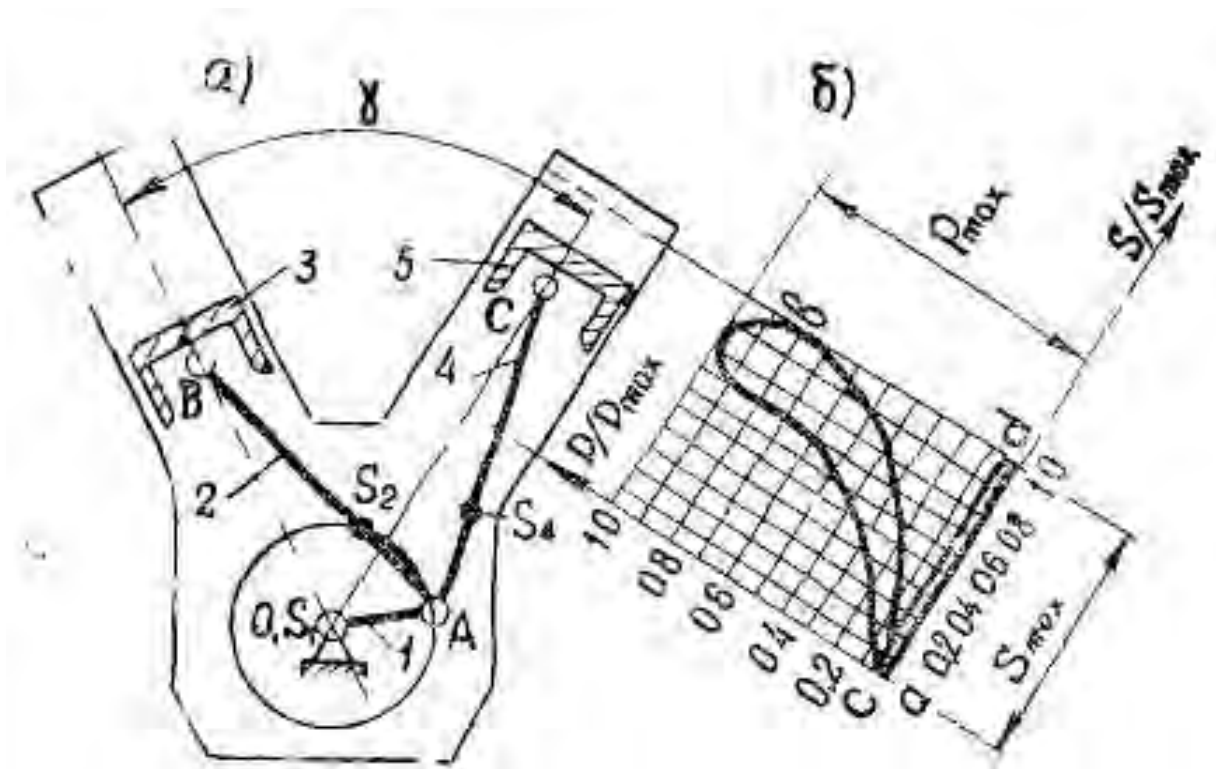
Вопросы к защите 3-го листа работы

1. Каково назначение маховика? На какой вал выгодней поставить маховик: на быстроходный или тихоходный с точки зрения уменьшения его массы?
2. Напишите уравнение приведенного момента сил полезного сопротивления (движущих сил), которое вы использовали при расчетах.
3. В чем заключается метод графического интегрирования?
4. Как определить кинетическую энергию каждого из звеньев рычажного механизма, механизма в целом?
5. Напишите формулу для вычисления приведенного момента инерции звеньев механизма.
6. Что такое установившееся движение и при каких условиях оно возможно?
7. Расскажите о коэффициенте неравномерности движения механизма. Как определить среднюю скорость входного звена механизма?
8. Как определить момент инерции маховика при заданном коэффициенте неравномерности движения?
9. Каковы причины, влияющие на изменение угловой скорости входного звена?
10. Как уменьшить колебания угловой скорости входного звена при установившемся режиме?

5 Пример выполнения контрольной работы

5.1 Задание на проектирование

Провести проектирование, структурное, кинематическое, силовое и динамическое исследования механизмов двухцилиндрового четырехтактного двигателя (рис. 4).



Р и с. 4. Схема механизмов четырехтактного двигателя внутреннего сгорания:
 а – схема механизма; б – индикаторная диаграмма механизма

Таблица 15 – Исходные данные для проектирования и исследования

| Наименование параметров | Обозначение параметра | Величина | Обозначение единиц измерения |
|--|-----------------------|----------|------------------------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| Угловая скорость вращения кривошипа ОА | ω_1 | 138 | рад/сек |
| Отношение длины шатуна к длине кривошипа | λ | 3,5 | |
| Максимальное индикаторное давление | p | 4 | МПа |
| Диаметры цилиндров | $D_3=D_5$ | 0,12 | М |
| Массы шатунов 2 и 4 | $m_2=m_4$ | 2,5 | Кг |
| Массы поршней 3 и 5 | $m_3=m_5$ | 2 | Кг |
| Моменты инерции шатунов 2 и 4 | $I_{S_2}=I_{S_4}$ | 0,011 | кг м |
| Коэффициент неравномерности движения | δ | 0,05 | |

Угол развала осей $\gamma=90^\circ$, центры масс шатунов S_2 и S_4 находятся из условия $AS_2=AS_4=0,28l_{AB}$. На тактах всасывания и выхлопа давление в цилиндрах можно принять равным атмосферному.

5.2 Синтез, структурное и кинематическое исследование рычажного механизма двигателя

5.2.1 Проектирование кривошипно-ползунного механизма

Используя формулы и исходные данные, определяем длины кривошипа ОА и шатуна АВ:

$$l_{AB} = l_{AC} = l_{AB} \cdot \lambda, \quad (1)$$

$$l_{AB} = 0,06 \cdot 3,5 = 0,21 \text{ м.}$$

5.2.2 Структурное исследование рычажного механизма

Определяем степень подвижности механизма по формуле П.Л. Чебышева.

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

где $n = 5$ – число подвижных звеньев;

$p_5 = 7$ – число кинематических пар пятого класса, 1 рода;

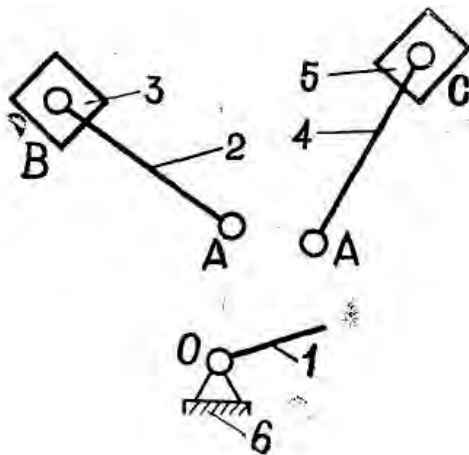
$p_4 = 0$ – число кинематических пар четвертого класса, 2 рода.

Подставим эти данные в формулу Чебышева и находим:

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

Определяем класс и порядок механизма. Для этого расчленим механизм на группы Ассур.

Он состоит из двух групп Ассур II класса, 2-го вида, 2-го порядка (рис. 5) и механизма I класса, состоящего из входного звена 1 и стойки 6. В целом рассматриваемый механизм II класса.



Р и с. 5. Группы Ассур

5.2.3 Построение схемы механизма

Масштаб схемы. Приняв на чертеже (приложение 1) отрезок ОА=30 мм, находим:

$$\mu_1 = \frac{l_{OA}}{OA}, \quad (3)$$

$$\mu_1 = \frac{0,06}{30} = 0,02 \text{ м / мм.}$$

В принятом масштабе вычерчиваем схему механизма.

Для построения 12 положений звеньев механизма разделим траекторию, описываемую точкой А кривошипа ОА, на 12 равных частей.

За нулевое принимаем то положение кривошипа ОА, при котором точка В левого поршня занимает крайнее нижнее положение.

Из отмеченных на окружности точек $A_0, A_1 \dots A_{11}$ раствором циркуля, равным

$$AB = AC = \frac{l_{AB}}{\mu_1}, \quad (4)$$

$$AB = AC = \frac{0,21}{0,002} = 105 \text{ мм.}$$

намечаем на линии движения ползуна 3 точки $B_0, B_1, B_2 \dots B_{11}$, а на линии движения ползуна 5 точки $C_0, C_1, C_2 \dots C_{11}$.

Соединяем прямыми точки A_0 с B_0 и C_0 , A_1 с B_1 и C_1 и т.д., получаем 12 положений звеньев механизма.

5.2.4 Построение планов скоростей механизма

Построение начинаем от входного звена, т.е. кривошипа ОА.

Из точки p , принятой за полюс плана скоростей (лист 1 приложения), откладываем в направлении вращения кривошипа ОА вектор скорости точки А: $v_A = 41,4$ мм.

Построение плана скоростей группы Ассур II класса 2-го вида (звенья 2 и 3) производим по уравнению:

$$\overline{v_B} = \overline{v_A} + \overline{v_{BA}}, \quad (5)$$

где v_A – скорость точки А кривошипа ОА. Ее величина равна

$$v_A = \omega_1 \cdot l_{OA}, \quad (6)$$

$$v_A = 138 \cdot 0,06 = 8,28 \text{ м / с;}$$

где ω_1 – угловая скорость кривошипа

v_{BA} – скорость точки В звена 2 во вращательном движении относительно точки А направлена перпендикулярно оси звена АВ;

v_B – скорость точки В ползуна 3, направлена вдоль оси ОВ, параллельно направляющей.

Из точки a проводим линию, перпендикулярную оси звена АВ, а из полюса p плана скоростей – линию, параллельную оси ОВ. Точка b

пересечения этих линий дает конец вектора искомой скорости v_B .

Построение планов скоростей для другой группы Ассур II класса 2-го вида (звенья 4 и 5) производится согласно уравнению:

$$\vec{v}_C = \vec{v}_A + \vec{v}_{CA}, \quad (7)$$

где v_{CA} – скорость точки С звена 4 во вращательном движении относительно точки А, направлена перпендикулярно оси звена АС;

v_C – скорость точки С ползуна 5 направлена вдоль оси ОС.

Масштаб планов скоростей вычисляем по формуле:

$$\mu_v = v_A / pa, \quad (8)$$

$$\mu_v = 8,28 / 41,4 = 0,2 \frac{м/с}{мм}.$$

Скорости точек S_2 и S_4 определяем по правилу подобия. Так как $l_{AS_2} = 0,28l_{AB}$ и $l_{AS_4} = 0,28l_{AC}$, то и отрезки as_2 и as_4 на плане скоростей будут равны: $as_2=0,28ab$, $as_4=0,28ac$. Найденные точки S_2 и S_4 соединяем с полюсом р. Истинное значение скорости каждой точки находим по формулам:

$$v_B = \mu_v \cdot pb, \quad (9)$$

$$v_{BA} = \mu_v \cdot ba, \quad (10)$$

$$v_{S_2} = \mu_v \cdot ps_2, \quad (11)$$

$$v_C = \mu_v \cdot pc, \quad (12)$$

$$v_{CA} = \mu_v \cdot ca, \quad (13)$$

$$v_{S_1} = \mu_v \cdot ps_1. \quad (14)$$

Полученные значения сводим в табл. 16.

Таблица 16 – Значения скоростей точек кривошипно-ползунного механизма в м/с

| Параметр | Номера положений механизма | | | | | | | | | | | |
|-----------|----------------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|------------|------------|
| | 0 (12) | 1 (13) | 2 (14) | 3 (15) | 4 (16) | 5 (17) | 6 (18) | 7 (19) | 8 (20) | 9 (21) | 10 (22) | 11 (23) |
| v_B | 0 | 2,8 | 5,4 | 8,28 | 7,8 | 4,9 | 0 | 4,9 | 7,9 | 8,28 | 6 | 3,6 |
| v_{BA} | 8,28 | 7 | 4,4 | 0 | 4,4 | 7 | 8,28 | 7 | 4,4 | 0 | 4,4 | 7 |
| v_{S_2} | 8,8 | 6 | 7,2 | 8,28 | 7,6 | 6,8 | 5,8 | 6,4 | 7,6 | 8,28 | 7,2 | 6,4 |
| v_C | 8,28 | 6 | 3,6 | 0 | 3,2 | 6 | 8,28 | 8 | 5,2 | 0 | 5,2 | 8 |

| | | | | | | | | | | | | |
|----------|------|-----|---|------|---|-----|------|-----|-----|------|---|-----|
| v_{CA} | 0 | 4,4 | 7 | 8,28 | 7 | 7,4 | 0 | 4,4 | 7 | 8,28 | 7 | 4,4 |
| v_{S1} | 8,28 | 7,2 | 6 | 5,8 | 6 | 7,2 | 8,28 | 7,8 | 6,4 | 5,8 | 6 | 8 |

Определяем угловые скорости шатунов АВ и АС для 12 положений и сводим полученные значения в табл. 17.

$$\omega_{BA} = \frac{v_{BA}}{l_{AB}}, \quad (15)$$

$$\omega_{CA} = \frac{v_{CA}}{l_{AC}}. \quad (16)$$

Таблица 17 – Значения угловых скоростей шатунов АВ и АС в рад/с

| Параметр | Номера положений механизма | | | | | | | | | | | |
|---------------|----------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
| ω_{BA} | 39,4 | 33,3 | 20,9 | 0 | 20,9 | 30,3 | 39,1 | 30,3 | 20,9 | 0 | 20,9 | 30,3 |
| ω_{CA} | 0 | 20,9 | 30,3 | 39,4 | 30,3 | 20,9 | 0 | 20,9 | 30,3 | 39,4 | 30,3 | 20,9 |

Направление угловой скорости звена АВ определяем следующим образом. Переносим (мысленно) вектор ab с плана скоростей в точку В шатуна ВА кривошипно-ползунного механизма и наблюдаем направление поворота звена АВ вокруг точки А. Аналогично определяется угловая скорость и другого шатуна. Так, например, в 10-м положении звено АВ вращается по часовой стрелке (знак «-»), а звено АС – против (знак «+»).

5.2.5 Построение планов ускорений механизма

Построение плана ускорений рассмотрим для 10-го положения механизма (приложение 1). Так как кривошип ОА вращается с постоянной угловой скоростью $\omega=138$ рад/с, то точка А звена ОА будет иметь только нормальное ускорение, величина которого равна

$$a_A = a_{AO}^n = \omega_1^2 \cdot l_{OA}, \quad (17)$$

$$a_A = 138^2 \cdot 0,06 = 1142,64 \text{ м/с}^2.$$

Определяем масштаб плана ускорений.

$$\mu_A = a_A / \pi a, \quad (18)$$

$$\mu_A = 1142,64 / 38,1 = 30 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}},$$

где $\pi a = 38,1$ мм – длина отрезка, изображающего на плане ускорений вектор нормального ускорения точки А кривошипа ОА.

Из произвольной точки π – полюса плана ускорений проводим вектор πa параллельно звену ОА от точки А к точке О. Построение плана ускорений группы Ассура II класса 2-го вида (звенья 2, 3) проводим согласно уравнению

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^\tau, \quad (19)$$

где \bar{a}_B – ускорение ползуна 3, направлено вдоль оси ОВ, параллельно направляющей,

\bar{a}_{BA}^n – нормальное ускорение точки В шатуна АВ при вращении его вокруг точки А, направлено вдоль оси звена АВ от точки В₁₀ к точке А₁₀.

$$\bar{a}_{BA}^n = \omega_{BA}^2 \cdot l_{AB}, \quad (20)$$

$$\bar{a}_{BA}^n = 20,9^2 \cdot 0,21 = 91,73 \text{ м/с}^2.$$

Его масштабная величина, обозначим ее через an_{BA} , равна

$$an_{BA} = a_{BA}^n / \mu_a, \quad (21)$$

$$an_{BA} = 91,73 / 30 = 3,06 \text{ мм}.$$

где \bar{a}_{BA}^τ – касательное ускорение точки В шатуна АВ при вращении его вокруг точки А (величина неизвестна) направлено перпендикулярно к оси звена АВ.

Из точки a вектора πa плана ускорений проводим прямую, параллельную оси звена ВА, и откладываем на ней в направлении от точки В₁₀ к точке А₁₀ отрезок $an_{BA} = 3$ мм. Через конец вектора an_{BA} проводим прямую, перпендикулярную к оси звена ВА произвольной длины. Из полюса π проводим прямую, параллельную оси ОВ. Точка b пересечения этих прямых определит концы векторов πb и \bar{a}_{BA}^τ .

Складывая векторы n_{BA} и \bar{a}_{BA}^τ , получаем полное ускорение звена АВ, для этого соединяем точки a и b прямой. Точку s_2 на плане ускорений находим по правилу подобия, пользуясь соотношением отрезков. Так как $AS_2 = 0,28AB$, то и $as_2 = 0,28ab = 0,28 \cdot 33 = 9,2$ мм.

Соединяем точку s_2 с полюсом π .

Аналогично проводим построение для шатуна АС и ползуна 5, пользуясь следующим векторным уравнением:

$$\bar{a}_C = \bar{a}_A + \bar{a}_{CA}^n + \bar{a}_{CA}^\tau, \quad (22)$$

где \bar{a}_C – ускорение ползуна 5, направлено вдоль оси ОС;

\bar{a}_{CA}^n – нормальное ускорение точки С шатуна АС при вращении его вокруг точки А, направлено вдоль оси звена АС от точки С₁₀ к точке А₁₀.

$$\bar{a}_{CA}^n = \omega_{CA}^2 \cdot l_{CA}, \quad (23)$$

$$\bar{a}_{CA}^n = 30,3^2 \cdot 0,21 = 192,8 \text{ м} / \text{с}^2.$$

Его масштабная величина an_{CA} равна

$$an_{CA} = a_{CA}^n / \mu_a, \quad (24)$$

$$an_{CA} = 192,8 / 30 = 6,43 \text{ мм}.$$

где \bar{a}_{CA}^τ – касательное ускорение точки С шатуна СА при вращении его вокруг точки А (величина его неизвестна) направлено перпендикулярно к оси звена АС.

Из точки a вектора pa плана ускорений проводим прямую, параллельную оси звена СА, и откладываем на ней в направлении от точки C_{10} к A_{10} отрезок 6,5 мм.

Через конец вектора an_{CA} проводим прямую, перпендикулярную к оси звена АС, произвольной длины. Из полюса π проводим прямую, параллельную оси ОС. Точка с пересечения этих прямых определит концы векторов $\bar{\pi c}$ и $\bar{\tau}_{CA}$. Вектор πs_4 ускорения точки S_4 шатуна АС определяем аналогично вектору πs_2 .

Численные значения ускорений точек В, С, S_2 , S_4 , а также касательные ускорения \bar{a}_{BA}^τ и \bar{a}_{CA}^τ найдем по формулам:

$$a_B = \pi b \cdot \mu_a, \quad (25)$$

$$a_C = \pi c \cdot \mu_a, \quad (26)$$

$$a_{S_2} = \pi s_2 \cdot \mu_a, \quad (27)$$

$$a_{S_4} = \pi s_4 \cdot \mu_a, \quad (28)$$

$$a_{BA}^\tau = \tau_{BA} \cdot \mu_a, \quad (29)$$

$$a_{CA}^\tau = \tau_{CA} \cdot \mu_a, \quad (30)$$

$$a_B = 25 \cdot 30 = 750 \text{ м} / \text{с}^2,$$

$$a_C = 37 \cdot 30 = 1110 \text{ м} / \text{с}^2,$$

$$a_{S_2} = 31 \cdot 30 = 930 \text{ м} / \text{с}^2,$$

$$a_{S_4} = 36 \cdot 30 = 1080 \text{ м} / \text{с}^2,$$

$$a_{BA}^\tau = 33 \cdot 30 = 990 \text{ м} / \text{с}^2,$$

$$a_{CA}^\tau = 18 \cdot 30 = 540 \text{ м} / \text{с}^2.$$

Определяем величины угловых ускорений звеньев АВ и АС:

$$\varepsilon_{BA} = a_{BA}^r / l_{AB}, \quad (31)$$

$$\varepsilon_{BA} = 990 / 0,21 = 4714,3 \text{ рад} / \text{с}^2,$$

$$\varepsilon_{CA} = a_{CA}^r / l_{AC}, \quad (32)$$

$$\varepsilon_{CA} = 540 / 0,21 = 2571,4 \text{ рад} / \text{с}^2.$$

Определяем направление углового ускорения звена АВ.

Для этого мысленно переносим вектор $\bar{\tau}_{BA}$ в точку В₁₀.

Считая точку А₁₀ неподвижной, замечаем, что поворот звена АВ будет по часовой стрелке (знак «-»).

Для звена АС переносим вектор $\bar{\tau}_{CA}$ в точку С₁₀.

Видим, что угловое ускорение ε_{CA} направлено также по часовой стрелке (знак «-»).

Два других плана ускорений строятся аналогично.

5.2.6 Годограф скорости центра масс S звена 2

Для построения годографа скорости переносим векторы ps_2 параллельно самим себе своими началами в одну точку p , называемую полюсом. Соединяем концы векторов плавной кривой

5.2.7 Кинематические диаграммы точки В ползуна 3

Диаграмма перемещения. Для построения диаграммы перемещения точки В ползуна 3 откладываем по оси абсцисс отрезок $l_{0,12} = 60$ мм, изображающий период Т одного оборота кривошипа, и делим его на 12 равных частей. От точек 1, 2 ...11 диаграммы $s(t)$ откладываем ординаты 1—1, 2—2, ... , 11—11, соответственно равные расстояниям $B_0—B_1$, $B_0—B_2$, ..., $B_0—B_{11}$, проходимые точкой В от начала отсчета.

Вычисление масштабов диаграммы перемещения.

$$\mu_s = \mu_l = 0,002 \text{ м} / \text{мм}$$

$$\mu_t = \frac{2\pi}{\omega_1 l_{0,12}}, \quad (33)$$

$$\mu_t = \frac{2 \cdot 3,14}{138 \cdot 60} = 0,00076 \text{ с} / \text{мм},$$

$$\mu_{\varphi} = \frac{2\pi}{l_{0,12}}, \quad (34)$$

$$\mu_{\varphi} = \frac{2 \cdot 3,14}{60} = 0,105 \text{ с / мм.}$$

Диаграмма скорости. Строится графическим дифференцированием графика перемещения по методу хорд. Он заключается в следующем. Криволинейные участки графика $s(t)$ на каждом интервале заменяем хордами.

Под графиком перемещения проводим прямоугольные оси v и t . На оси t выбираем полюсное расстояние $H_1=10$ мм (может быть любой длины).

Из полюса p проводим наклонные прямые $p-1'$, $p-2'$... $p-11'$, параллельные хордам на соответствующем интервале.

Из середины интервалов $0-1$, $1-2$... $11-0$ диаграммы $v(t)$ проводим перпендикуляры к оси t (штриховые линии).

Из точек $1'$, $2'$... $11'$ проводим прямые, параллельные оси t . Точки пересечения соединяем плавной кривой.

Масштаб диаграммы скорости вычисляем по формуле:

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{\mu_t \cdot H_1}, \quad (35)$$

$$\mu_v = \frac{0,002}{0,00076 \cdot 10} = 0,26 \text{ м / с / мм.}$$

Диаграмма ускорения. Строится графическим дифференцированием диаграммы скоростей. Все построения аналогичны ранее описанным при графическом дифференцировании диаграммы перемещения. Масштаб диаграммы ускорения равен

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{\mu_t \cdot H_2}, \quad (36)$$

$$\mu_a = \frac{0,26}{0,00076 \cdot 10} = 34,2 \text{ м / с}^2 \text{ / мм.}$$

5.3 Силовой расчет рычажного механизма

5.3.1 Определение сил давления газов на поршень

В приложении 2 построен план механизма для 10-го положения в масштабе $\mu_l=0,04$ м/мм.

На перемещениях поршней 3 и 5 построены индикаторные диаграммы давлений газов на поршни для левого и правого цилиндров.

Так как двигатель 4-тактный, то динамический цикл у него

совершается за 2 оборота кривошипа ОА, а поскольку V-образный, то цикл в правом цилиндре сдвинут по отношению к правому на 270° .

В нашем примере для 10-го положения в левом цилиндре идет процесс всасывания, в правом – расширения.

По условиям задания при выхлопе и всасывании давления в цилиндре можно принять равным атмосферному, т.е. $p_3=98066,5$ Па.

В правом цилиндре оно равно $p_5=0,95p_{max}=0,95 \cdot 4=3,8$ МПа.

Тогда силы давления газов на поршень будут равны:

в левом цилиндре:

$$P_3 = p_3 \pi R^2, \quad (37)$$

$$P_3 = 98066,5 \cdot 3,14 \cdot 0,06^2 = 1108H;$$

в правом цилиндре:

$$P_5 = p_5 \pi R^2, \quad (38)$$

$$P_5 = 3,8 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,06^2 = 42500H.$$

5.3.2 Определение сил тяжести звеньев

$$G_2 = G_4 = m_2 g, \quad (39)$$

$$G_2 = G_4 = 2,5 \cdot 9,81 = 24,525H \approx 25H,$$

$$G_3 = G_5 = m_3 g, \quad (40)$$

$$G_3 = G_5 = 2 \cdot 9,81 = 19,62H \approx 20H.$$

5.3.3 Определение сил инерции звеньев

$$F_{u3} = -m_2 a_{S2}, \quad (41)$$

$$F_{u3} = -2,5 \cdot 930 = -2325H,$$

$$M_{u3} = -I_{S2} \varepsilon_2, \quad (42)$$

$$M_{u3} = -0,011 \cdot 4714,3 = -51,97H \cdot m,$$

$$F_{u3} = -m_3 a_B, \quad (43)$$

$$F_{u3} = -2 \cdot 750 = -1500H,$$

$$F_{u4} = -m_4 a_{S4}, \quad (44)$$

$$F_{u4} = -2,5 \cdot 1080 = -2700H,$$

$$M_{u4} = -I_{S4} \varepsilon_4, \quad (45)$$

$$M_{u4} = -0,011 \cdot 2571,4 = -28,28 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$F_{u5} = -m_5 a_C, \quad (46)$$

$$F_{u5} = -2 \cdot 1110 = -2220 \text{ Н}.$$

Прикладываем силы инерции и моменты к звеньям механизма. Силу F_{u2} прикладываем в точку S_2 , силу F_{u3} – в точку В, силу F_{u4} – в точку S_4 и F_{u5} – в точку С. Направляем их параллельно и противоположно своим ускорениям. Моменты M_{u2} и M_{u4} от пар сил инерции направляем противоположно угловым ускорениям ε_2 и ε_4 .

Производим замену силы инерции F_{u2} , и момента от пары сил инерции M_{u2} шатуна АВ одной результирующей силой \bar{F}_{u2} , равной \bar{F}_{u2} по величине и направлению, но приложенной в точке T_2 звена АВ или на его продолжении. Для этого вычисляем плечо H_{u2} .

$$H_{u2} = \frac{M_{u2}}{F_{u2} \cdot \mu_l}, \quad (47)$$

$$H_{u2} = \frac{51,97}{2325 \cdot 0,004} = 5,6 \text{ мм}.$$

Сносим силу F_{u2} параллельно самой себе на 5,6 мм.

Аналогичную замену проводим для шатуна АС:

$$H_{u4} = \frac{M_{u4}}{F_{u4} \cdot \mu_l}, \quad (48)$$

$$H_{u4} = \frac{28,28}{2700 \cdot 0,004} = 2,6 \text{ мм}.$$

5.3.4 Определение реакции в кинематических парах групп Ассур II класса 2-го вида

Как было указано выше, определение реакций в многозвенном механизме нужно начинать с группы Ассур, наиболее удаленной по кинематической цепи от входного звена. Но в нашем примере силовой анализ можно начать с любой группы Ассур, так как они соединены не последовательно, а параллельно.

Начнем определение реакций в звеньях 2,3. Приложим к этим звеньям все известные силы: G_2 , F_{u2} , G_3 , F_{u3} , P_3 . Действие звена 1 и стойки 6 заменяем неизвестными реакциями R_{12} и R_{63} .

Реакцию R_{12} для удобства вычислений раскладываем на 2 составляющие: R_{12}^n — по оси звена 2 и R_{12}^r — перпендикулярно оси звена. R_{63} — реакция со стороны стенки цилиндра на поршень 3, направлена она перпендикулярно оси цилиндра. Вначале определяем величину реакции R_{12}^r из суммы моментов всех сил, действующих на звено 2, $\sum M_B(\bar{F}_1) = 0$:

$$-R_{12}^r \cdot AB + F_{u2} \cdot h_{u2} - G_2 \cdot h_{G2} = 0, \quad (49)$$

откуда,

$$R_{12}^r = (F_u \cdot h_{u2} - G_2 \cdot h_{G2}) / AB, \quad (50)$$

$$R_{12}^r = (2325 \cdot 22,5 - 24,5 \cdot 31) / 52,5 = 982H.$$

Реакции R_{12}^n и R_{63} определим построением силового многоугольника, решая векторное уравнение равновесия звеньев 2, 3:

$$\bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^r + \bar{F}_{u2} + \bar{G}_2 + \bar{F}_{u3} + \bar{G}_3 + \bar{P}_3 + \bar{R}_{63} = 0. \quad (51)$$

Построение плана сил. Из произвольной точки a в масштабе $\mu_F = 50$ Н/мм откладываем последовательно все известные силы R_{12}^r , F_{u2} , G_2 , F_{u3} , P_3 , R_{63} , перенося их параллельно самим в план сил.

Далее через конец вектора P_3 проводим линию, перпендикулярную оси цилиндра OB до пересечения с прямой, проведенной из точки a параллельно оси звена AB . Точка пересечения этих прямых определит модули реакций R_{12}^n и R_{63} . Так как силы тяжести G_2 и G_3 в масштабе $\mu_F = 50$ Н/мм получаются меньше 1 мм, мы их не откладываем.

Итак,

$$R_{12} = |R_{12}| \cdot \mu_F, \quad (52)$$

$$R_{12} = 52 \cdot 50 = 2600H,$$

$$R_{63} \approx 0.$$

Определяем реакцию R_{32} во внутренней паре со стороны ползуна 3 на шатун 2, рассматривая равновесие звена 2.

Запишем уравнение равновесия:

$$\bar{R}_{12} + \bar{G}_2 + \bar{F}_{u2} + \bar{R}_{32} = 0. \quad (53)$$

В этом уравнении силы R_{12} , G_2 , F_{u2} известны по величине и направлению. Откладываем их последовательно в масштабе $\mu_F = 50$ Н/мм. Реакция R_{32} замкнет этот многоугольник. Модуль ее равен:

$$R_{32} = |R_{32}| \cdot \mu_F, \quad (54)$$

$$R_{32} = 10 \cdot 50 = 500H.$$

Аналогично определяем реакции и в другой группе Ассура, состоящей из звеньев 4, 5.

Прикладываем к звеньям 4, 5 все известные силы G_4 , F_{u4} , G_5 , F_{u5} , P_5 , отбрасывая связи, заменяем их реакциями R_{14} и R_{65} .

Намечаем плечи h_{u4} и h_{G4} . Из суммы моментов всех сил относительно точки С определяем реакцию R_{14}^r :

$$-R_{14}^r \cdot CA + F'_{u1} h_{u1} + G_4 h_{G4} = 0, \quad (55)$$

$$R_{14}^r = (F'_{u1} h_{u1} + G_4 h_{G4}) / CA, \quad (56)$$

$$R_{14}^r = (2700 \cdot 20 + 25 \cdot 22) / 52,5 = 1039H.$$

Для определения модулей реакций R_{14}^n и R_{65} строим план сил по уравнению:

$$\bar{R}_{14}^n + \bar{R}_{14}^r + \bar{F}_{u4} + \bar{G}_4 + \bar{F}_{u5} + \bar{G}_5 + \bar{P}_5 + \bar{R}_{65} = 0. \quad (57)$$

В этом уравнении неизвестны по модулю реакции – R_{14}^n и R_{65} .

Направления их известны: R_{14}^n направлена по оси звена АС, а R_{65} перпендикулярно оси ОС. Остальные все силы известны по величине и направлению.

Откладываем их последовательно друг за другом, начиная с R_{14}^r в масштабе $\mu_F = 500$ Н/мм. R_{14}^n и R_{65} найдутся в пересечении.

$$\bar{R}_{14} = \left| \bar{R}_{14}^r \right| + \left| \bar{R}_{14}^n \right|, \quad (58)$$

$$R_{14} = \left| \bar{R}_{14} \right| \cdot \mu_F, \quad (59)$$

$$R_{14} = 74 \cdot 500 = 37кН,$$

$$R_{65} = \left| \bar{R}_{65} \right| \cdot \mu_F, \quad (60)$$

$$R_{65} = 12 \cdot 500 = 6кН.$$

Из векторного уравнения равновесия звена 5 определяем реакцию R_{45} со стороны шатуна 4 на ползун 5.

$$\bar{F}_{u5} + \bar{G}_5 + \bar{P}_5 + \bar{R}_{65} + \bar{R}_{45} = 0. \quad (61)$$

В этом уравнении все силы известны, кроме R_{45} , которая и замкнет векторный многоугольник.

$$R_{45} = \left| \bar{R}_{45} \right| \cdot \mu_F, \quad (62)$$

$$R_{45} = 62 \cdot 660 = 40960кН.$$

5.3.5 Силовой расчет входного звена

Прикладываем к звену 1 в точке А силы $\bar{R}_{21} = -\bar{R}_{12}, \bar{R}_{41} = -\bar{R}_{14}$, а также пока еще не известную уравновешивающую силу F_y , направив ее предварительно в произвольную сторону перпендикулярно кривошипу ОА.

Так как центр масс S_1 совпадает с точкой О, то $F_{u1}=0$, а $\omega_1 = \text{const}$, то и $M_{u1} = 0$. Силой тяжести G_1 можно пренебречь, так как она в 1000 раз меньше силы R_{41} .

Вначале из уравнения моментов всех сил относительно точки О определяем F_y .

$$-F_y \cdot OA - R_{41} \cdot h_{41} - R_{21} \cdot h_{21} = 0, \quad (63)$$

откуда

$$F_y = (-R_{41} \cdot h_{41} - R_{21} \cdot h_{21}) / OA, \quad (64)$$

$$F_y = (-37000 \cdot 10 - 2600 \cdot 6) / 15 = -25700 \text{ Н}.$$

В шарнире О со стороны стойки 6 на звено 1 действует реакция R_{61} , которую определяем построением многоугольника сил согласно векторному уравнению $\bar{R}_{41} + \bar{R}_{21} + \bar{F}_y + \bar{R}_{61} = 0$.

Откладываем последовательно 3 известные силы R_{41}, F_y, R_{21} в масштабе $\mu_F = 1000 \text{ Н/мм}$.

Соединив начало R_{41} с концом R_{21} , получим реакцию R_{61}

$$R_{61} = |\bar{R}_{61}| \cdot \mu_F, \quad (65)$$

$$R_{61} = 23 \cdot 1000 = 23000 \text{ кН}.$$

5.3.6 Определение уравновешивающей силы по методу Н.Е. Жуковского

Строим для положения 10 в произвольном масштабе повернутый на 90° план скоростей. В одноименные точки плана переносим все внешние силы (без масштаба), действующие на звенья механизма, в том числе и силу F_y . Составляем уравнение моментов всех сил относительно полюса p плана скоростей, беря плечи сил по чертежу в мм.

$$(P_5 - F_{u5})pc + G_5 \cdot h_{G5} - F_{u1} \cdot h_{u1} + G_4 \cdot h_{G4} + F_{u2} \cdot h_{u2} + G_2 \cdot h_{G2} + G_3 \cdot h_{G3} + (F_{u3} - P_3) \cdot pb - F_y \cdot pa = 0; \quad (66)$$

$$F_y = ((P_5 - F_{u5})pc + G_5 \cdot h_{G5} - F_{u1} \cdot h_{u1} + G_4 \cdot h_{G4} + F_{u2} \cdot h_{u2} + G_2 \cdot h_{G2} + G_3 \cdot h_{G3} + (F_{u3} - P_3) \cdot pb) / pa, \quad (67)$$

$$F_y = (40280 \cdot 25 + 20 \cdot 19 - 2700 \cdot 9 + 25 \cdot 34 + 2320 \cdot 13 + 25 \cdot 32 + 20 \cdot 20 + 3920 \cdot 30) / 40 = 25676H.$$

Расхождение результатов определения уравнивающей методом Жуковского и методом планов сил равно:

$$\Delta = (25700 - 25676) / 25676 \cdot 100\% = 0,09\%.$$

5.4 Расчет маховика

5.4.1 Построение диаграмм приведенных моментов сил движущих и сил полезного сопротивления, работ сил движущих и сил полезного сопротивления, приращения кинетической энергии машины

Определим приведенный момент сил, давление газов (движущих) для 24 положений (табл. 18).

$$M_{\text{д}}^{\text{np}} = \frac{P_3 \cdot v_B}{\omega_1} \cos \alpha + \frac{P_5 \cdot v_C}{\omega_1} \cos \beta, \quad (68)$$

где P_3 и P_5 – силы давления газов на поршни 3 и 5 определяются по диаграмме давления для соответствующего положения поршня; v_B – скорость точки приложения силы P_3 ;

v_C – скорость точки приложения силы P_5 ;

$\omega_1 = 138$ рад/с – угловая скорость входного звена;

α – угол между векторами P_3 и v_C ;

β – угол между векторами P_5 и v_C .

Углы α и β на тактах выхлопа, всасывания и сжатия равны 180° , а на рабочем ходу равны 0° . Покажем расчет приведенного момента сил, например, для положения 10.

$$M_{\text{д}}^{\text{np}} = \frac{1130 \cdot 6,2}{138} \cos 180^\circ + \frac{42980 \cdot 5,2}{138} \cos 0^\circ = 1569H \cdot \text{м}.$$

По вычисленным значениям строим диаграмму $M^{\text{np}}_{\text{д}} = f(\varphi_1)$ в масштабе $\mu_M = 30H \cdot \text{м}/\text{мм}$.

Методом графического интегрирования строим диаграмму работ сил движущих.

Для этого выбираем полюсное расстояние $H=24$ мм (обычно берут в пределах 10...40 мм).

Через середины интервалов 0–1, 1–2 ... 23–24 проводим перпендикуляры к оси абсцисс (штриховые линии).

Точки пересечения этих перпендикуляров с диаграммой $M^{\text{np}}_{\text{д}} = f(\varphi_1)$ проецируем на ось ординат и соединяем найденные точки 1', 2'... 6', 7', 8' и т.д. с полюсом p (точки 1', 2', 3', 4', 5' слились в одну).

Из начала координат диаграммы $A = f(\varphi_1)$ проводим прямую, параллельную лучу $p-1'$, получаем точку $1''$.

Из точки $1''$ проводим прямую $1''-2''$, параллельную лучу $p-2' \dots (8''-9'') // 1(P-9')$ и т. д.

Масштаб диаграммы работ определяем по формуле:

$$\mu_A = \mu_M \cdot \mu_\varphi \cdot H, \quad (69)$$

$$\mu_A = 30 \cdot 0,1047 \cdot 24 = 75,38 \text{ Дж / мм},$$

где

$$\mu_\varphi = 2\pi \cdot 2 / x, \quad (70)$$

$$\mu_\varphi = 3,14 \cdot 4 / 120 = 0,1047 \text{ рад / мм}.$$

Таблица 18 – Расчетная таблица определения приведенного момента движущих сил

| Номер положения | Давление в левом цилиндре p_3 , МПа | p_3 , МПа | v_B , м/с | Давление в правом цилиндре p_5 , МПа | p_5 , МПа | v_C , м/с | $M_{Д}^{пр}$, Н·м |
|-----------------|---------------------------------------|-------------|-------------|--|-------------|-------------|--------------------|
| 0 | 0,1 | 1,13 | 0 | 0,1 | 1,13 | 8,28 | -38,5 |
| 1 | 0,1 | 1,13 | 2,8 | 0,1 | 1,13 | 6 | -72,1 |
| 2 | 0,1 | 1,13 | 5,4 | 0,1 | 1,13 | 3,6 | -73,7 |
| 3 | 0,1 | 1,13 | 8,28 | 0,1 | 1,13 | 0 | 67,8 |
| 4 | 0,1 | 1,13 | 7,9 | 0,1 | 1,13 | 3,2 | -91,7 |
| 5 | 0,1 | 1,13 | 4 | 0,15 | 1,69 | 6 | -113,6 |
| 6 | 0,1 | 1,13 | 0 | 0,4 | 4,52 | 8,28 | -271,2 |
| 7 | 0,1 | 1,13 | 4,9 | 1 | 11,3 | 8 | -694,5 |
| 8 | 0,1 | 1,13 | 7,9 | 1,9 | 21,49 | 5,2 | -881,6 |
| 9 | 0,1 | 1,13 | 8,28 | 3,2 | 36,19 | 0 | -67,8 |
| 10 | 0,1 | 1,13 | 6,2 | 3,8 | 42,98 | 5,2 | 1569 |
| 11 | 0,1 | 1,13 | 3,6 | 3,2 | 36,19 | 8 | 2067 |
| 12 | 0,1 | 1,13 | 0 | 1,4 | 15,83 | 8,28 | 949,4 |
| 13 | 0,1 | 1,13 | 2,8 | 0,9 | 10,18 | 6 | 429 |
| 14 | 0,15 | 1,69 | 5,4 | 0,6 | 6,79 | 3,6 | 110,6 |
| 15 | 0,4 | 4,52 | 8,28 | 0,1 | 1,13 | 0 | -273,3 |
| 16 | 1 | 11,3 | 7,9 | 0,1 | 1,13 | 3,2 | -917,3 |
| 17 | 1,9 | 21,49 | 4,9 | 0,1 | 1,13 | 6 | -835,4 |
| 18 | 3,2 | 36,19 | 0 | 0,1 | 1,13 | 8,28 | -67,8 |
| 19 | 3,8 | 42,98 | 4,9 | 0,1 | 1,13 | 8 | 1475 |
| 20 | 3,2 | 36,19 | 7,9 | 0,1 | 1,13 | 5,2 | 2001 |
| 21 | 1,4 | 15,83 | 8,28 | 0,1 | 1,13 | 0 | 949 |
| 22 | 0,9 | 10,18 | 6,2 | 0,1 | 1,13 | 5,2 | 400 |
| 23 | 0,6 | 6,79 | 3,6 | 0,1 | 1,13 | 8 | 114,4 |

Так как $M_{nc}^{np} = const$, то диаграмма работ $A_{nc} = f(\varphi_1)$ есть прямая линия. Кроме того, при установившемся движении за цикл работа движущих сил равна работе всех сопротивлений.

На основании вышеизложенного соединяем начало координат О диаграммы $A(\varphi_1)$ с точкой 24" прямой линией, которая и является диаграммой $A_{nc} = f(\varphi_1)$.

Если графически продифференцировать эту диаграмму, то получим прямую, параллельную оси абсцисс.

Эта прямая является диаграммой приведенных моментов сил полезного сопротивления $M_{nc}^{np}(\varphi_1)$.

Для построения диаграммы приращения кинетической энергии машины $\Delta T = f(\varphi_1)$ следует вычесть алгебраически из ординат диаграммы $A_\partial(\varphi_1)$ ординаты диаграммы $A_{nc}(\varphi_1)$.

5.4.2 Построение диаграмм кинетической энергии, приведенного момента инерции звеньев механизма

Кинетическая энергия механизма равна сумме кинетических энергий его звеньев, т.е.

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5, \quad (71)$$

где

$$T_1 = I_{0_1} \cdot \omega_1^2 / 2, \quad (72)$$

$T_1 = 0,0115 \cdot 138^2 / 2 = 110 \text{ Дж}$ – величина постоянная во всех положениях механизма;

$$\text{Кинетическая энергия шатуна АВ: } T_2 = I_{S_2} \cdot \omega_2^2 / 2 + m_2 \cdot v_{S_2}^2 / 2, \quad (73)$$

$$\text{Кинетическая энергия поршня 3: } \mu_1 = 0,0005 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 / \text{мм}, \quad (74)$$

$$\text{Кинетическая энергия шатуна СА: } T_4 = I_{S_4} \cdot \omega_4^2 / 2 + m_4 \cdot v_{S_4}^2 / 2, \quad (75)$$

$$\text{Кинетическая энергия поршня 5: } T_5 = m_5 \cdot v_C^2 / 2. \quad (76)$$

Приведенный момент инерции I_{np} звеньев механизма вычисляем по формуле: $I_{np} = 2T / \omega_1^2$, (77)

Сводим результаты в табл. 19. Так, для положения 1 он равен:

$$I_{np} = 2 \cdot 269,9 / 138^2 = 0,0283 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Таблица 19 – Значения кинетической энергии и приведенного момента инерции звеньев механизма

| Номер положения | T_2 , Дж | T_3 , Дж | $T_2 + T_3$, Дж | T_4 , Дж | T_5 , Дж | $T_4 + T_5$, Дж | T , Дж | I_{np} , кг·м ² |
|-----------------|------------|------------|------------------|------------|------------|------------------|----------|------------------------------|
| 0 | 50,6 | 0 | 50,6 | 85,7 | 68,6 | 154,3 | 314,9 | 0,03307 |
| 1 | 50,1 | 9 | 59,1 | 64,8 | 36 | 100,8 | 269,9 | 0,02834 |

| | | | | | | | | |
|----|------|------|-------|------|------|-------|-------|---------|
| 2 | 67,2 | 36 | 103,2 | 55,6 | 11,6 | 67,2 | 280,4 | 0,02928 |
| 3 | 85,7 | 68,6 | 154,3 | 50,6 | 0 | 50,6 | 314,9 | 0,03307 |
| 4 | 74,6 | 64 | 138,6 | 60,1 | 9 | 69,1 | 317,7 | 0,03231 |
| 5 | 62,8 | 25 | 87,8 | 67,2 | 36 | 103,2 | 301 | 0,03161 |
| 6 | 50,6 | 0 | 50,6 | 85,7 | 68,6 | 154,3 | 314,9 | 0,03307 |
| 7 | 62,8 | 25 | 87,8 | 74,6 | 64 | 138,6 | 336,4 | 0,03533 |
| 8 | 74,6 | 64 | 138,6 | 62,8 | 25 | 87,8 | 336,4 | 0,03533 |
| 9 | 85,7 | 68,6 | 154,3 | 50,6 | 0 | 50,6 | 314,9 | 0,3307 |
| 10 | 67,2 | 36 | 103,2 | 62,8 | 25 | 87,8 | 301 | 0,03056 |
| 11 | 56,2 | 11,6 | 67,8 | 74,6 | 64 | 138,6 | 316,4 | 0,03323 |

Строим диаграмму кинетической энергии механизма в масштабе $\mu_T=5$ Дж/мм, которая одновременно является и диаграммой приведенного момента инерции $I_{np}=f(\varphi_1)$, построенной в масштабе $\mu_I = 0,0005 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 / \text{мм}$.

5.4.3 Построение диаграммы энергомасс

Строим диаграмму энергомасс, исключая параметр φ_1 из диаграмм $\Delta T(\varphi_1)$ и $I_{np}(\varphi_1)$. Для этого строим прямоугольную систему координат $\Delta T=f(I_{np})$. Из начала координат проводим прямую под углом 45° к оси I_{np} . Точки 1, 2, 3 ... 23 диаграммы $I_{np}(\varphi_1)$ проецируем на эту прямую и далее до пересечения с прямыми, проведенными из точек 1, 2, 3 ... 23 диаграммы $I_{np}(\varphi_1)$. Соединяем точки пересечения 0, 1, 2 ... 23 плавной кривой. По заданному коэффициенту неравномерности движения δ и средней угловой скорости $\omega_{cp}=\omega_1$ определяем углы ψ_{max} и ψ_{min} по формулам:

$$\psi_{max} = \text{arctg}\left(\frac{\mu_I}{2 \cdot \mu_{\Delta T}}(1 + \delta) \cdot \omega_{cp}^2\right), \quad (78)$$

$$\psi_{max} = \text{arctg}\left(\frac{0,0005}{2 \cdot 75,2}(1 + 0,05) \cdot 138^2\right) = 3,95^\circ,$$

$$\psi_{min} = \text{arctg}\left(\frac{\mu_I}{2 \cdot \mu_{\Delta T}}(1 - \delta) \cdot \omega_{cp}^2\right), \quad (79)$$

$$\psi_{min} = \text{arctg}\left(\frac{0,0005}{2 \cdot 75,2}(1 - 0,05) \cdot 138^2\right) = 3,58^\circ.$$

5.4.4 Определение момента инерции маховика

К диаграмме энергомасс $\Delta T=f(I_{np})$ проводим две касательные под углами ψ_{max} и ψ_{min} . Эти касательные отсекут на оси ординат отрезок KL , который определяет кинетическую энергию маховика в масштабе $\mu_{\Delta T}$.

Вычисляем момент инерции маховика:

$$I_M = \frac{KL \cdot \mu_{\Delta T}}{\omega_{cp}^2 \cdot \delta}, \quad (80)$$

$$I_M = \frac{75,2 \cdot 40}{138^2 \cdot 0,05} = 3,16 \text{кг} \cdot \text{м}^2.$$

Определяем диаметр маховика, его массу и ширину:

$$\text{Диаметр маховика: } D = 0,38\sqrt[5]{I_M}, \quad (81)$$

$$D = 0,38\sqrt[5]{3,16} = 0,478 \text{м}.$$

$$\text{Масса маховика: } m = 8 \cdot I_M / D^2, \quad (82)$$

$$m = 8 \cdot 3,16 / 0,478^2 = 110,5 \text{кг}.$$

$$\text{Ширина маховика: } b = q \cdot D, \quad (83)$$

$$b = 0,165 \cdot 0,478 = 0,0789 \text{м}.$$

6 Вопросы к экзамену

1. Общие понятия и определения ТММ: механизм, машина, звено, кинематическая пара. Виды кинематических пар плоских механизмов. Условное изображение кинематических пар и звеньев.
2. Классификация механизмов.
3. Степень подвижности механизмов. Структурные формулы плоских механизмов
4. Принцип образования механизмов Ассур. Группы. Виды групп плоских механизмов.
5. Структурный анализ механизма.
6. Основные задачи и методы кинематического исследования механизмов. Понятие масштабных коэффициентов. Определение положения звеньев в траектории точек звеньев плоских механизмов.
7. Определение скоростей и ускорений точек звеньев плоских механизмов методом планов (на примере шарнирного четырехзвенника).
8. Определение скоростей и ускорений точек звеньев плоских механизмов (на примере кривошипно-ползунного механизма).
9. Свойства планов скоростей.
10. Свойства планов ускорений.
11. Построение кинематических диаграмм перемещений, скоростей и ускорений. Графическое дифференцирование методом хорд.
12. Кинематический расчет кулисного механизма методом планов.
13. Зубчатые механизмы. Их назначение и особенности. Классификация зубчатых механизмов.
14. Передаточное отношение простой зубчатой передачи цилиндрическими колесами.
15. Передаточное отношение ступенчатой передачи цилиндрическими

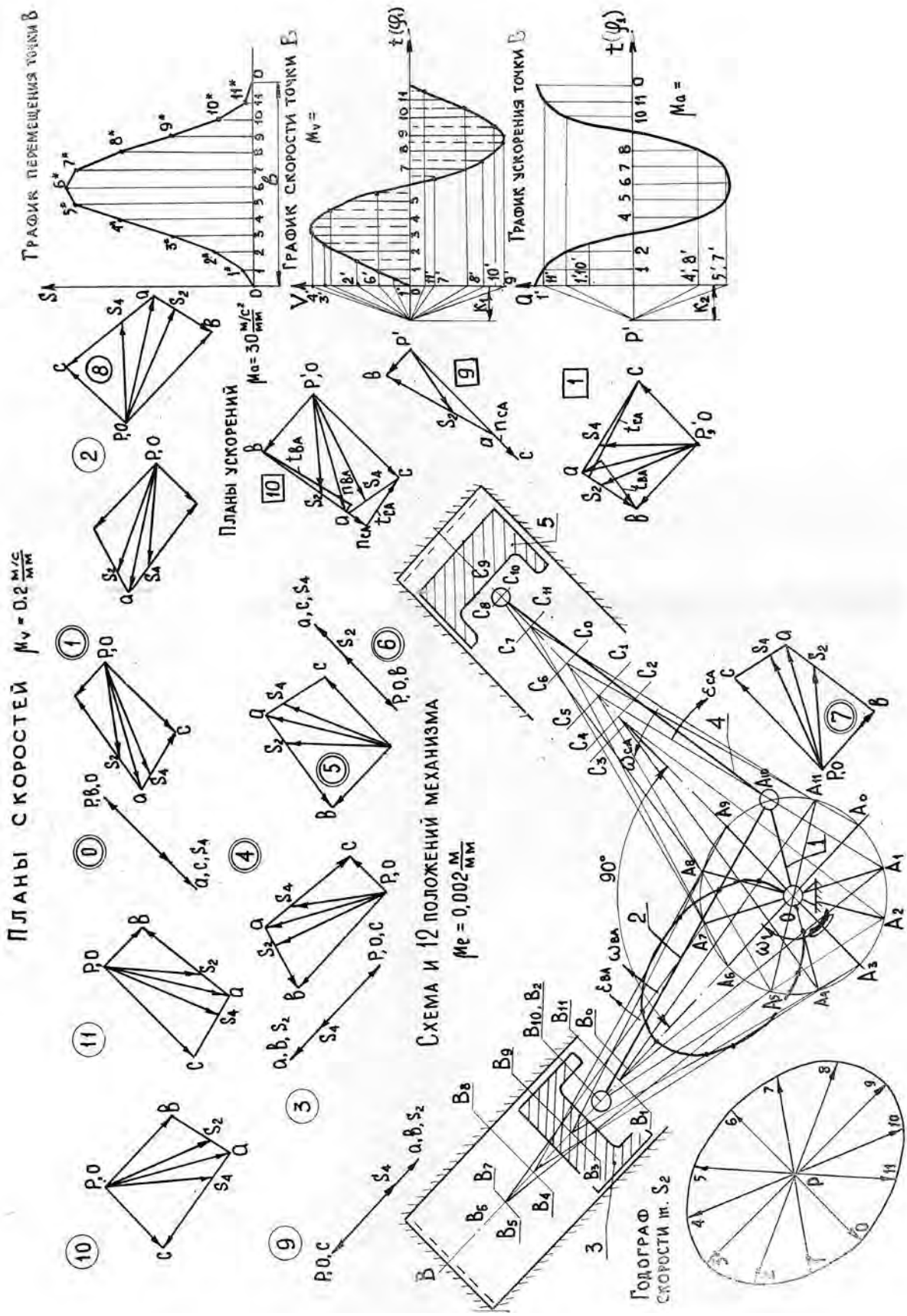
колесами.

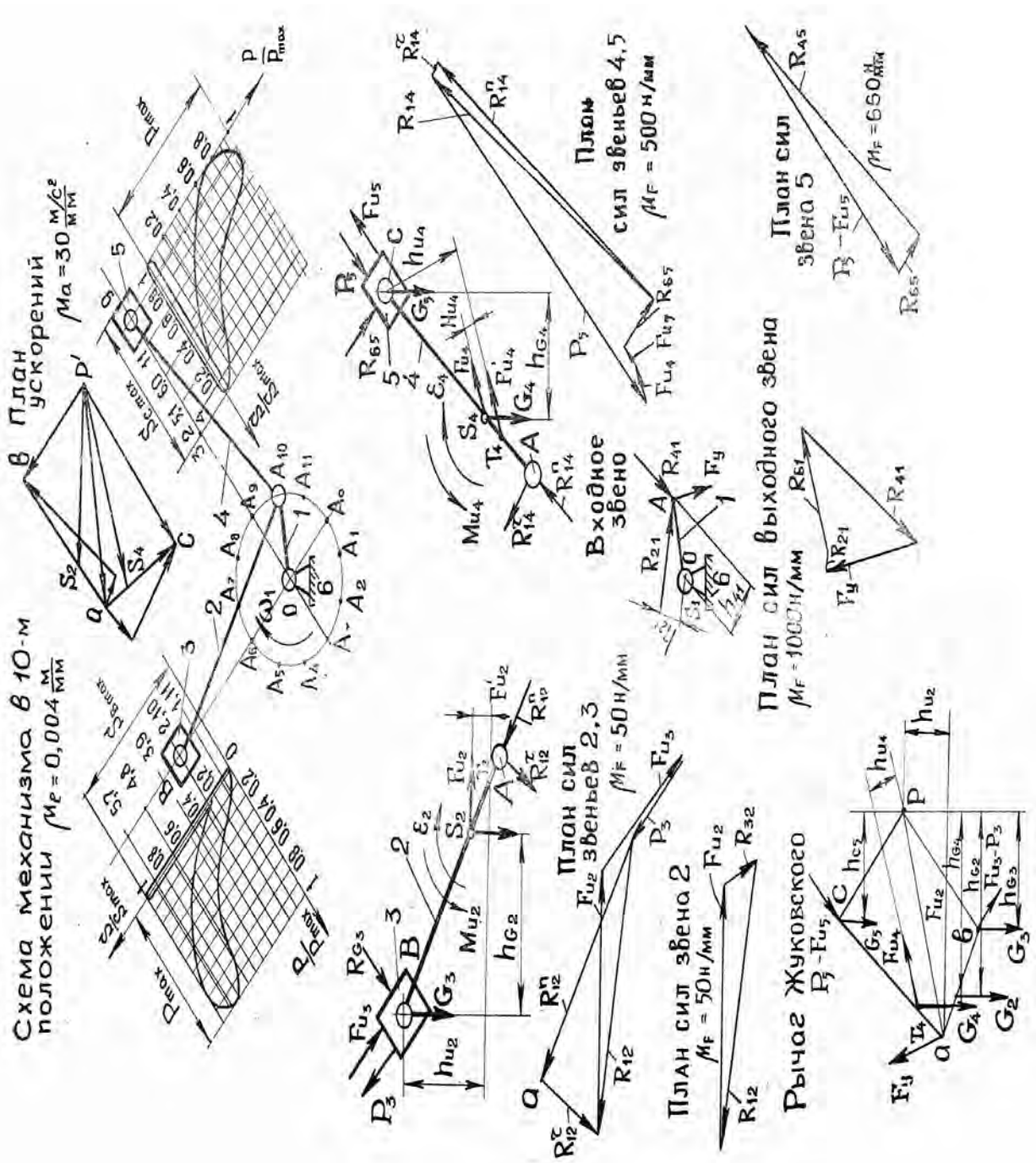
16. Передаточное отношение передачи с промежуточными колесами.
17. Виды дифференциальных и планетарных передач. Степень подвижности. Условие соосности.
18. Кинематическое исследование дифференциальных и планетарных передач аналитическим методом.
19. Кинематическое исследование планетарных передач графическим методом.
20. Геометрия нулевого зубчатого колеса. Основные параметры зубьев и колеса. Модуль.
21. Основная теорема зацепления.
22. Процесс зацепления в передаче цилиндрическими колесами. Точка зацепления. Эвольвента и ее свойства.
23. Построение профиля зуба. Линия зацепления в передаче эвольвентными профилями. Теоретическая и практическая линии зацепления. Процесс зацепления.
24. Коэффициент перекрытия. Дуга зацепления.
25. Подрез зубьев. Минимальное число зубьев. Способы ликвидации подреза зубьев.
26. Методы нарезания зубчатых колес.
27. Трение скольжения в поступательной паре на горизонтальных направляющих (плоский ползун). Коэффициенты и угол трения.
28. Трение скольжения в поступательной паре на горизонтальных направляющих (клиновой ползун). Приведенные коэффициенты и угол трения.
29. Трение на наклонных направляющих (движение ползуна вверх и вниз по наклонной плоскости).
30. Трение в резьбе.
31. Трение качения. Коэффициент трения качения. Приведенный коэффициент трения качения.
32. КПД. Выражение КПД через отношение движущих сил в идеальном и действительном механизме.
33. КПД наклонной плоскости.
34. КПД винтовых передач.
35. КПД машины, состоящей из нескольких установок.
36. Самоторможение.

Список литературы

1. Борисенко, Л. А. Теория механизмов, машин и манипуляторов: учебное пособие / Л.А. Борисенко.– М.: ИНФРА-М; Минск: Новое знание, 2013.– 285 с.
2. Евдокимов, Ю. И. Теория механизмов и машин: курс лекций / Ю. И. Евдокимов; Новосибирский государственный аграрный университет, Инженерный институт. Ч.1: Структура, кинематика и кинетостатика механизмов.– Новосибирск: НГАУ, 2013.– 136 с.

3. Лачуга, Ю.Ф. Теория механизмов и машин. Анализ, синтез, расчет: учебник для студентов по направлению «Агроинженерия» / Ю.Ф. Лачуга.– 2-е изд., перераб. и доп.– М.: Бибком: Транслог, 2015.– 415 с.
4. Леонов, И.В. Теория механизмов и машин. Основы проектирования по динамическим критериям и показателям экономичности: учебник / И.В. Леонов, Д.И. Леонов.– М.: Юрайт, 2016.– 239 с.
5. Смелягин, А.И. Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование: учебное пособие / А.И. Смелягин.– М.: ИНФРА-М, 2014.– 263 с.
6. Соболев, А.Н. Теория механизмов и машин (проектирование и моделирование механизмов и их элементов): учебник / А.Н. Соболев, А.Г. Схиртладзе, А.Я. Некрасов.– Электрон.дан.– М.: КУРС: Инфра-М, 2016.– 256 с.
7. Тимофеев, Г.А. Теория механизмов и машин: учебник и практикум / Г.А. Тимофеев.– 3-е изд., пер. и доп.– М.: Юрайт, 2016.– 429 с.
8. Чмиль, В.П. Теория механизмов и машин: учебно-методическое пособие / В.П. Чмиль.– СПб.: Лань, 2012.– 279 с.
9. Фролов, К.В. Теория механизмов и механика машин: учебник для студентов вузов / К.В. Фролов и др.; под ред. К.В. Фролова.– 4-е изд., исправл.– М.: Высшая школа, 2013.– 496 с.





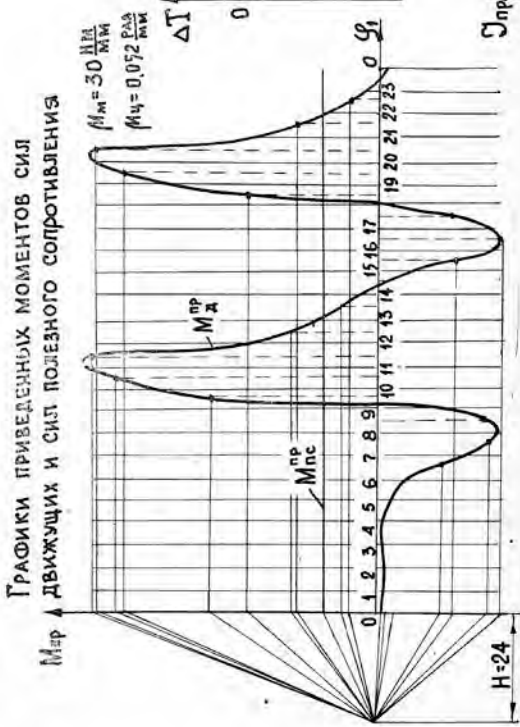
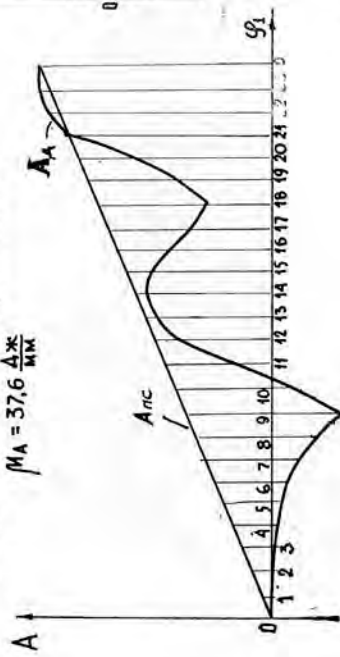


ГРАФИК КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ И ПРИВЕДЕННОГО МОМЕНТА ИНЕРЦИИ ЗВЕНЬЕВ МЕХАНИЗМА

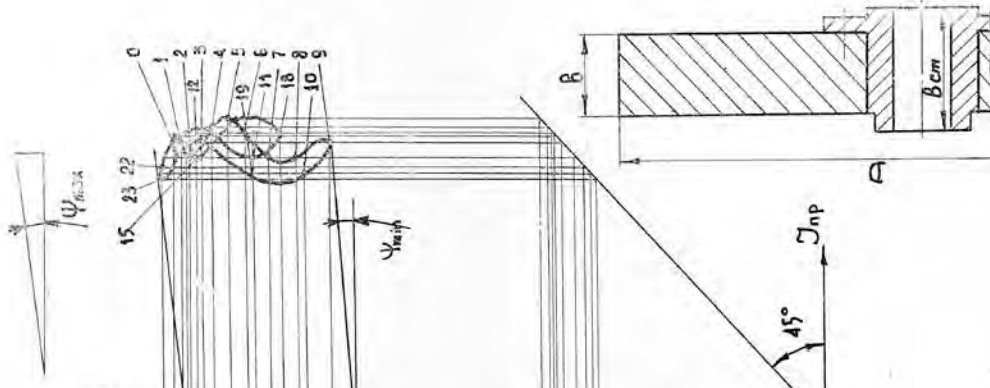
$\mu_T = 5 \frac{\Delta ж}{мм}$ $\mu_J = 0.0005 \frac{кг \cdot м^2}{мм}$

ГРАФИКИ РАБОТ СИЛ ДВИЖУЩИХ И СИЛ ПОЛЕЗНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ



--- ГРАФИК КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ И ПРИВЕДЕННОГО МОМЕНТА ИНЕРЦИИ ЗВЕНЬЕВ 2,3

----- ГРАФИК КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ И ПРИВЕДЕННОГО МОМЕНТА ИНЕРЦИИ ЗВЕНЬЕВ 4,



СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|---|----|
| Введение | 3 |
| 1 Требования к выполнению контрольной работы | 3 |
| 2 Содержание и рекомендуемая последовательность выполнения контрольной работы | 4 |
| 3 Задания к контрольной работе | 6 |
| 4 Вопросы для подготовки к защите контрольной работы | 19 |
| 5 Пример выполнения контрольной работы | 21 |
| 5.1 Задание на проектирование | 21 |
| 5.2 Синтез, структурное и кинематическое исследование рычажного механизма двигателя | 22 |
| 5.2.1 Проектирование кривошипно-ползунного механизма | 23 |
| 5.2.2 Структурное исследование рычажного механизма | 23 |
| 5.2.3 Построение схемы механизма | 23 |
| 5.2.4 Построение планов скоростей механизма | 24 |
| 5.2.5 Построение планов ускорений механизма | 26 |
| 5.2.6 Годограф скорости центра масс S звена 2 | 29 |
| 5.2.7 Кинематические диаграммы точки B ползуна 3 | 29 |
| 5.3 Силовой расчет рычажного механизма | 30 |
| 5.3.1 Определение сил давления газов на поршень | 30 |
| 5.3.2 Определение сил тяжести звеньев | 31 |
| 5.3.3 Определение сил инерции звеньев | 31 |
| 5.3.4 Определение реакции в кинематических парах групп Ассура II класса 2-го вида | 32 |
| 5.3.5 Силовой расчет входного звена | 35 |
| 5.3.6 Определение уравновешивающей силы по методу Н.Е. Жуковского | 35 |
| 5.4 Расчет маховика | 36 |
| 5.4.1 Построение диаграмм приведенных моментов сил движущих и сил полезного сопротивления, работ сил движущих и сил полезного сопротивления, приращения кинетической энергии машины | 36 |
| 5.4.2 Построение диаграмм кинетической энергии, приведенного момента инерции звеньев механизма | 38 |
| 5.4.3 Построение диаграммы энергомасс | 39 |
| 5.4.4 Определение момента инерции маховика | 39 |
| 6 Вопросы к экзамену | 40 |
| Список литературы | 41 |
| Приложение 1 | 43 |
| Приложение 2 | 44 |
| Приложение 3 | 45 |

Ответственный за выпуск В.И. Баронов

Корректор Г.Н. Елисеева

Заказ № 247–Р. Тираж 100 экз. Подписано в печать 03.11.2023 г.

ФГБОУ ВО Вологодская ГМХА 160555, г. Вологда, с. Молочное, ул. Емельянова, 1