

2869



Министерство образования
Республики Беларусь

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Теория механизмов и машин»

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Учебно-методическое пособие
по курсовому проектированию

Минск 2005

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Теория механизмов и машин»

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Учебно-методическое пособие
по курсовому проектированию
для студентов-заочников
автотракторных специальностей

М и н с к 2 0 0 5

УДК 621.01 (075.8)

ББК 34.41 я 7

Т 34 33

Авторы:

В.В. Кудин, Э.И. Астахов, В.И. Зинкевич,
А.Н. Никончук, А.М. Авсиевич, Е.М. Дубовская

Рецензенты:

А.Т. Скобейда, М.П. Бренч

Кудин, В.В.

Т 34 Теория механизмов и машин: учебно-методическое пособие по курсовому проектированию для студентов-заочников авто-тракторных специальностей / В.В. Кудин [и др.]. – БНТУ, 2005. – 84 с.

ISBN 985-479-358-3.

Учебно-методическое пособие представляет собой руководство по выполнению курсового проекта по дисциплине «Теория механизмов и машин». Показаны особенности решения задач динамики машин и механизмов, синтеза кулачковых и планетарных механизмов, логических систем управления машинами-автоматами.

Рекомендуется студентам-заочникам автотракторных специальностей.

УДК 621.01 (075.8)

ББК 34.41 я 7

ISBN 985-479-358-3

© БНТУ, 2005

Содержание

	Введение	4
1.	Описание схемы и работы машины	5
2.	Блок-схема исследования динамики машинного агрегата	8
3.	Динамика машинного агрегата	10
3.1.	Задачи и методы исследования динамики машинного агрегата	10
3.2.	Структурный анализ рычажного механизма	10
3.3.	Определение размеров и параметров рычажного механизма	12
3.4.	Определение кинематических характеристик рычажного механизма	14
3.5.	Динамическая модель машинного агрегата	19
3.6.	Определение переменной составляющей приведенного момента инерции	22
3.7.	Определение приведенных моментов сил	23
3.8.	Построение графиков работ и изменения кинетической энергии	32
3.9.	Определение постоянной составляющей приведенного момента инерции I_{Π}^I и момента инерции маховика	33
3.10.	Динамический анализ движения машины	35
4.	Динамический анализ рычажного механизма	37
4.1.	Задачи и методы динамического анализа механизма	37
4.2.	Кинематический анализ механизма методом планов	38
4.3.	Силовой расчет исполнительного механизма	43
5.	Проектирование планетарных механизмов	50
6.	Динамический синтез кулачкового механизма	57
6.1.	Задачи синтеза. Исходные данные для проектирования	57
6.2.	Расчет закона движения толкателя	60
6.3.	Определение основных размеров механизма	64
6.4.	Построение центрального и рабочего профилей кулачка	65
6.5.	Определение и построение графика угла давления	68
6.6.	Расчет жесткости замыкающей пружины	68
7.	Синтез системы управления механизмами машины-автомата по тактограмме	70
7.1.	Построение заданной тактограммы и проверка ее реализуемости	70
7.2.	Составление таблицы включений	72
7.3.	Составление формул включения и их упрощение	74
7.4.	Разработка пневматической схемы управления	75
7.5.	Проверка работы системы управления	76
	Литература	77
	Приложения	79

Введение

При выполнении курсового проекта по теории механизмов и машин у студентов-заочников возникают трудности в связи с необходимостью точной постановки задач проектирования, выбором методов синтеза и анализа, построением схем алгоритмов расчетов, позволяющих четко определить место (роль) каждого расчета в общей схеме исследования.

Настоящее учебно-методическое пособие построено в виде примера выполнения курсового проекта с примечаниями, позволяющими студенту правильно выбрать методы решения тех или иных задач, возникающих в процессе проектирования.

В случае затруднений рекомендуется обращаться к литературным источникам, указанным в ссылках.

Курсовой проект по теории механизмов и машин предусматривает решение ряда задач: динамика машинного агрегата, динамический анализ основного исполнительного механизма машины, проектирование планетарного механизма, синтез кулачкового механизма и синтез системы управления механизмами машины-автомата.

Курсовой проект состоит из пояснительной записки, выполняемой на листах формата А4, и графической части на листах формата А1. Объем и содержание курсового проекта варьируется для студентов различных специальностей. Задание на курсовое проектирование выдается студенту-заочнику преподавателем.

Ниже приводится пример выполнения курсового проекта на тему «Проектирование и исследование динамической нагруженности легкового переднеприводного автомобиля с двухцилиндровым двухтактным двигателем внутреннего сгорания».

1. ОПИСАНИЕ СХЕМЫ И РАБОТЫ МАШИНЫ. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Легковой переднеприводной автомобиль приводится в движение двухцилиндровым двухтактным двигателем внутреннего сгорания (ДВС) 14 с муфтой-маховиком 15 через зубчатый редуктор 16 и коробку передач 17 (рис. 1.1, а).

Двойной оппозитный кривошипно-ползунный механизм 1,2,3,4, 5,6 ДВС (рис. 1.1, б) преобразует возвратно-поступательное движение поршней 3 и 5 через шатуны 2 и 4 во вращательное движение кривошипа 1 с маховиком. Изменение давлений p_B и p_D на поршнях 3 и 5 двухтактного ДВС в зависимости от их перемещений S_B и S_D показано на индикаторной диаграмме (рис. 1.1, в).

От кривошипа 1 через передачу зубчатым ремнем 7 вращение передается на вал газораспределения, на котором закреплены кулачки 8 (рис. 1.1, б). Ведущий кулачок 8 сообщает возвратно-поступательное движение роликовому толкателю 9, который через коромысло 11 приводит в движение выпускной клапан 12. Закон изменения аналога ускорения толкателя 9 задан графиком $S''(\varphi)$ на рис. 1.1, г.

Коробка передач (рис. 1.1, д) включает цилиндрическую передачу с колесами Z_a , Z_b и планетарную ступень с центральными колесами Z_1 и Z_4 , блоком сателлитов Z_2 и Z_3 и водилом H .

При расчетах принять:

1. Центры масс звеньев 2 и 4

$$l_{AS2} = l_{CS4} = 0,35l_{AB}.$$

2. Массы звеньев

$$m_2 = q \cdot l_{AB}, \text{ где } q = 8 \text{ кг/м};$$

$$m_3 = m_5 = 0,7m_2; m_4 = 0; m_1 = 3,6m_2; m_9 = 0,1m_2.$$

3. Центральные осевые моменты инерции звеньев 2 и 4

$$I_{S2} = 0,17m_2l_{AB}^2; I_{S4} = 0; I_{S1} = I_{O1} = 0,4m_1l_{AC}^2.$$

4. Приведенный к валу 1 момент инерции вращающихся звеньев трансмиссии

$$I_{\Pi}^T = 3I_{O1}.$$

5. Допустимый угол давления в кулачковом механизме:

$$\vartheta_{\text{доп}} = 27^{\circ}$$

Другие исходные данные для расчетного варианта приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Исходные данные к проекту

№ пп	Параметр	Обозначение	Размерность	Величина
1	Ход поршней 3 и 5	$H_3 = H_5$	м	0,1
2	Максимальный угол давления между шатуном 2 и поршнем 3	ϑ_{max}	град	11
3	Частота вращения кривошипа 1	n_1	об/мин	2000
4	Максимальное давление в цилиндрах	P_{max}	МПа	4,4
5	Диаметр поршней 3 и 5	d	м	0,075
6	Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	δ		0,02
7	Угловая координата расчетного положения (для силового расчета)	φ_1	град	240
8	Число зубьев колес	Z_a Z_b		10 30
9	Модуль зубчатых колес	m	мм	3
10	Частота вращения карданного вала	n_K	об/мин	33,3
11	Ход толкателя кулачкового механизма	h	м	0,011
12	Фазовые углы поворота кулачка:			
	- удаления и возвращения	$\varphi_U = \varphi_B$	град	65
	- дальнего стояния	$\varphi_{\text{ДС}}$	град	0

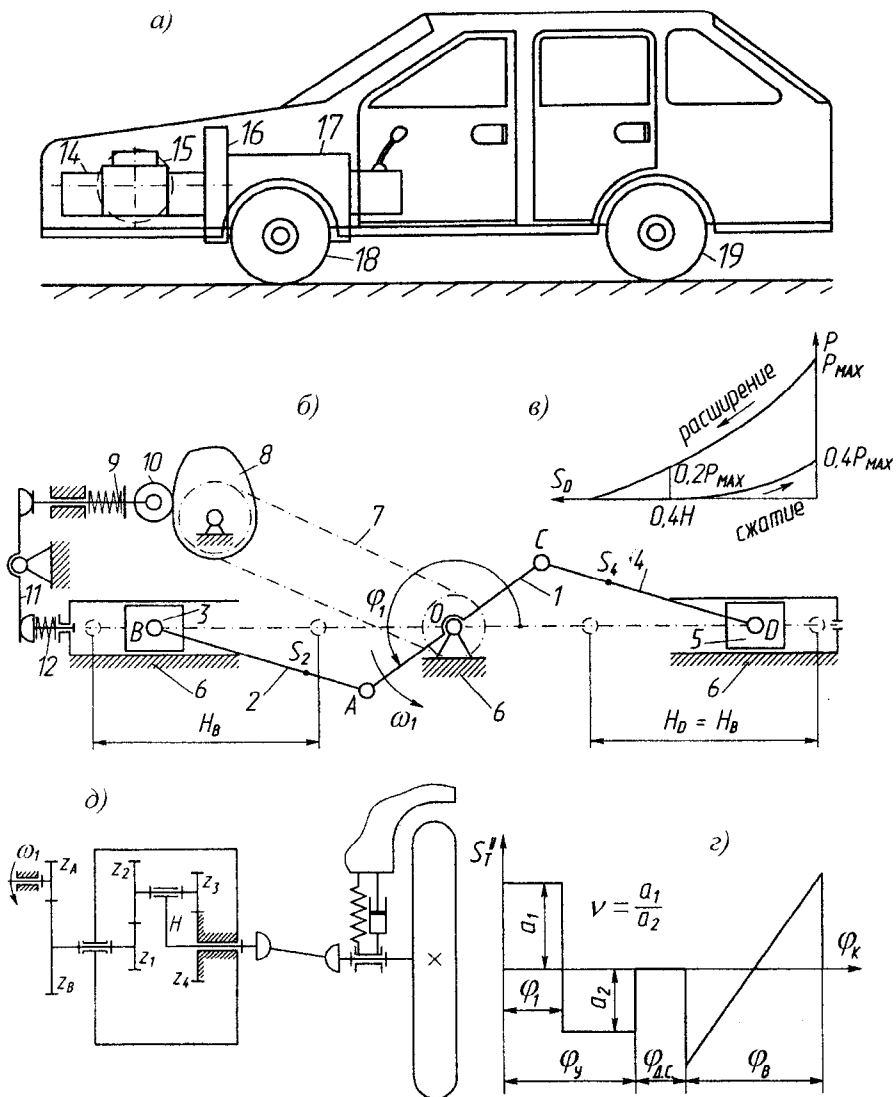


Рис. 1.1

2. БЛОК-СХЕМА ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ МАШИННОГО АГРЕГАТА

Задачами исследования динамики машинного агрегата в курсовом проектировании являются:

1. Динамический синтез машинного агрегата по заданному коэффициенту неравномерности вращения δ и определение закона движения ведущего звена (его угловой скорости и углового ускорения), чему посвящена глава 3 настоящего пособия.

2. Оценка динамической нагруженности отдельных механизмов и звеньев, входящих в состава машины. Она оценивается величиной и направлением реактивных сил и моментов сил в кинематических парах, методика определения которых описана в главе 4 пособия.

Результаты решения задач динамического синтеза и анализа машинного агрегата являются исходными для определения динамической нагруженности отдельных звеньев машины.

Блок-схема исследования динамики машинного агрегата показана на рис. 2.1. В исследовании выделяют следующие этапы:

1. Исследование динамики машины:

1.1. Определение кинематических характеристик исполнительного механизма, которое включает нахождение крайних положений рабочего органа и соответствующих ему значений обобщенных координат, вычисление функций положений, аналогов скоростей и ускорений для ряда последовательных положений за 1 цикл движения.

1.2. Определение динамических характеристик звена приведения:

а) приведенных моментов сил движущих и сил полезного сопротивления;

б) приведенного момента инерции ($I_{\Pi} = I_{\Pi}^I + I_{\Pi}^{II}$).

1.3. Определение закона вращения звена приведения.

2. Динамический анализ исполнительного механизма:

2.1. Кинематический анализ, включающий определение скоростей и ускорений точек и звеньев с учетом полученного закона вращения звена приведения.

2.2. Силовой расчет, целью которого является определение реакций в кинематических парах и уравновешивающего момента.

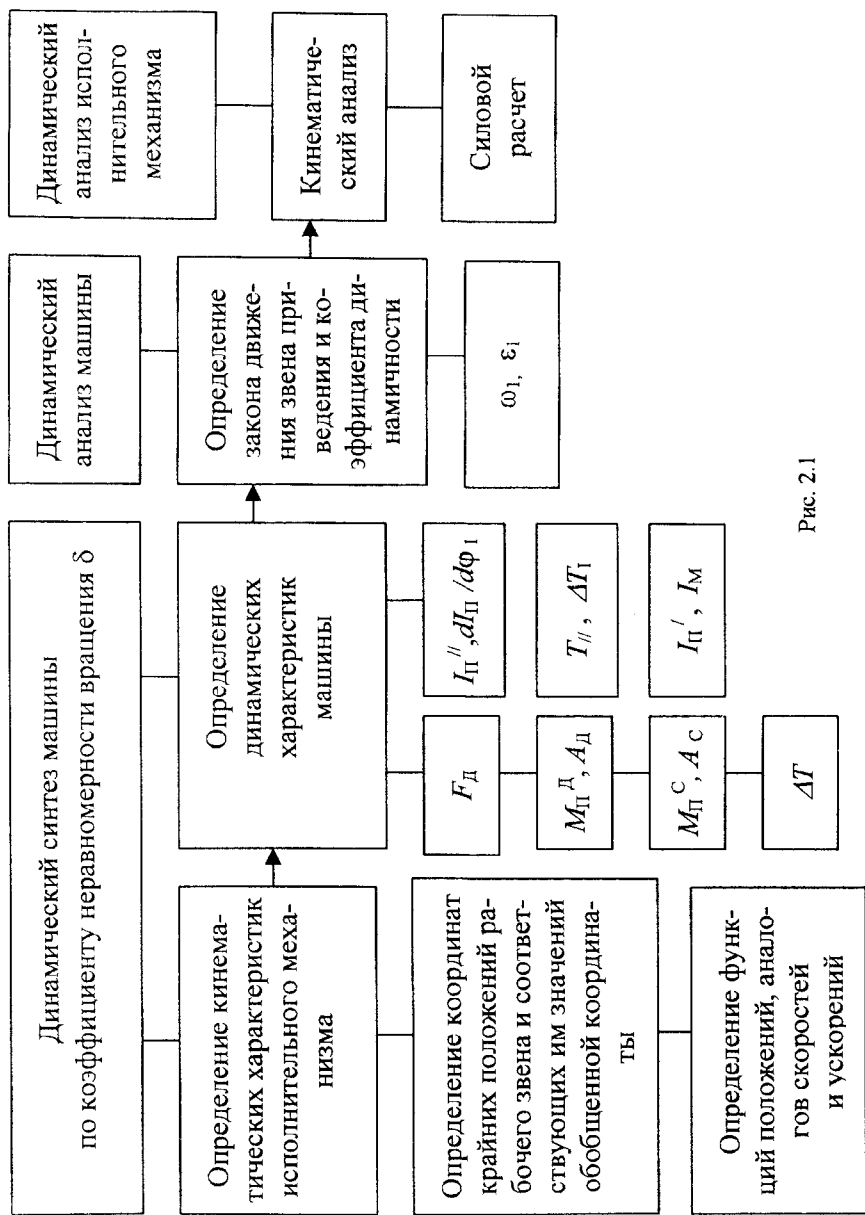


Рис. 2.1

3. ДИНАМИКА МАШИННОГО АГРЕГАТА

3.1. Задачи и методы исследования динамики машинного агрегата

Динамический синтез и анализ машинного агрегата проводится в курсовом проектировании при установившемся движении, когда скорость главного вала машины (в автотракторной технике вал кривошипа, коленчатый вал ДВС) остается стабильной в определенных пределах.

Задачей динамического синтеза машины является определение постоянной составляющей приведенного момента инерции машинного агрегата I_{Π}^I (с учетом момента инерции добавочного маховика I_M), при которых изменения угловой скорости звена приведения за цикл установившегося движения не превышают значений, обусловленных коэффициентом неравномерности δ .

Задачей динамического анализа движения машины является определение закона движения звена приведения, т.е. его угловой скорости и углового ускорения (при полученном значении I_{Π}^I).

Основными методами расчета являются графоаналитический метод планов и графический метод диаграмм. Динамические расчеты проводятся по упрощенной динамической модели. Динамический синтез и анализ машинного агрегата выполняются методом Н.М. Мерцалова по диаграмме $\Delta T_1(\varphi_1)$. Основным наиболее энергоемким механизмом машины является рычажный механизм ДВС (рис. 1.1, б).

3.2. Структурный анализ рычажного механизма

Задачами структурного анализа являются: определение степени подвижности механизма, выявление и устранение избыточных связей и лишних степеней свободы, определение класса и строения механизма.

Структурная схема рычажного механизма (при входном звене 1) представлена на рис. 3.1. Звенья механизма: 1 – кривошип (коленвал), 2 и 4 – шатуны, 3 и 5 – ползуны (поршни), 6 – стойка (рама автомобиля, блок цилиндров). Число подвижных звеньев $n = 5$.

Кинематические пары : O (между 6 и 1) – вращательная низшая 5-го класса; $A(1,2)$, $B(2,3)$, $C(1,4)$, $D(4,5)$ – также вращательные низшие 5-го класса; $B'(3,6)$, $D'(5,6)$ – поступательные низшие 5-го класса. Число низших кинематических пар 5-го класса $p_5 = p_H = 7$. Число высших кинематических пар 4-го класса $p_4 = p_B = 0$.

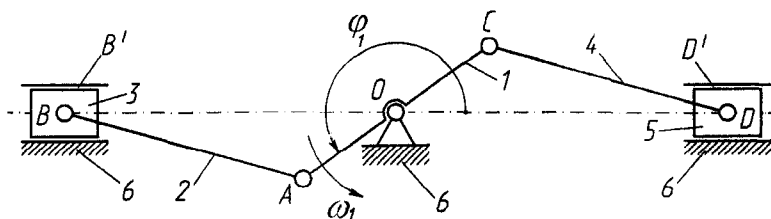


Рис. 3.1

Т.к. механизм плоский, то степень подвижности W механизма определяется по формуле П.Л. Чебышева

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

$W = 1$ означает, что положение звеньев механизма определяется заданием одной обобщенной координаты входного звена – угла φ_1 .

Примечание. Если $W = 0$ или $W < 0$, то в механизме имеются избыточные (повторяющиеся) связи. В этом случае из схемы механизма нужно удалить звенья и кинематические пары, создающие избыточные связи. Например, в проекте 3 литературы [5] для устранения избыточных связей нужно удалить пассивные звенья $4'$, $5'$, 6 с парами D' , C' , F' , F , тогда в оставшемся механизме $W = 1$.

Разложение механизма на структурные группы представлено на рис. 3.2. В составе механизма имеются две структурные группы 2-го класса (группа (2,3) и группа (4,5)) и простейший механизм 1-го класса (6,1) из стойки 6 и входного звена 1.

Класс всего механизма на рис. 3.1 – 2-ой (по наивысшему классу группы). Формула строения механизма

$$\text{II}(2,3) \leftarrow \text{I}(6,1) \rightarrow \text{II}(4,5). \quad (3.1)$$

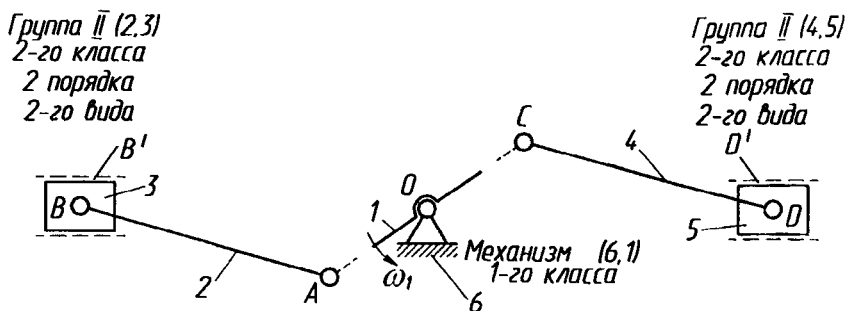


Рис. 3.2

3.3. Определение размеров и параметров рычажного механизма

В соответствии с исходными данными (табл. 1.1) входными параметрами синтеза рычажного механизма являются:

- ход поршней 3 и 5 $H_3 = H_5 = 0,1$ м;
- максимальный угол давления шатунов $\vartheta_{max} = 11^\circ$;
- частота вращения кривошипа 1 $n_1 = 2000$ об/мин.

Выходными параметрами синтеза, подлежащим определению, являются размеры звеньев $l_{OA} = l_{OC}$, $l_{AB} = l_{CD}$, средняя угловая скорость вращения кривошипа 1 ω_{1cp} .

Основным условием синтеза данного механизма является обеспечение заданного хода H_3 и H_5 поршней. Т.к. ход H – это расстояние между крайними положениями поршня, то показываем два крайних (мертвых) положения механизма OA_1B_1 и $OA'B'$, когда кривошип OA и шатун AB располагаются по одной прямой (рис. 3.3). Начальная обобщенная координата φ_0 , определяющая дальнейшее крайнее положение OA_1B_1 механизма равна 180° . Из рис. 3.3 видно

$$H = l_{OB_1} - l_{OB'} = (l_{OA} + l_{AB}) - (l_{AB} - l_{OA}) = 2l_{OA} .$$

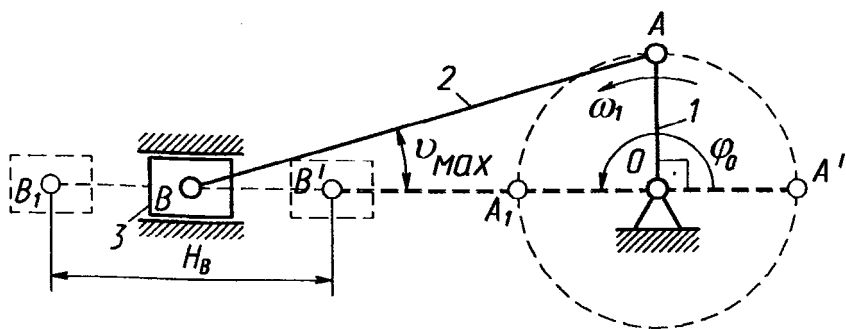


Рис. 3.3

Отсюда длина кривошипа $l_{OA} = l_{OC} = \frac{H}{2} = \frac{0,1}{2} = 0,05$ м.

Максимальный угол давления ϑ_{max} шатуна AB будет в положении, когда кривошип OA перпендикулярен оси OB поршня (рис.3.3). Из прямоугольного треугольника OAB

$$\sin \vartheta_{max} = \frac{l_{OA}}{l_{AB}}$$

Отсюда длина шатунов

$$l_{AB} = l_{CD} = \frac{l_{OA}}{\sin \vartheta_{max}} = \frac{0,05}{\sin 11^{\circ}} = 0,262 \text{ м.}$$

Из рис.3.1 и рис. 3.3 видно, что механизм центральный, поэтому смещение e оси ползунов равно 0. Средняя угловая скорость кривошипа 1

$$\omega_{1cp} = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 2000}{30} = 209,44 \text{ рад/с.}$$

Положение центров масс S звеньев определяем в соответствии с описанием и рис. 1.1

$$l_{AS2} = l_{CS4} = 0,35 l_{AB} = 0,35 \cdot 0,262 = 0,0917 \approx 0,092 \text{ м;}$$

$$l_{OS_1} = 0, \quad l_{BS_3} = 0, \quad l_{DS_4} = 0.$$

Массы звеньев $m_2 = q \cdot l_{AB} = 8 \cdot 0,262 = 2,096 \approx 2,1$ кг;

$$m_3 = m_5 = 0,7m_2 = 0,7 \cdot 2,1 = 1,47 \text{ кг}; \quad m_4 = 0;$$

$$m_1 = 3,6m_2 = 3,6 \cdot 2,1 = 7,56 \text{ кг}.$$

Осевые центральные моменты инерции звеньев

$$I_{S_2} = 0,17m_2l_{AB}^2 = 0,17 \cdot 2,1 \cdot 0,262^2 = 0,0245 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad I_{S_4} = 0;$$

$$I_{S_1} = I_{O_1} = 0,4m_1l_{OA}^2 = 0,4 \cdot 7,56 \cdot (2 \cdot 0,05)^2 = 0,03024 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Результаты определения размеров и параметров механизма сведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

ω_1 ср, рад/с	Размеры, м			Массы, кг			Моменты инерции, кг·м ²	
	$l_{OA} = l_{OC}$	$l_{AB} = l_{CD}$	l_{AS_2}	m_1	m_2	$m_3 = m_5$	I_{S_2}	I_{O_1}
209,44	0,05	0,262	0,092	7,56	2,1	1,47	0,0245	0,03024

3.4. Определение кинематических характеристик рычажного механизма

В качестве кинематических характеристик в 1-ом листе проекта определяются координаты и положения точек и звеньев, их аналоги скоростей. Для определения используется графоаналитический метод планов, выполняемый за цикл работы, т.е. за один оборот кривошипа 1.

3.4.1. Построение планов положений

Выбирается масштабный коэффициент построения

$$\mu_l = 0,001 \frac{\text{м}}{\text{мм}}.$$

Чертежные отрезки

$$OA = OC = \frac{l_{OA}}{\mu_l} = \frac{0,05}{0,001} = 50 \text{ мм};$$

$$AB = CD = \frac{l_{AB}}{\mu_l} = \frac{0,262}{0,001} = 262 \text{ мм};$$

$$AS_2 = \frac{l_{AS_2}}{\mu_l} = \frac{0,092}{0,001} = 92 \text{ мм}.$$

Примечание. Масштабный коэффициент μ_l подобрать таким, чтобы отрезок кривошипа (в данном примере OA) получился не менее 40 мм, и величина μ_l была кратной стандартным масштабам 1, 2, 2,5, 4, 5.

Последовательность построения – по формуле строения механизма (3.1). Сначала показываются неподвижные элементы стойки: центр O кривошипа, ось X поршней (поз. 1, лист 1). Из центра O проводится окружность радиусом $OA = OC$. Строится крайнее 1-ое (далее, соответствующее В.М.Т.) положение механизма, для чего радиусом $l_1 = OA + AB = 50 + 262 = 312$ мм из центра O делается засечка и получается точка B_1 и на соединительной прямой точка A_1 . Далее строят 12 положений механизма. От точки A_1 окружность делят на 12 равных частей и точки A_i нумеруются в сторону ω_1 . Из каждой точки A_i влево делается засечка радиусом AB , и получают точки B_i поршня 3 и положения шатуна $A_i B_i$ ($i = 1, 2, \dots, 12$). Аналогично вправо строятся положения точек C_i и точек D_i (OC на продолжении OA). На шатунах $A_i B_i$ откладываются отрезки длиной AS_2 , и через точки S_2 проводят траекторию центра масс шатуна. Выделяется расчетное положение № 3 (при заданной угловой координате $\varphi_1 = 240^\circ$).

3.4.2. Определение аналогов скоростей

Так как закон изменения действительной угловой скорости ω_1 внутри цикла неизвестен, то вместо скоростей определяют аналоги скоростей, т.е. производные u от линейных координат по обобщенной координате – по углу поворота кривошипа φ_1

$$u = i = \frac{\partial S}{\partial \varphi_1} = \frac{\partial x}{\partial \varphi_1}.$$

План аналогов скоростей – это векторный многоугольник, отрезки которого изображают в масштабе линейные аналоги скоростей точек $\bar{u} = i = \bar{S}'$.

Построение планов аналогов скоростей такое же, как и планов скоростей. Начинают от входного звена 1, у которого аналог линейной скорости вращающихся точек A и C равен

$$U_A = U_C = \frac{\partial S_A}{\partial \varphi_1} = \frac{l_{OA} \cdot \partial \varphi_1}{\partial \varphi_1} = l_{OA} = 0,05 \text{ м.}$$

Принимается масштабный коэффициент плана аналогов $\mu_U = 0,001 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$. Тогда отрезки плана будут равны

$$pa = pc = \frac{U_A}{\mu_U} = \frac{0,05}{0,001} = 50 \text{ мм.}$$

Примечание. Масштабный коэффициент μ_U рекомендуется принимать таким, чтобы отрезок точки кривошипа (в данном примере pa) был не менее 50 мм.

Так как вектор аналога скорости при вращательном движении $\bar{U}_A \perp OA$ и $\bar{U}_C \perp OC$, то из выбранного полюса p проводим отрезки $pa \perp OA$ и $pc \perp OC$ в сторону ω_1 (поз. 2, лист 1).

В структурной группе Ассур из звеньев (2,3) определяется аналог скорости точки B поршня 3 по следующим векторным уравнениям

$$\begin{cases} \bar{U}_B = \bar{U}_A + \bar{U}_{BA} \\ \bar{U}_B = \bar{U}_{B0} + \bar{U}_{BB0} \end{cases}, \quad (3.2)$$

где $\bar{U}_{AB} \perp AB$, $\bar{U}_{B0} = 0$, $\bar{U}_{BB0} // OB$ (оси движения поршня 3).

Векторные уравнения (3.2) решаются на плане аналогов скоростей графически, проведя из точки a направление $\bar{U}_{BA} \perp AB$, а из точки b_0 , которая совпадает с полюсом p как неподвижная – направление $\bar{U}_{BB0} // OB$ (оси x).

На пересечении этих направлений получается точка b , и отрезок pb изображает в масштабе аналог линейной скорости $\bar{U}_B = \bar{U}_{31}$. Точка S_2 шатуна строится на отрезке ab плана по свойству подобия, отложив отрезок

$$as_2 = ab \frac{AS_2}{AB} = ab \cdot \frac{92}{262} = 0,35 \cdot ab.$$

В другой структурной группе Ассур из звеньев (4,5) определяется аналог скорости точки D поршня по следующим векторным уравнениям

$$\begin{cases} \bar{U}_D = \bar{U}_C + \bar{U}_{DC} \\ \bar{U}_D = \bar{U}_{D0} + \bar{U}_{DD0} \end{cases}, \quad (3.3)$$

где $\bar{U}_{DC} \perp CD$, $\bar{U}_{D0} = 0$, $\bar{U}_{DD0} // OD$ (оси движения поршня 5).

Графически решая векторные уравнения (3.3) получают на плане аналогов точку d .

Замеряются отрезки планов аналогов pb , ab , ps_2 , pd и рассчитываются величины аналогов скоростей точек и звеньев:

- аналоги линейных скоростей

$$U_B = U_{31} = pb \cdot \mu_U;$$

$$U_D = U_{51} = pd \cdot \mu_U;$$

$$U_{S_2} = ps_2 \cdot \mu_U;$$

$$U_{BA} = ab \cdot \mu_U;$$

- аналог угловой скорости шатуна 2

$$U_{21} = \frac{U_{BA}}{l_{AB}} = \frac{U_{BA}}{0,262}.$$

Для расчетного положения № 3 (при $\varphi_1 = 240^\circ$)

$$as_2 = 0,35 \cdot ab = 0,35 \cdot 27 = 9,5 \text{ мм};$$

$$U_{31} = pb \cdot \mu_U = 48 \cdot 0,001 = 0,048 \text{ м};$$

$$U_{51} = pd \cdot \mu_U = 48 \cdot 0,001 = 0,048 \text{ м};$$

$$U_{S_2} = ps_2 \cdot \mu_U = 48,5 \cdot 0,001 = 0,0485 \text{ м};$$

$$U_{BA} = ab \cdot \mu_U = 27 \cdot 0,001 = 0,027 \text{ м};$$

$$U_{21} = \frac{U_{BA}}{l_{AB}} = \frac{0,027}{0,262} = 0,103.$$

Результаты измерений отрезков и расчетов аналогов скоростей для 12-ти планов приведены в табл. 3.2.

№ пол.	Отрезки, мм					Аналоги скоростей			
	ab	as_2	ps_2	pd	pb	$U_{31}, \text{М}$	$U_{S2y}, \text{М}$	$U_{51}, \text{М}$	U_{21}
1	50	17,5	32,5	0	0	0	0,0325	0	0,1906
2	44	15,4	39	-29	29	0,029	0,039	-0,029	0,168
3	27	9,5	48,5	-48	48	0,048	0,0485	-0,048	0,103
4	0	0	50	-50	50	0,05	0,05	-0,05	0
5	27	9,5	46	-39	39	0,039	0,046	-0,039	0,103
6	44	15,4	37	-22	22	0,022	0,037	-0,022	0,168
7	50	17,5	32,5	0	0	0	0,0325	0	0,1906
8	44	15,4	37	22	-22	-0,022	0,037	0,022	0,168
9	27	9,5	46	39	-39	-0,039	0,046	0,039	0,103
10	0	0	50	50	-50	-0,05	0,05	0,05	0
11	27	9,5	48,5	48	-48	-0,048	0,0485	0,048	0,103
12	44	15,4	39	29	-29	-0,029	0,039	0,029	0,168

Примечания. 1. Знаки «+» и «-» аналогов скоростей $\bar{U}_B = \bar{U}_{31}$ и $\bar{U}_D = \bar{U}_{51}$ определяются в правой системе координат: «+» – вверх или право, «-» – вниз или влево.

2. В других схемах аналог положителен, если его направление совпадает с направлением движения поршня ДВС при расширении.

3.5. Динамическая модель машинного агрегата

Для упрощения решения вопросов динамики реальная схема машинного агрегата автомобиля на рис. 1.1, а (при условии идеально жестких звеньев, отсутствия зазоров в кинематических парах и степени подвижности $W = 1$) заменяется одномассовой эквивалентной динамической моделью. Динамическая модель машины – это упрощенное изображение подвижного звена машины (звена приведения) с обозначением силовых, инерционных параметров и указанием обобщенной координаты. В данном случае используем динамическую модель с вращающимся звеном приведения, в качестве которого принят кривошип 1 (рис. 3.4).

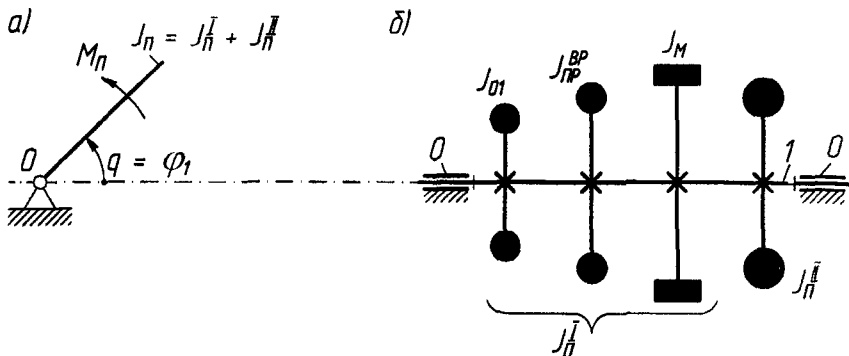


Рис. 3.4

Закон движения звена приведения должен быть таким же, как и у кривошипа 1 рычажного механизма, т. е. обобщенная координата $q = \varphi_1$, угловая скорость $\omega_\Pi = \dot{q} = \omega_1$, угловое ускорение $\varepsilon_\Pi = \ddot{q} = \varepsilon_1$. Для этого все инерционные параметры звеньев механизма (массы m_i , моменты инерции I_i) заменяют приведенным моментом инерции I_Π , а силовые параметры на звеньях (векторы сил F_i , моменты пар сил M_i) заменяются приведенным моментом сил M_Π .

Приведенный момент инерции I_Π – это условный момент инерции звена приведения, кинетическая энергия T_Π которого равна сумме кинетических энергий $\sum T_i$ всех подвижных звеньев машинного агрегата, т.е. $T_\Pi = \sum T_i$, или

$$\frac{I_\Pi \cdot \omega_1^2}{2} = \sum T_i, \quad I_\Pi = \frac{2 \sum T_i}{\omega_1^2}$$

В курсовом проекте приведенный момент инерции I_Π представляем в виде двух частей (рис. 3.5, б)

$$I_\Pi = I_\Pi^I + I_\Pi^{II},$$

где I_{Π}^I – постоянная составляющая I_{Π} от вращающихся звеньев с постоянными передаточными отношениями $u = i = const$, поэтому $I_{\Pi}^I = const$;

I_{Π}^{II} – переменная составляющая I_{Π} от звеньев с переменными аналогами скоростей $i = u$.

Постоянная составляющая I_{Π}^I в соответствии с рис. 3.5, б в свою очередь состоит из следующих слагаемых:

$$I_{\Pi} = I_{O1} + I_{\Pi}^{BP} + I_M = I_{\Pi}^0 + I_M, \quad (3.4)$$

где I_{O1} – момент инерции кривошипа 1, в данном проекте $I_{O1} = 0,03024 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;

I_{Π}^{BP} – приведенный к валу 1 момент инерции вращающихся звеньев машины, в данном проекте

$$I_{\Pi}^{BP} = I_{\Pi}^T = 3I_{O1} = 3 \cdot 0,03024 = 0,09072 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Примечание. Если по условию задан I_i другого звена (не приведен к валу 1), то его приводят (пересчитывают) к валу кривошипа из равенства кинетических энергий:

$$\frac{I_{\Pi}^{BP} \cdot \omega_1^2}{2} = \frac{I_i \cdot \omega_i^2}{2}.$$

$$\text{Откуда } I_{\Pi}^{BP} = I_i \cdot \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2 = I_i \cdot u_{i-1}^2 = \frac{I_i}{u_{1-i}^2},$$

где ω_i – угловая скорость i -го звена с моментом инерции I_i ;

u_{1-i} – передаточное отношение от вала 1 звену i , $u_{1-i} = \frac{\omega_1}{\omega_i} = \frac{1}{u_{i-1}}$.

I_{Π}^0 – известная составляющая I_{Π}^I ,

$$I_{\Pi}^0 = I_{O1} + I_{\Pi}^{\text{BP}} = 0,03024 + 0,09072 = 0,121 \text{ кг}\cdot\text{м}^2;$$

I_M – момент инерции маховика, подлежащий определению.

3.6. Определение переменной составляющей приведенного момента инерции

Переменная составляющая I_{Π}^{II} приведенного момента инерции определяется из равенства кинетических энергий звена приведения 1 и звеньев 2, 3, 4, 5 рычажного механизма

$$\frac{I_{\Pi}^{\text{II}} \cdot \omega_1^2}{2} = \sum T_i = \sum \left(\frac{m_i \cdot V_{Si}^2}{2} + \frac{I_{Si} \cdot \omega_1^2}{2} \right). \quad (3.5)$$

Т.к. для звена 4 $m_4 \approx 0$, $I_{S4} \approx 0$, то равенства кинетических энергий в соответствии со схемой на рис. 1, б запишется так

$$\frac{I_{\Pi}^{\text{II}} \cdot \omega_1^2}{2} = \frac{m_2 \cdot V_{S2}^2}{2} + \frac{I_{S2} \cdot \omega_2^2}{2} + \frac{m_3 \cdot V_B^2}{2} + \frac{m_5 \cdot V_D^2}{2}.$$

Отсюда

$$I_{\Pi}^{\text{II}} = m_2 \cdot \left(\frac{V_{S2}}{\omega_1} \right)^2 + I_{S2} \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + m_3 \cdot \left(\frac{V_B}{\omega_1} \right)^2 + m_5 \cdot \left(\frac{V_D}{\omega_1} \right)^2 =$$

$$= m_2 \cdot U_{S2}^2 + I_{S2} \cdot U_{21}^2 + m_3 \cdot U_{31}^2 + m_5 \cdot U_{51}^2 = A + B + C + D,$$

где $A = m_2 \cdot U_{S2}^2$, $B = I_{S2} \cdot U_{21}^2$, $C = m_3 \cdot U_{31}^2$, $D = m_5 \cdot U_{51}^2$.

Взяв аналоги скоростей из табл. 3.2, массы и моменты инерции m_i и I_i из табл. 3.1, рассчитывается I_{Π}^{II} для положения № 3

$$A = 2,1 \cdot (0,0485)^2 = 0,00484 \text{ кг}\cdot\text{м}^2;$$

$$B = 0,03024 \cdot (0,103)^2 = 0,00026 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$C = 1,47 \cdot (0,048)^2 = 0,00339 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$D = 1,47 \cdot (-0,048)^2 = 0,00339 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_{II}^{II} = 0,0048 + 0,00026 + 0,0039 + 0,0039 = 0,01197 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Результаты расчетов I_{II}^{II} для остальных 12-ти положений представлены в табл. 3.3. По результатам расчетов строится график переменной составляющей $I_{II}^{II}(\varphi_1)$ в функции угла φ_1 (поз. 4. лист 1). Масштабный коэффициент момента инерции

$$\mu_I = 0,00005 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{мм}}.$$

Ординаты графика $y_I = \frac{I_{II}^{II}}{\mu_I}$, ординаты слагаемых $y_A = \frac{A}{\mu_I}$,

$y_B = \frac{B}{\mu_I}$, $y_C = \frac{C}{\mu_I}$, $y_D = \frac{D}{\mu_I}$ сведены в табл. 3.3.

Примечания.

1. Масштабный коэффициент μ_I принимается таким, чтобы значение максимальной ординаты $y_{I_{max}}$ находилось в пределах от 120 до 260 мм.

2. Отрезок цикла $l_{\varphi} = [1 - 13]$ по горизонтальной оси φ_1 берется равным 180 мм и делится на 12 равных частей. Масштабный коэффициент

$$\text{углов по оси } \varphi: \mu_{\varphi} = \frac{\varphi_{II}}{l_{II}} = \frac{2\pi}{180} = \frac{2 \cdot 3,1416}{180} = 0,0349 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}$$

3.7. Определение приведенных моментов сил

Приведенный момент сил M_{II} – это условный момент сил на звене приведения, элементарная работа которого dA_{II} (мгновенная мощность P_{II}) равна сумме элементарных работ $\sum dA_{II}$ (или

Таблица 3.3

№ ПОЛ.	$A,$ КГ·М ²	$У_A,$ ММ	$B,$ КГ·М ²	$У_B,$ ММ	$C,$ КГ·М ²	$У_C,$ ММ	$D,$ КГ·М ²	$У_D,$ ММ	I_{II}'' , КГ·М ²	$У_I$, ММ
1	0,00222	44,4	0,00089	17,8	0	0	0	0	0,00311	62,2
2	0,00319	63,8	0,00069	13,8	0,00177	35,4	0,00177	35,4	0,00742	148,4
3	0,00494	89,0	0,00026	5,2	0,00339	67,8	0,00339	67,8	0,01197	239,4
4	0,00525	105,0	0	0	0,00367	73,4	0,00367	73,4	0,0126	252
5	0,00444	88,8	0,00026	5,2	0,00223	44,6	0,00223	44,6	0,00917	183,4
6	0,00287	57,4	0,00069	13,8	0,00071	14,2	0,00071	14,2	0,00499	99,8
7	0,00222	44,4	0,00089	17,8	0	0	0	0	0,00311	62,2
8	0,00287	57,4	0,00069	13,8	0,00071	14,2	0,00071	14,2	0,00499	99,8
9	0,00444	88,8	0,00026	5,2	0,00223	44,6	0,00223	44,6	0,00917	183,4
10	0,00525	105,0	0	0	0,00367	73,4	0,00367	73,4	0,0126	252
11	0,00494	89,0	0,00026	5,2	0,00339	67,8	0,00339	67,8	0,01197	239,4
12	0,00319	63,8	0,00069	13,8	0,00177	35,4	0,00177	35,4	0,00742	148,4

мгновенных мощностей $\sum P_i$) всех внешних сил и моментов сил на подвижных звеньях машины. В курсовом проекте M_{Π} представляем суммой двух слагаемых

$$M_{\Pi} = M_{\Pi}^D + M_{\Pi}^C,$$

где M_{Π}^D – приведенный момент движущих сил;

M_{Π}^C – приведенный момент сил сопротивления.

В данном проекте M_{Π}^D определяется в основном движущими силами давления газов на поршни 3 и 5.

3.7.1. Определение движущих сил на поршнях ДВС

Движущие силы на поршнях 3 и 5 зависят от величин давлений p_i в цилиндрах ДВС

$$F = p_i \cdot \Pi_d, \quad (3.6)$$

где Π_d – площадь поршня, $\Pi_d = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (0,075)^2}{4} = 0,00442 \text{ м}^2$.

Величины давлений определяются по заданной индикаторной диаграмме (рис. 1.1, в), которая показывает изменение давления от перемещения поршня $p_i(S_i)$. Заданную диаграмму воспроизводят на листе 1, поз. 3 и 3' в масштабе рядом с планом положений, направив ось S параллельно оси поршня (ось $S_B // OB$, ось $S_D // OD$), и соблюдая положения верхней (в.м.т.) и нижней (н.м.т.) мертвых (крайних) точек поршня. Масштабный коэффициент давления диаграммы

$$\mu_p = \frac{p_{max}}{y_{pmax}} = \frac{4,4 \cdot 10^6}{88} = 50000 \frac{\text{Па}}{\text{мм}},$$

где p_{max} – заданное максимальное давление

$$p_{max} = 4,4 \text{ МПа} = 4,4 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

y_{pmax} – выбранная максимальная ордината, $y_{pmax} = 88 \text{ мм}$.

Примечание. y_{pmax} для листа 1 принимать не менее 60 мм.

Из планов положений точки B и D поршней 3 и 5 проектируют на линии диаграммы $p_B(S)$, $p_D(S)$ и расставляют номера положений на соответствующих кривых диаграммы. При движении поршня 3 с точкой B вниз на рабочем ходу в пол. 1, 2, 3, ... 7 совершается такт расширения и давление p_B уменьшается от p_{max} до 0, а при движении поршня 3 вверх на холостом ходу в пол. 8, 9, ... 13 совершается такт выхлопа-всасывания и сжатия, и давление p_B сначала равно 0, а затем возрастает от 0 до p_{13} . Аналогично для поршня 5 с точкой D – точки $1', 2', \dots 7'$ – рабочий ход расширения, $8', 9', \dots 13'$ – холостой ход всасывания и сжатия. Замеряются ординаты y_3 и y_5 от осей S_B, S_D до точек диаграммы и рассчитывают давления на поршнях

$$p_3 = y_3 \cdot \mu_p; \quad p_5 = y_5 \cdot \mu_p.$$

Движущие силы на поршнях

$$F_3 = p_3 \cdot \Pi_d; \quad F_5 = p_5 \cdot \Pi_d.$$

Например, для расчетного положения № 3

$$p_{3(3)} = 40 \cdot 50000 = 2000000 \text{ Па} = 2 \text{ МПа};$$

$$p_{5(3)} = 40 \cdot 50000 = 2000000 \text{ Па} = 2 \text{ МПа};$$

$$F_{3(3)} = 2000000 \cdot 0,00442 = 8836 \text{ Н};$$

$$F_{5(3)} = 2000000 \cdot 0,00442 = 8836 \text{ Н}.$$

Результаты измерений ординат y_i диаграмм и расчета p_i , F_i сведены в табл. 3.4.

Таблица 3.4

№ пол.	y_3 , мм	P_3 , $\text{Н/м}^2 \times 10^6$ = МПа	F_3 , Н	y_5 , мм	P_5 , $\text{Н/м}^2 \times 10^6$ = МПа	F_5 , Н
1	88	4,4	19439	88	4,4	-19439
2	65	3,25	14358	65	3,25	-14358
3	40	2,0	8836	40	2,0	-8836
4	27	1,1	4860	27	1,1	-4860
5	9	0,45	1988	9	0,45	-1988
6	3	0,15	663	3	0,15	-663
7	0	0	0	0	0	0
8	0	0	0	0	0	0
9	0	0	0	0	0	0
10	4	0,2	884	4	0,2	-884
11	13	0,65	2872	13	0,65	-2872
12	27	1,35	5964	27	1,35	-5964
13	35,2	1,76	7776	35,2	1,76	-7776

Примечание. Знаки сил (+, -) определяются в зависимости от направления сил в правой системе координат: «+» – вправо, вверх; «-» – вниз, влево.

3.7.2. Определение приведенных моментов движущих сил

В машине – двигателе (в данном проекте – ДВС автомобиля) сначала определяется приведенный момент движущих сил $M_{\Pi}^{\text{Д}}$ из равенства мгновенных мощностей P_{Π} на звене приведения и суммы мощностей $\sum P_i$ внешних сил F_i и моментов M_i на подвижных звеньях (т.е. $P_{\Pi} = \sum P_i$). В данном проекте $M_{\Pi}^{\text{Д}}$ определяется от действия движущих сил F_3 и F_5 на поршнях и сил тяжести G звеньев в соответствии со схемой сил (рис. 3.5).

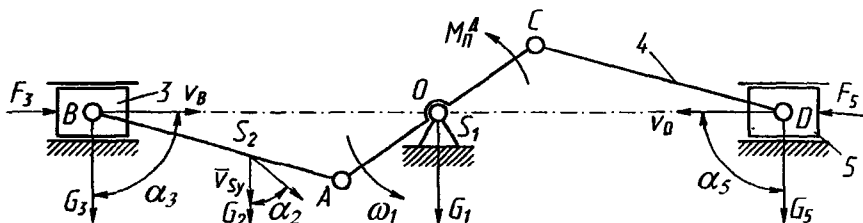


Рис. 3.5

Силы тяжести звеньев:

$$G_2 = m_2 g = 2,1 \cdot 9,81 = 20,6 \text{ Н};$$

$$G_3 = G_5 = m_3 g = 1,47 \cdot 9,81 = 14,4 \text{ Н}.$$

Равенство мощностей: $P_{\Pi} = \sum P_i = P_{F_3} + P_{G_3} + P_{G_2} + P_{F_5} + P_{G_5}$.

В данном случае P_{G_3} и P_{G_5} равны нулю, т.к. $\alpha_3 = \alpha_5 = 90^0$, и

$$P_{G_i} = G_i \cdot V_i \cdot \cos \alpha_i = 0.$$

Тогда равенство мощностей можно записать так

$$M_{\Pi}^{\Delta} \cdot \omega_1 = F_3 V_B + G_2 V_{S_2}^y + F_5 V_D. \quad (3.7)$$

Отсюда

$$M_{\Pi}^{\Delta} = F_3 \frac{V_B}{\omega_1} + G_2 \frac{V_{S_2}^y}{\omega_1} + F_5 \frac{V_D}{\omega_1} = F_3 \cdot U_{31} + G_2 \cdot U_{S_2y} + F_5 \cdot U_{51}.$$

Т.к. в данном случае $G_2 \ll F_{3min}$ и F_{5min} ($20,6 \ll 0,1 \cdot 663$), то действием G_2 можно пренебречь, и расчет M_{Π}^{Δ} вести по формуле

$$M_{\Pi}^{\Delta} = F_3 \cdot U_{31} + F_5 \cdot U_{51}.$$

Для расчетного положения № 3, взяв F_3 и F_5 из табл. 3.4 и аналогии скоростей U_{31} , U_{51} из табл. 3.2, получится

$$M_{\Pi(3)}^{\text{Д}} = 8836 \cdot 0,048 + (-8836) \cdot (-0,048) = 848,2 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Примечания.

1. При вертикальных поршнях и углах β между поршнями $\beta \neq 180^\circ$ нужно учитывать действия G_3 и G_5 , если они велики и $G > F_{\min}$.

2. Величинами сил тяжести G_i можно пренебречь, когда $\frac{G_{\max}}{F_{\min}} \leq 0,1$.

Результаты расчетов $M_{\Pi}^{\text{Д}}$ для 12-ти положений приведены в табл. 3.5. По результатам расчетов строится график приведенных моментов движущих сил $M_{\Pi}^{\text{Д}}(\varphi_1)$ (поз. 5, лист 1) с выбранным масштабным коэффициентом моментов $\mu_M = 10 \frac{\text{Н}\cdot\text{м}}{\text{мм}}$ с ордина-

тами $y_M = \frac{M_{\Pi}^{\text{Д}}}{\mu_M}$, приведенными в табл. 3.5.

3.7.3. Определение приведенного момента сил сопротивления

Приведенный момент сил сопротивления $M_{\Pi}^{\text{С}}$ определяется из равенства работ движущих сил $A_{\text{Д}}$ и работ сил сопротивления $A_{\text{С}}$ за цикл установившегося движения: $A_{\text{Д13}} = |A_{\text{С}}|_{13}$. Как известно, работа выражается интегралом от моментов сил

$$A = \int_0^{\varphi} M(\varphi) d\varphi. \quad (3.8)$$

Таблица 3.5

№ пол.	$F_3 \cdot U_{31}$, Н·м	$F_5 \cdot U_{51}$, Н·м	M_{Π}^D , Н·м	u_M , мм	A_D , Дж	u_A , мм	u_T , мм
1	0	0	0	0	0	0	6,8
2	416,4	416,4	832,8	83,3	218	21,8	16,3
3	424,1	424,1	848,2	84,8	658	65,8	26,2
4	243	243	486	48,6	1007	100,7	27,6
5	77,5	77,5	155	15,5	1175	117,5	20,1
6	14,6	14,6	29,2	2,9	1223	122,3	10,9
7	0	0	0	0	1231	123,1	6,8
8	0	0	0	0	1231	123,1	10,9
9	0	0	0	0	1231	123,1	20,1
10	-44,2	-44,2	-88,4	-8,8	1208	120,8	27,6
11	-137,8	-137,8	-275,6	-27,6	1112	111,2	26,2
12	-172,9	-172,9	-345,8	-34,6	949	94,9	16,3
13	0	0	0	0	859	85,9	6,8

Примечания.

1. Масштабный коэффициент μ_M принимается таким, чтобы максимальная ордината $u_{M \max}$ была не менее 80 мм.

2. Отрезок l_{Π} по оси φ_1 можно брать таким же, как и для графика I_{Π}'' ,
 $l_{\Pi} = 180$ мм.

В машине-двигателе сначала определяется работа движущих сил A_D путем численного интегрирования зависимости приведенного момента движущих сил $M_{\Pi}^D(\varphi_1)$, заданной дискретными значениями $M_{\Pi i}^D$ в табл. 3.5, по формуле

$$A_{Di} = A_{Di-1} + \Delta A_{Di} = A_{Di-1} + \frac{M_{\Pi i}^D + M_{\Pi i-1}^D}{2} \cdot \Delta \varphi_1,$$

где $\Delta\varphi_1$ – шаг интегрирования, $\Delta\varphi_1 = \frac{2\pi}{12} = 0,5236$ рад;

$A_{Дi}, A_{Дi-1}$ – значения работ в начале и в конце i -го интервала $\Delta\varphi_1$;

$M_{\Pi i}^D, M_{\Pi i-1}^D$ – значения приведенных моментов сил M_{Π}^D в начале и в конце i -го интервала $\Delta\varphi_1$;

$A_{Д1} = 0$ – значение $A_{Д}$ в 1-ом начальном положении.

Для расчетного положения №3 (при $\varphi_1 = 240^0$): $A_{Д1} = 0$,

$$A_{Д2} = A_{Д1} + \frac{M_{\Pi 1}^D + M_{\Pi 2}^D}{2} \cdot \Delta\varphi_1 = 0 + \frac{0 + 832,8}{2} \cdot 0,5236 = 218 \text{ Дж.}$$

$$A_{Д3} = A_{Д2} + \frac{M_{\Pi 2}^D + M_{\Pi 3}^D}{2} \cdot \Delta\varphi_1 = 218 + \frac{832,8 + 848,2}{2} \cdot 0,5236 = 658 \text{ Дж.}$$

Результаты расчетов $A_{Д}$ для 13-ти точек деления цикла приведены в табл. 3.5. В конце цикла установившегося движения (точка 13) $A_{Д13} = |A_{С13}| = 859$ Дж. Считая приведенный момент сил сопротивления постоянным ($M_{\Pi}^C = const$), получим

$$A_{С13} = \int_0^{\varphi_{ц}} M_{\Pi}^C d\varphi = M_{\Pi}^C \cdot \varphi_{ц} = M_{\Pi}^C \cdot 2\pi.$$

Отсюда приведенный момент сил сопротивления

$$\left| M_{\Pi}^C \right| = \frac{|A_{С13}|}{2\pi} = \frac{A_{Д13}}{2\pi} = \frac{859}{2 \cdot 3,1416} = 136,8 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Т.к. приведенный момент сил сопротивления постоянен, то график $M_{\Pi}^C(\varphi_1)$ проводится в виде горизонтальной прямой на ординате

$$y_{M_{\Pi}^C} = \frac{M_{\Pi}^C}{\mu_M} = \frac{136,8}{10} = 13,7 \text{ мм (поз. 5, лист 1).}$$

Примечание. Определение работ A_D можно также осуществлять графическим интегрированием построенного графика приведенного момента сил движущих $M_{II}^D(\varphi_1)$. (См. графическое интегрирование в литературе [10, с. 121 - 123]).

3.8. Построение графиков работ и изменения кинетической энергии

По результатам расчетов A_D в табл. 3.5 строится график работ движущих сил $A_D(\varphi_1)$ (поз. 6 лист 1). Масштабный коэффициент работ принят $\mu_A = 10$ Дж/мм, ординаты графика $y_A = \frac{A_D}{\mu_A}$ приведены в табл. 3.5. График работ сил сопротивления $A_C(\varphi_1)$ проведен в виде наклонной прямой, соединяющей начало и конец графика $A_D(\varphi_1)$ (точки 1 и 13'), т.к. $M_{II}^C = const$, и за цикл установившегося движения $A_{D13} = |A_C|_{13}$.

Примечание. Масштабный коэффициент графика работ выбирается таким, чтобы максимальная ордината была $y_{Amax} > 70$ мм.

Изменение кинетической энергии машины ΔT равно, как известно, сумме работ

$$\Delta T = \sum A = A_D + A_C = A_D + (-A_C). \quad (3.9)$$

Но так как график работ сил сопротивления A_C построен с обратным знаком ($-A_C$), то график изменения кинетической энергии $\Delta T(\varphi_1)$ машины строится графическим вычитанием графиков $A_D(\varphi_1)$ и $-A_C(\varphi_1)$, откладывая в новой системе координат $\Delta T - \varphi_1$ (поз. 7 лист 1) ординаты $y_{\Delta T}$ из графиков работ $A(\varphi_1)$

между A_D и $-A_C$. Масштабный коэффициент кинетической энергии в этом случае равен $\mu_T = \mu_A = 10$ Дж/мм.

Примечание. Если ординаты $y_{\Delta T}$ очень малы ($y_{max} < 20$ мм) или слишком велики ($y_{max} > 120$ мм), то на графике $\Delta T(\varphi_I)$ откладывают другие ординаты $y'_{\Delta T} = k \cdot y_{\Delta T}$, где k – коэффициент увеличения (или уменьшения). Тогда $\mu_T = \frac{\mu_A}{k}$.

3.9. Определение постоянной составляющей приведенного момента инерции I_{II}^I и момента инерции маховика

Используется метод Н.И. Мерцалова, при котором строится график изменения кинетической энергии $\Delta T_I(\varphi_I)$ вращающихся звеньев с $I_{II}^I = const$

$$\Delta T_I = \Delta T - T_{II}, \quad (3.10)$$

где T_{II} – кинетическая энергия звеньев с переменным I_{II}^I

$$T_{II} \approx \frac{I_{II}^I \omega_{1cp}^2}{2}.$$

На основании выражения (3.10) для получения графика $\Delta T_I(\varphi_I)$ откладываем от кривой $\Delta T(\varphi_I)$ вниз ординаты

$$y_T = \frac{T_{II}}{\mu_T} = \frac{I_{II}^I \cdot \omega_{1cp}^2}{2\mu_T} = \frac{y_I \cdot \omega_{1cp}^2}{2\mu_T} = k_I \cdot y_I, \quad (3.11)$$

где k_I – коэффициент пересчета ординат y_I графика $I_{II}^I(\varphi_I)$ (табл. 3.3);

$$k_I = \frac{\mu_I \cdot \omega_{1cp}^2}{2\mu_T} = \frac{0,00005 \cdot (209,44)^2}{2 \cdot 10} = 0,1097.$$

Для положения №3: $y_{T3} = 0,1097 \cdot 239,4 = 26,2$ мм.

Результаты расчета ординат y_T приведены в табл. 3.5. К построенному графику $\Delta T_I(\varphi_1)$ проводятся сверху и снизу горизонтальные касательные, которые отсекают по оси ΔT отрезок $ab = 84$ мм. Тогда максимальное изменение ΔT_{max}^I равно

$$\Delta T_{max}^I = ab \cdot \mu_T = 84 \cdot 10 = 840 \text{ Дж.}$$

Необходимая величина постоянной части приведенного момента инерции I_{II}^I , обеспечивающая более равномерное вращение кривошипа 1 с заданным коэффициентом неравномерности $\delta = 0,02$, равна

$$I_{II}^I = \frac{\Delta T_{max}^I}{\delta \omega_{1cp}^2} = \frac{840}{0,02 \cdot (209,44)^2} = 0,95748 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Из формулы (3.6) для I_{II}^I определяется момент инерции маховика на валу кривошипа, который обеспечивает необходимую равномерность вращения

$$I_M = I_{II}^I - I_{II}^0 = 0,95748 - 0,12096 = 0,83652 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Выбрав форму маховика – диск диаметром

$$D \approx 12 \cdot l_{OA} = 12 \cdot 0,05 = 0,6 \text{ м,}$$

определяем его маховый момент (mD^2) и примерную массу m_M

$$(mD^2) = 8 \cdot I_M = 8 \cdot 0,83652 = 6,692 \text{ кг}\cdot\text{м}^2;$$

$$m_M = \frac{(mD^2)}{D^2} = \frac{6,692}{0,6} = 18,59 \text{ кг.}$$

3.10. Динамический анализ движения машины

Необходимо определить действительные угловую скорость ω_1 и угловое ускорение ϵ_1 звена привода (кривошипа 1) внутри цикла после установки маховика, обеспечивающих расчетную величину I_{II}^I .

Угловая скорость ω_1 может определяться из выражения кинетической энергии T_I вращающихся звеньев с I_{II}^I .

$$T_I = \frac{I_{II}^I \cdot \omega_1^2}{2} \Rightarrow \omega_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot T_I}{I_{II}^I}}.$$

Согласно методу Н.И. Мерцалова построенный график $\Delta T_I(\varphi_1)$ является приближенно и графиком изменения угловой скорости $\Delta\omega(\varphi_1)$, отсчитанной от среднего значения ω_{1cp} . Поэтому для графического определения ω_1 отрезок ab на графике $\Delta T_I(\varphi_1)$ делится пополам, и из точки $(ab/2)$ проводится горизонтальная (средняя) прямая, которая соответствует значению ω_{1cp} . От этой средней прямой в расчетном положении №3 замеряется ордината $y_{\Delta\omega 3}$ до кривой ΔT_I : $y_{\Delta\omega 3} = -11$ мм. Тогда угловая скорость ω_1 в этом положении будет равна

$$\omega_1 = \omega_{1cp} + \Delta\omega_1 = \omega_{1cp} + y_{\Delta\omega} \cdot \mu_{\omega},$$

где μ_{ω} – масштабный коэффициент угловой скорости графика $\Delta\omega$:

$$\mu_{\omega} = \frac{\Delta\omega_{max}}{ab} = \frac{\delta \cdot \omega_{1cp}}{ab} = \frac{0,02 \cdot 209,44}{84} = 0,0499 \frac{\text{рад}}{\text{с} \cdot \text{мм}}.$$

В положении №3 $\omega_{1(3)} = 209,44 + (-11) \cdot 0,0499 = 208,99$ рад/с.

Угловое ускорение ε_1 звена 1 определяется из уравнения движения звена приведения в дифференциальной форме

$$M_{\Pi}^D + M_{\Pi}^C = I_{\Pi}^I \cdot \frac{\partial\omega_1}{\partial t} + \frac{\omega_1^2}{2} \cdot \frac{\partial I_{\Pi}}{\partial\varphi_1}.$$

Отсюда

$$\varepsilon_1 = \frac{\partial\omega_1}{\partial t} = \frac{M_{\Pi}^D - M_{\Pi}^C - \frac{\omega_1^2}{2} \cdot \frac{\partial I_{\Pi}}{\partial\varphi_1}}{I_{\Pi}}.$$

Для расчетного положения №3

$$\varepsilon_1 = \frac{848 - 136,8 - \frac{(208,99)^2}{2} \cdot 0,004686}{0,096945} = 628,3 \text{ рад/с}^2,$$

где M_{Π}^D , M_{Π}^C – приведенные моменты сил движущих и сил сопротивления в расчетном положении, $M_{\Pi}^D = 848$ Н·м, $M_{\Pi}^C = 136,8$ Н·м; ω_1 – действительная угловая скорость в расчетном положении, $\omega_{1(3)} = 208,99$ рад/с;

I_{Π} – полный приведенный момент инерции в расчетном положении, $I_{\Pi} = I_{\Pi}^I + I_{\Pi(3)}^{\text{II}} = 0,95748 + 0,01197 = 0,96945$ кг·м²;

$\frac{\partial I_{\Pi}}{\partial\varphi_1}$ – производная от I_{Π} по φ_1 , определяемая графически из графика $I_{\Pi}^{\text{II}}(\varphi_1)$;

$$\frac{\partial I_{\Pi}}{\partial \varphi_1} = \frac{\partial}{\partial \varphi_1} (I_{\Pi}^I + I_{\Pi}^{II}) = \frac{\partial I_{\Pi}^{II}}{\partial \varphi_1} = \frac{\mu_J}{\mu_{\varphi}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_J = \frac{0,00005}{0,0349} \cdot \operatorname{tg} 73^{\circ} = 0,004686 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

α_J – угол наклона касательной, проведенной к графику $I_{\Pi}^{II}(\varphi_1)$ в расчетном положении №3 (поз. 4, лист 1), $\alpha_J = 73^{\circ}$;

μ_J, μ_{φ} – масштабные коэффициенты графика $I_{\Pi}^{II}(\varphi_1)$,

$$\mu_J = 0,00005 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{мм}}, \mu_{\varphi} = 0,0349 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}.$$

Т.к. ε_1 получилось со знаком «+», то оно направлено в сторону угловой скорости ω_1 , в противном случае – в противоположном направлении.

4. ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

4.1. Задачи и методы динамического анализа механизма

Задачей динамического анализа исполнительно механизма (шестизвенного рычажного механизма ДВС) является:

- 1) определение истинных скоростей и ускорений точек и звеньев механизма с учетом неравномерности вращения кривошипа;
- 2) определение реакций во всех кинематических парах механизма и определение уравновешивающего момента, действующего на коленчатый вал ДВС со стороны отсоединенной части трансмиссии автомобиля.

Поставленные задачи решаются графо-аналитически путем построения плана положений механизма, планов скоростей и ускорений, планов сил. В основу расчетов положен кинетостатический метод, основанный на принципе Даламбера. В соответствии с этим принципом, если к числу активных сил и реакций связей, действующих на механическую систему, приложить силы инерции (глав-

ные векторы и главные моменты сил инерции) звеньев, то система рассматривается как находящаяся в равновесии и вместо уравнений движения можно записывать уравнения равновесия (статики).

Для определения сил инерции необходимо знать ускорения центров масс и угловые ускорения звеньев. Поэтому силовому анализу предшествует кинематический анализ по известному закону $\omega_1(\varphi_1)$ и $\varepsilon_1(\varphi_1)$ движения звена 1.

4.2. Кинематический анализ методом планов

Расчет производится для положения № 9, заданного обобщенной координатой $\varphi_1=240^\circ$. Изображаем схему механизма в данном положении, используя масштабный коэффициент μ_l и чертежные отрезки OA , OC , AB , CD , AS_2 , рассчитанные в п. 3.4.1. Построение выполняем методом засечек для заданной обобщенной координаты (поз.1 лист 2). Значения угловой скорости и углового ускорения кривошипа 1 в положении № 9 равны: $\omega_1 = 208,89$ рад/с, $\varepsilon_1 = 628,3$ рад/с². Стрелками указываем их направления на схеме.

4.2.1. Построение плана скоростей

Для построения плана скоростей необходимо определить скорости точек A и C кривошипа:

$$V_A = V_C = \omega_1 l_{OA} = 208,89 \cdot 0,05 = 10,44 \text{ м/с}.$$

Выбираем масштабный коэффициент скорости

$$\mu_V = 0,4 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}.$$

Отрезки pa и pc , изображающие скорости точек A и C , равны

$$pa = pc = \frac{V_A}{\mu_V} = \frac{10,44}{0,4} = 26,1 \text{ мм}.$$

Примечание. При выборе μ_V необходимо учитывать, что отрезок pa находился в пределах 40...60 мм.

Построение планов скоростей выполняется в соответствии с формулой (3.1) строения механизма: $\Pi(2,3) \leftarrow I(0,1) \rightarrow \Pi(4,5)$.

Для группы Ассур $\Pi(2,3)$ запишем векторные уравнения скорости точки B :

$$\begin{cases} \vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA} \\ \vec{V}_B = \vec{V}_{B0} + \vec{V}_{BB0} \end{cases}, \quad (4.1)$$

где $\vec{V}_A \perp OA$ и направлен в сторону ω_1 , \vec{V}_C противоположен \vec{V}_A , $\vec{V}_{BA} \perp AB$, $\vec{V}_{B0} = 0$, $\vec{V}_{BB0} \parallel OB$.

Уравнения (4.1) решаем графически (поз. 2, лист 2). На пересечении векторов \vec{V}_{BA} и \vec{V}_{BB0} находится точка b . Положение точки s_2 центра масс шатуна 2 на отрезке ab определяем по теореме подобия:

$$\frac{as_2}{ab} = \frac{AS_2}{AB}, \text{ тогда } as_2 = ab \frac{AS_2}{AB} = 12,8 \cdot \frac{46}{131} = 3,51 \text{ мм.}$$

Скорость точки D группы Ассур (4,5) определяется из системы векторных уравнений:

$$\begin{cases} \vec{V}_D = \vec{V}_C + \vec{V}_{DC} \\ \vec{V}_D = \vec{V}_{D0} + \vec{V}_{DD0} \end{cases}, \quad (4.2)$$

где $\vec{V}_C \perp OA$ и направлен в сторону ω_1 , $\vec{V}_{DC} \perp DC$, $\vec{V}_{D0} = 0$, $\vec{V}_{DD0} \parallel OD$.

Решение уравнения (4.2) выполняется графически.

Из построенного плана скоростей вычисляем абсолютные скорости точек:

$$V_B = (pb)\mu_V = 25 \cdot 0,4 = 10 \text{ м/с};$$

$$V_D = (pd)\mu_V = 25 \cdot 0,4 = 10 \text{ м/с};$$

$$V_{S_2} = (ps_2)\mu_V = 25 \cdot 0,4 = 10 \text{ м/с};$$

относительные скорости:

$$V_{BA} = (ab)\mu_V = 12,8 \cdot 0,4 = 5,12 \text{ м/с};$$

$$V_{DC} = (cd)\mu_V = 12,8 \cdot 0,4 = 5,12 \text{ м/с};$$

угловые скорости шатунов 2 и 4:

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{AB}} = \frac{(ab)\mu_V}{l_{AB}} = \frac{5,12}{0,262} = 19,54 \text{ рад/с};$$

$$\omega_4 = \frac{V_{DC}}{l_{CD}} = \frac{(cd)\mu_V}{l_{CD}} = \frac{5,12}{0,262} = 19,54 \text{ рад/с}.$$

Направление угловой скорости ω_2 (и ω_4) определяется направлением соответствующего вектора относительной скорости \vec{V}_{BA} (\vec{V}_{CD}), помещенного в точку B (или D) шатуна 2 (4). Направления ω_2 и ω_4 показаны круговыми стрелками на звеньях 2 и 4 плана положений механизма (поз. 1, лист 2).

4.2.2. Построение плана ускорений

Построение начинаем от входного звена 1 определением ускорений точек A и C кривошипа:

$$\bar{a}_A = \bar{a}_{AO}^n + \bar{a}_{AO}^\tau ; \quad \bar{a}_C = \bar{a}_{CO}^n + \bar{a}_{CO}^\tau, \quad (4.3)$$

где \bar{a}^n – нормальное ускорение;

$\bar{a}_{AO}^n \parallel OA$ направлено от точки A к точке O , $\bar{a}_{CO}^n \parallel OC$ направлено от точки C к точке O :

$$a_{AO}^n = \omega_1^2 l_{OA} = 208,89^2 \cdot 0,05 = 2181,75 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{CO}^n = \omega_1^2 l_{OC} = 208,89^2 \cdot 0,05 = 2181,75 \text{ м/с}^2.$$

\bar{a}_{AO}^τ – тангенциальное ускорение, $\bar{a}_{AO}^\tau \perp OA$, $\bar{a}_{CO}^\tau \perp OC$, направлено перпендикулярно OA (OC) в сторону углового ускорения ε_1 .

$$a_{AO}^\tau = \varepsilon_1 l_{OA} = 628,3 \cdot 0,05 = 31,42 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{CO}^\tau = \varepsilon_1 l_{OC} = 628,3 \cdot 0,05 = 31,42 \text{ м/с}^2.$$

Выбираем масштабный коэффициент $\mu_a = 100 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$, вычисляем отрезки, изображающие ускорения точек A и C :

$$\pi n_1 = \frac{a_{AO}^n}{\mu_a} = \frac{2181,75}{100} = 21,82 \text{ мм}; \quad n_1 a = \frac{a_{AO}^\tau}{\mu_a} = \frac{31,42}{100} = 0,31 \text{ мм}.$$

$$\pi n_1' = \frac{a_{CO}^n}{\mu_a} = \frac{2181,75}{100} = 21,82 \text{ мм}; \quad n_1' c = \frac{a_{CO}^\tau}{\mu_a} = \frac{31,42}{100} = 0,31 \text{ мм}.$$

Из полюса плана ускорений π откладываем отрезки πn_1 и $\pi n_1'$, параллельные соответственно AO и CO , а из вершин n_1 и n_1' – отрезки $n_1 a \perp AO$ и $n_1' c \perp CO$ в направлении ε_1 (поз. 3, лист 2).

Ускорение точки B группы (2,3) находится графически из системы векторных уравнений:

$$\begin{cases} \bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^\tau \\ \bar{a}_B = \bar{a}_{B0} + \bar{a}_{BB0}^k + \bar{a}_{BB0}^r \end{cases}, \quad (4.4)$$

где \bar{a}_{BA}^n и \bar{a}_{BA}^τ – нормальное и тангенциальное ускорения точки B при вращательном движении звена 2 относительно точки A ,

$$\bar{a}_{BA}^n // BA, \quad \bar{a}_{BA}^\tau \perp BA;$$

$\bar{a}_{B0} = 0$ (точка B_0 неподвижна, так как принадлежит стойке);

$\bar{a}_{BB_0}^k$ — Кориолисово ускорение точки B ,

$$\bar{a}_{BB_0}^k = 2\omega_0 V_{BB_0} = 2 \cdot 0 \cdot 10 = 0;$$

$\bar{a}_{BB_0}^r$ — относительное ускорение точки B по отношению к точке B_0 .

$$\bar{a}_{BB_0}^r // OB.$$

Нормальное ускорение точки B относительно точки A :

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 l_{AB} = 19,54^2 \cdot 0,05 = 100,03 \text{ м/с}^2.$$

Находим отрезок, изображающий \bar{a}_{BA}^n :

$$an_2 = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} = \frac{100,03}{100} = 1 \text{ мм.}$$

Точку s_2 центра масс шатуна 2 строим на плане ускорений по свойству подобия, замерив отрезок $ab = 19,5$ мм и рассчитав отрезок as_2 :

$$as_2 = ab \frac{AS_2}{AB} = 19,5 \cdot \frac{46}{131} = 6,8 \text{ мм}$$

Ускорение точки D группы (4,5) определяется из системы векторных уравнений:

$$\begin{cases} \bar{a}_D = \bar{a}_C + \bar{a}_{DC}^n + \bar{a}_{DC}^{\tau} \\ \bar{a}_D = \bar{a}_{D_0} + \bar{a}_{DD_0}^k + \bar{a}_{DD_0}^r \end{cases}, \quad (4.5)$$

где $a_{DC}^n = \omega_4^2 l_{DC} = 19,54^2 \cdot 0,05 = 100,03 \text{ м/с}^2$,

тогда $cn_4 = \frac{a_{DC}^n}{\mu_a} = \frac{100,03}{100} = 1 \text{ мм}$;

$$\bar{a}_{D_0} = 0, \quad \bar{a}_{DD_0}^k = 0, \quad \bar{a}_{D_0}^r // OB.$$

Из построенного плана ускорений вычисляем:

абсолютные ускорения точек

$$a_B = (\pi v) \mu_a = 8,0 \cdot 100 = 800 \text{ м/с}^2;$$

$$a_D = (\pi d) \mu_a = 8,0 \cdot 100 = 800 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{S_2} = (\pi s_2) \mu_a = 15,5 \cdot 100 = 1550 \text{ м/с}^2;$$

тангенциальные составляющие относительных ускорений звеньев 2 и 4

$$a_{BA}^\tau = (n_2 v) \mu_a = 18,5 \cdot 100 = 1850 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{DC}^\tau = (n_4 d) \mu_a = 18,5 \cdot 100 = 1850 \text{ м/с}^2;$$

угловые ускорения звеньев 2 и 4

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{l_{AB}} = \frac{1850}{0,262} = 7061,1 \text{ рад/с}^2;$$

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{DC}^\tau}{l_{CD}} = \frac{1850}{0,262} = 7061,1 \text{ рад/с}^2.$$

Направление ε_2 и ε_4 получают путем помещения векторов \bar{a}_{BA}^τ и \bar{a}_{DC}^τ соответственно в точки B и D шатунов 2 и 4. Тогда поворот звеньев 2 и 4 под действием этих векторов вокруг точек A и C является направлением вращения ε_2 и ε_4 (поз. 1, лист 2).

4.3. Силовой расчет исполнительного механизма

Определение реакций в кинематических парах и уравновешивающего момента выполняется кинетостатическим методом по группам Ассура, начиная с самой удаленной, и заканчивая силовым расчетом механизма 1-го класса.

4.3.1. Определение внешних сил на звеньях

Первоначально определяем силы, действующие на звенья механизма.

Кривошип 1:

сила тяжести

$$G_1 = (m_1 + m_M)g = (7,56 + 41,826) \cdot 9,81 = 484,5 \text{ Н};$$

главный вектор сил инерции

$$F_{И1} = m_1 a_{S1} = 0 \quad (\text{т.к. центр масс кривошипа } S_1 \text{ неподвижен})$$

главный момент сил инерции

$$M_{И1} = I_{\Pi}^I \varepsilon_1 = 0,95748 \cdot 628,3 = 601,58 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

Главные вектора $\bar{F}_{Иi}$ и главные моменты $\bar{M}_{Иi}$ сил инерции направлены противоположно соответствующим линейным ускорениям центров масс звеньев \bar{a}_{S_i} и угловым ускорениям ε_i .

Шатун 2:

$$G_2 = m_2 g = 2,1 \cdot 9,81 = 20,6 \text{ Н};$$

$$F_{И2} = m_2 a_{S2} = 2,1 \cdot 1550 = 3255 \text{ Н};$$

$$M_{И2} = I_{S2} \varepsilon_2 = 0,0245 \cdot 7061,1 = 173 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Ползун (поршень) 3:

$$G_3 = m_3 g = 1,47 \cdot 9,81 = 14,42 \text{ Н};$$

$$F_{И3} = m_3 a_{S3} = 1,47 \cdot 800 = 1176 \text{ Н} \quad (\bar{a}_{S3} = \bar{a}_B);$$

сила давления газов на поршень $F_3 = 8836 \text{ Н}$.

Шатун 4. Т.к. $m_4 \approx 0$, $I_{S4} \approx 0$, тогда $G_4 \approx 0$, $F_{И4} \approx 0$, $M_{И4} \approx 0$.

Ползун (поршень) 5:

$$G_5 = m_5 g = 1,47 \cdot 9,81 = 14,42 \text{ Н};$$

$$F_{\dot{E}5} = m_5 a_{S5} = 1,47 \cdot 800 = 1176 \text{ Н} \quad (\bar{a}_{S5} = \bar{a}_D);$$

сила давления газов на поршень $F_5 = 8836 \text{ Н}$.

Примечание.

1. Силы F_3 и F_5 определены в п. 3.6.1.

2. В проектах 7 и 8 силы F_5 направлять противоположно скоростям \bar{V}_D штока компрессора (насоса).

4.3.2. Силовой расчет группы (4,5)

Отсоединяем группу Ассур (4,5) и строим ее в масштабе $\mu_l = 0,002 \text{ м/мм}$ (поз. 4, лист 2). Прикладываем к ползуну 5 внешние силы G_5 , $F_{\dot{E}5}$, F_5 . Действие отсоединенных звеньев 1 (кривошипа) и 0 (стойки) заменяем неизвестными реакциями \bar{F}_{41} (в точке C) и \bar{F}_{50} на ползуне (в точке D). Неизвестный вектор \bar{F}_{41} представляем как сумму

$$\bar{F}_{41} = \bar{F}_{41}^n + \bar{F}_{41}^t \quad (4.6)$$

где \bar{F}_{41}^n – нормальная составляющая реакции, $\bar{F}_{41}^n // CD$;

\bar{F}_{41}^t – тангенциальная составляющая реакции, $\bar{F}_{41}^t \perp CD$, определяется из уравнения

$$\sum M_D(F_i)_4 = 0 \quad \text{или} \quad F_{41}^t \cdot l_{CD} = 0,$$

т.к. $l_{CD} \neq 0$, то $F_{41}^t = 0$.

Следовательно, полная реакция $\bar{F}_{41} = \bar{F}_{41}^n$.

Неизвестные реакции определяются из уравнения равновесия сил группы (4,5):

$$\bar{F}_{41}^n + \bar{F}_{\dot{E}5} + \bar{G}_5 + \bar{F}_5 + \bar{F}_{50} = 0. \quad (4.7)$$

Уравнение (4.7) решается графически построением плана сил (поз.5, лист 2).

Выбираем масштабный коэффициент сил:

$$\mu_F = 40 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}.$$

Отрезки плана сил:

$$[1-2] = \frac{F_{И5}}{\mu_F} = \frac{1176}{100} = 11,8 \text{ мм};$$

$$[2-3] = \frac{G_5}{\mu_F} = \frac{14,42}{100} = 0,14 \text{ мм};$$

$$[3-4] = \frac{F_5}{\mu_F} = \frac{8836}{100} = 88,4 \text{ мм}.$$

Отложив $[1-2] \parallel \bar{F}_{И5}$, $[2-3] \parallel \bar{G}_5$, $[3-4] \parallel \bar{F}_5$, из начальной точки 1 проводится направление $\bar{F}_{41}^n \parallel CD$, а из точки 4 – направление $\bar{F}_{50} \perp OD$ (перпендикулярно направлению перемещения поршня 5). Точка 5 пересечения данных направлений замыкает план сил.

Из построенного плана сил группы (4,5) определяют реакции в крайних парах:

$$\bar{F}_{41} = \bar{F}_{41}^n = [5-1] \cdot \mu_F = 79 \cdot 100 = 7900 \text{ Н};$$

$$\bar{F}_{50} = [4-5] \cdot \mu_F = 14 \cdot 100 = 1400 \text{ Н}.$$

Внутреннюю реакцию \bar{F}_{45} в шарнире D определяем из условия равновесия сил одного звена, например, звена 4:

$$\bar{F}_{41} + \bar{F}_{45} = 0, \text{ отсюда } \bar{F}_{45} = -\bar{F}_{41} = 7900 \text{ Н.}$$

4.3.3. Силовой расчет группы (2,3)

Строим план группы (2,3) в масштабе $\mu_l = 0,002$ м/мм и прикладываем все внешние силы, действующие на звенья 2 и 3 (поз. 6, лист 2). Действие отброшенных звеньев 1 и 0 заменяем векторами реакций \bar{F}_{21} и \bar{F}_{30} . Причем неизвестную по величине и направлению \bar{F}_{21} представляем как сумму

$$\bar{F}_{21} = \bar{F}_{21}^n + \bar{F}_{21}^\tau.$$

Реакцию \bar{F}_{30} направим перпендикулярно направляющей ползуна 3.

Тангенциальную составляющую \bar{F}_{21}^τ определим из уравнения $\sum M_B(F_i)_2 = 0$ для звена 2:

$$F_{21}^\tau \cdot AB - F_{И2} h_2 - \frac{M_{И2}}{\mu_l} + G_2 \cdot h_3 = 0,$$

где AB, h_2, h_3 – отрезки, измеренные на плане группы (2,3) в мм.

Тогда

$$F_{21}^\tau = \frac{F_{И2} h_2 + \frac{M_{И2}}{\mu_l} - G_2 h_3}{AB} = \frac{3255 \cdot 73,5 + \frac{173}{0,002} - 20,6 \cdot 83}{131} = 2473,5 \text{ Н.}$$

Примечание. Если по расчетам $F_{21}^\tau < 0$, то первоначально выбранное направление F_{21}^τ на плане сил следует изменить на противоположное.

Составляющая \bar{F}_{21}^n , полная реакция \bar{F}_{21} и реакция \bar{F}_{30} определяются из плана сил группы, который строится по векторному уравнению равновесия группы (2,3):

$$\bar{F}_{21}^n + \bar{F}_{21}^{\tau} + \bar{F}_{И2} + \bar{G}_2 + \bar{G}_3 + \bar{F}_{И3} + \bar{F}_3 + \bar{F}_{30} = 0. \quad (4.8)$$

Принимаем масштабный коэффициент сил

$$\mu_F = 100 \frac{\text{Н}}{\text{мм}},$$

и вычисляем соответствующие отрезки плана сил:

$$[1-2] = \frac{F_{21}^{\tau}}{\mu_F} = \frac{2473,5}{100} = 24,7 \text{ мм}; \quad [2-3] = \frac{F_{И2}}{\mu_F} = \frac{3225}{100} = 32,6 \text{ мм};$$

$$[3-4] = \frac{G_2}{\mu_F} = \frac{20,6}{100} = 0,21 \text{ мм}; \quad [4-5] = \frac{G_3}{\mu_F} = \frac{14,42}{100} = 0,14 \text{ мм};$$

$$[5-6] = \frac{F_{И3}}{\mu_F} = \frac{1176}{100} = 11,8 \text{ мм}; \quad [6-7] = \frac{F_3}{\mu_F} = \frac{8836}{100} = 88,36 \text{ мм}.$$

Отрезки $[7-8] \perp OB$ и $[8-1] \parallel AB$, отображающие соответственно реакции \bar{F}_{30} и \bar{F}_{21}^n , являются неизвестными.

Строим план сил группы Ассур (поз. 7, лист 2) и из него определяем:

$$F_{21}^n = [8-1] \mu_F = 63,5 \cdot 100 = 6350 \text{ Н};$$

$$F_{21} = [8-2] \mu_F = 68 \cdot 100 = 6800 \text{ Н};$$

$$F_{30} = [7-8] \mu_F = 8 \cdot 100 = 800 \text{ Н}.$$

Для определения реакции \bar{F}_{23} во внутреннем шарнире B рассмотрим равновесие шатуна 2:

$$\bar{F}_{21}^n + \bar{F}_{21}^{\tau} + \bar{F}_{И2} + \bar{G}_2 + \bar{F}_{23} = 0. \quad (4.9)$$

Из уравнения (4.9) с учетом (4.8) видно, что для определения \bar{F}_{23} достаточно на имеющемся плане сил группы соединить точки 4 и 8, а следовательно

$$F_{23} = [4-8]\mu_F = 77 \cdot 100 = 7700 \text{ Н.}$$

4.2.4. Силовой расчет входного звена

Строим план положения механизма 1-го класса (поз. 8, лист 2). В точках *A* и *C* кривошипа со стороны групп Ассура (2,3) и (4,5) прикладываем реакции

$$\bar{F}_{12} = -\bar{F}_{21}, \quad \bar{F}_{14} = -\bar{F}_{41}.$$

Из центра вращения *O* опускаем перпендикуляры на линии векторов \bar{F}_{12} и \bar{F}_{14} , которые равны $h_1 = 24,9$ мм, $h'_1 = 24,5$ мм.

Кроме этого на кривошип действуют сила тяжести \bar{G}_1 и главный момент сил инерции $\bar{M}_{И1}$. Так как механизм выделен из машинного агрегата, то действие отсоединенной части трансмиссии автомобиля заменяется уравновешивающим моментом M_y , который определяем из уравнения моментов относительно точки *O*:

$$M_y + M_{И1} - F_{12} \cdot h_1 \cdot \mu_l - F_{14} \cdot h'_1 \cdot \mu_l = 0,$$

тогда

$$\begin{aligned} M_y &= F_{12} \cdot h_1 \cdot \mu_l + F_{14} \cdot h'_1 \cdot \mu_l - M_{И1} = \\ &= 6800 \cdot 24,9 \cdot 0,002 + 7900 \cdot 24,5 \cdot 0,002 - 601,58 = 124,2 \text{ Н} \cdot \text{м.} \end{aligned}$$

Примечание. Уравновешивающий момент M_y для ДВС является моментом сопротивления ($M_y \approx M_{\Pi}^C$), а для рабочей машины - движущим моментом ($M_y \approx M_{\Pi}^D$).

Уравнение равновесия кривошипа

$$\bar{F}_{12} + \bar{F}_{14} + \bar{G}_1 + \bar{F}_{10} = 0. \quad (4.10)$$

Выбираем масштабный коэффициент сил

$$\mu_F = 100 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}.$$

Отрезки плана сил кривошипа 1:

$$[1-2] = \frac{F_{12}}{\mu_F} = \frac{6800}{100} = 68 \text{ мм}; \quad [2-3] = \frac{F_{14}}{\mu_F} = \frac{7900}{100} = 79 \text{ мм};$$

$$[3-4] = \frac{G_1}{\mu_F} = \frac{484}{100} = 4,9 \text{ мм}.$$

Строим план сил по уравнению (4.10) (поз. 9, лист 2). Замыкающий отрезок $[4-1]$ отображает реакцию F_{10} , действующую на кривошип со стороны стойки:

$$F_{10} = [4-1] \mu_F = 34 \cdot 100 = 3400 \text{ Н}.$$

Примечание. Направление всех реакций указано стрелками на соответствующих векторах построенных планов сил.

5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Необходимо определить число зубьев колес 1,2,3, и 4 планетарного механизма (рис. 5.1, з), удовлетворяющее известной величине передаточного отношения u_{1H} при заданном числе сателлитов $k=3$.

Величину передаточного отношения u_{1H} определяем из общего передаточного отношения трансмиссии

$$u_{\text{общ}} = u_{ab} \cdot u_{H1} = \frac{u_{ab}}{u_{1H}},$$

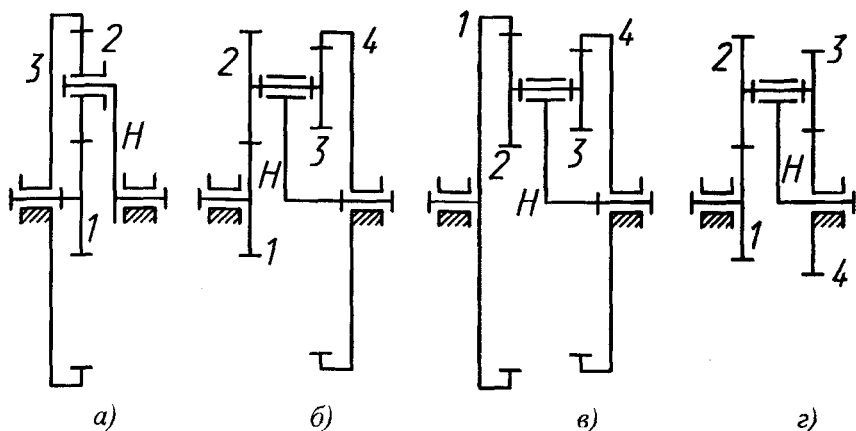


Рис. 5.1

где $u_{ab} = -\frac{Z_a}{Z_b} = -\frac{30}{10} = -3$ — передаточное отношение цилиндрической передачи с неподвижными осями;

$u_{H1} = \frac{1}{u_{1H}}$ — передаточное отношение от водила к центральному колесу 1 планетарной ступени.

Тогда

$$u_{1H} = \frac{1}{u_{H1}} = \frac{u_{ab}}{u_{\text{общ}}} = \frac{-3}{60} = -0,05 ,$$

где $u_{\text{общ}} = \frac{\omega_{\text{ДВ}}}{\omega_{\text{К}}} = \frac{n_{\text{ДВ}}}{n_{\text{К}}} = \frac{2000}{33,3} = 60$ — передаточное отношение от кривошипа (коленчатого вала двигателя) к карданному валу трансмиссии ($n_{\text{К}}$ — число оборотов карданного вала).

Для подбора чисел зубьев Z_1, Z_2, Z_3, Z_4 используем метод множителей [9]. По формуле Виллиса

$$u_{1H} = 1 - u_{14}^H = 1 - \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3},$$

$$\text{откуда} \quad \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3} = 1 - u_{1H} = 1 + 0,05 = 1,05 .$$

Полученное соотношение чисел зубьев заменяем отношением сомножителей

$$\frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3} = \frac{b \cdot d}{a \cdot c},$$

в результате чего числа зубьев колес Z_1, Z_2, Z_3, Z_4 оказываются пропорциональными соответственно числам a, b, c и d . Чтобы обеспечить условие соосности (модули всех зубчатых колес одинаковы, тогда $Z_1 + Z_2 = Z_3 + Z_4$) вводятся дополнительные множители

$$\frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3} = \frac{b(d+c) \cdot d(a+b)}{a(d+c) \cdot c(a+b)}. \quad (5.1)$$

Из условия (5.1) получаем числа зубьев

$$\begin{aligned} Z_1 &= a(d+c)\gamma; & Z_3 &= c(a+b)\gamma; \\ Z_2 &= b(d+c)\gamma; & Z_4 &= d(a+b)\gamma, \end{aligned}$$

где γ - некоторое положительное число.

При выборе γ следует учитывать условие отсутствия подрезания и интерференции зубьев. В рассматриваемом примере для колес без смещения необходимо, чтобы $Z_1 \geq 17; Z_2 \geq 17; Z_3 \geq 17; Z_4 \geq 17$. Кроме того, следует стремиться к получению наименьших габаритов передачи.

Рассмотрим следующие варианты:

$$1) \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3} = \frac{7 \cdot 3}{4 \cdot 5}; \quad 2) \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3} = \frac{3 \cdot 7}{4 \cdot 5}; \quad 3) \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3} = \frac{1 \cdot 21}{4 \cdot 5}.$$

Результаты определения чисел зубьев по трем вариантам представлены в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Вариант	a	b	c	d	γ	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4
1	4	7	5	3	1	32	56	55	38
2	4	3	5	7	1	48	36	35	49
3	1	5	21	1	1	104	26	25	105

Из табл. 5.1 видно, что наименьшие габариты обеспечивает 2-й вариант расчета.

Проверяем величину передаточного отношения

$$u_{1H} = 1 - u_{14}^H = 1 - \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3} = 1 - \frac{36 \cdot 49}{48 \cdot 35} = -0,05.$$

Условие соседства проверяем по $Z_2 = 36$; так как $Z_2 > Z_3$;

$$(Z_1 + Z_2) \sin \frac{180}{k} > Z_2 + 2, \quad (5.2)$$

где $k = 3$ – заданное число сателлитов, тогда

$$(48 + 36) \sin \frac{180}{3} = 72,75 > 36 + 2 = 38.$$

Таким образом, условие соседства выполняется.

Примечание. Если число сателлитов k не задано, то из (5.2) определяется максимально возможное число сателлитов

$$k_{max} = \frac{180}{\arcsin\left(\frac{Z_2 + 2}{Z_1 + Z_2}\right)} . \quad (5.3)$$

Тогда принимаем целое $k \leq k_{max}$.

Проверяем условие сборки [9]

$$\frac{u_{1H} \cdot Z_1 \cdot Z_3}{k \cdot D} = q ,$$

где D – наибольший общий делитель чисел $Z_1 = 48$, $Z_3 = 35$, т.е. в данном случае $D = 1$;

q – целое число.

Тогда

$$\frac{0,05 \cdot 48 \cdot 35}{3 \cdot 1} = 28 .$$

Условие сборки выполняется.

Окончательный вариант:

$$Z_1 = 48; Z_2 = 36; Z_3 = 35; Z_4 = 49; k = 3.$$

Определим делительные диаметры колес по формуле

$$d = mZ ,$$

где m – модуль, мм

$$d_1 = m \cdot Z_1 = 3 \cdot 48 = 154 \text{ мм}; \quad d_3 = m \cdot Z_3 = 3 \cdot 35 = 105 \text{ мм};$$

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 3 \cdot 36 = 108 \text{ мм}; \quad d_4 = m \cdot Z_4 = 3 \cdot 49 = 157 \text{ мм}.$$

По рассчитанным диаметрам колес согласно ГОСТ 2.770-68 в масштабе вычерчиваем схему планетарной передачи в двух проекциях (рис. 5.2, с. 55).

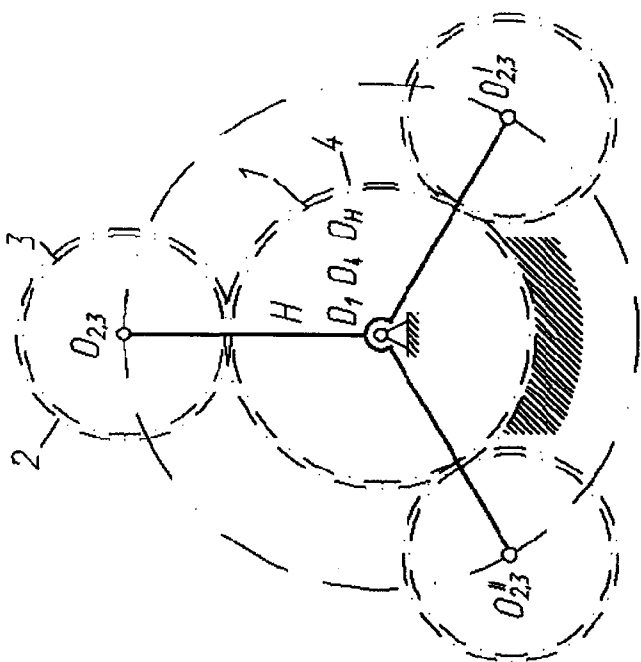
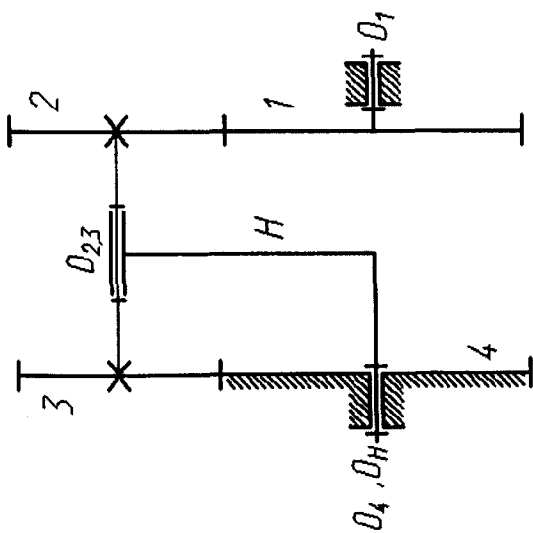


Рис. 5.2



Рассмотрим особенности проектирования других схем планетарных механизмов. Так, для однорядной схемы (рис. 5.1, а) целесообразно использовать генеральное уравнение синтеза [9]

$$Z_1 : Z_2 : Z_3 : \gamma = Z_1 \left[1 : \frac{u_{1H} - 2}{2} : u_{1H} - 1 : \frac{u_{1H}}{k} \right].$$

Из условия отсутствия подрезания зубьев число зубьев колеса 1 выбирают $Z_1 \geq 17$, а число γ должно быть целым положительным. Предельно возможное число сателлитов определяют по формуле (5.3).

Для схемы, изображенной на рис. 5.1, б, с одним внутренним и одним внешним зацеплениями, используется метод сомножителей [9]. Тогда по формуле Виллиса

$$\frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3} = u_{1H} - 1;$$

которая может быть представлена в виде

$$\frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3} = \frac{b \cdot d}{a \cdot c};$$

с учетом условия соосности имеем

$$\begin{aligned} Z_1 &= a(d - c)\gamma; & Z_3 &= c(a + b)\gamma; \\ Z_2 &= b(d - c)\gamma; & Z_4 &= d(a + b)\gamma. \end{aligned}$$

При выборе положительного числа γ необходимо учитывать условия отсутствия подрезания и интерференции зубьев: $Z_1 \geq 17$; $Z_2 \geq 17$; $Z_3 \geq 20$; $Z_4 - Z_3 \geq 8$.

Для схемы с двумя внутренними зацеплениями, изображенной на рис. 5.1, в, числа зубьев колес по методу сомножителей вычисляются по формулам

$$Z_1 = a(d - c)\gamma; \quad Z_3 = c(a - b)\gamma;$$

$$Z_2 = b(d - c)\gamma; \quad Z_4 = d(a - b)\gamma,$$

где a, b, c, d – соответствующие сомножители передаточного отношения u_{14}^H в обращенном движении.

При выборе положительного числа γ для этой схемы условие отсутствия подрезания интерференции имеет вид: $Z_2 \geq 20$; $Z_1 - Z_2 \geq 8$; $Z_3 \geq 20$; $Z_4 - Z_3 \geq 8$.

Для всех схем обязательна проверка на условие сборки.

6. ДИНАМИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

Основное назначение кулачковых механизмов – преобразование заданного движения кулачка в необходимое по технологическим условиям движение толкателя.

Примечание: в заданиях на курсовое проектирование применяются три вида кулачковых механизмов:

1-й вид – механизмы с поступательно движущимся роликовым толкателем [1, с. 48, рис. 2.16, а];

2-й вид – механизмы с качающимся роликовым толкателем [1, с. 48, рис. 2.16, в];

3-й вид – механизмы с тарельчатым толкателем [1, с. 48, рис. 2.16, б].

6.1. Задачи синтеза. Исходные данные для проектирования

Задачи синтеза:

- 1) расчет и построение закона движения толкателя;
- 2) определение основных размеров механизма, обеспечивающих его работу;
- 3) построение профиля кулачка, обеспечивающего выполнение заданного закона движения толкателя.

Входными параметрами синтеза являются:

- структурная схема механизма с указанием способа замыкания

- высшей кинематической пары;
- закон движения толкателя, который задается графически в виде диаграммы аналога ускорения от угла поворота кулака $S''(\varphi)$ или названием в соответствии с табл. 2.10 [1, с. 50-53];
- максимальное перемещение толкателя – линейное h или угловое ψ для 2-го вида;
- фазовые углы поворота кулачка: удаления $\varphi_{У}$, дальнего стояния $\varphi_{ДС}$, возвращения $\varphi_{В}$;
- максимально допустимый угол давления $\vartheta_{\text{доп}}$ (для 1-го и 2-го видов); если $\vartheta_{\text{доп}}$ не указан в задании на проектировании, то принять $\vartheta_{\text{доп}} = 30^\circ$ для 1-го вида и $\vartheta_{\text{доп}} = 40^\circ$ для 2-го вида;
- масса толкателя $m_{\text{т}}$, если она не задана в задании, то принять $m_{\text{т}} = 0,1m_2$,
где m_2 – масса шатуна;
- режим работы кулачкового вала (угловая скорость $\omega_{\text{к}}$, реверсивность, направление вращения).

При проектировании механизмов с роликовым толкателем вводят понятие центрового (или теоретического) профиля кулачка (на рис. 2.16 [1, с.48] он показан штрихпунктирной линией). Центральной профиль проходит через центр ролика и равноотстоит от рабочего (действительного) профиля кулачка.

Решение этих задач синтеза рассмотрим на примере кулачкового механизма с поступательно движущимся роликовым толкателем с силовым замыканием высшей кинематической пары (рис. 6.1) по следующим входным параметрам (табл. 6.1). Закон движения толкателя показан на рис. 6.2.

Таблица 6.1

$\omega_{\text{к}}$, с^{-1}	h , м	$\vartheta_{\text{доп}}$, град	$m_{\text{т}}$, кг	Фазовые углы, град			Закон движения толкателя	
				$\varphi_{У}$	$\varphi_{ДС}$	$\varphi_{В}$	при удалении	при возвращении
76,4	0,011	27	0,23	65	0	65	параболический $v = 1,5$	с равномерно возрастающим ускорением

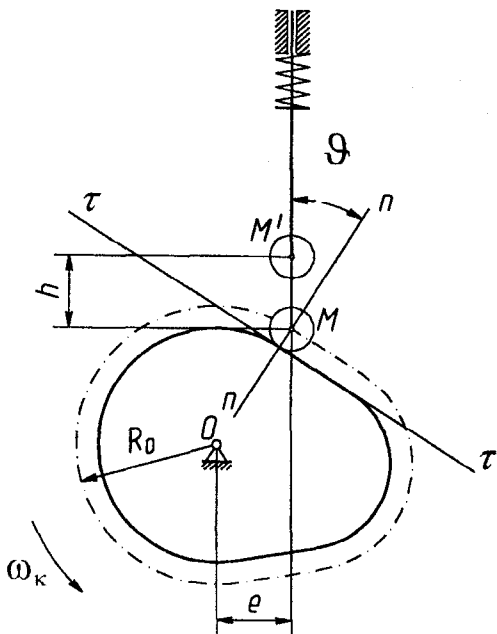


Рис. 6.1.

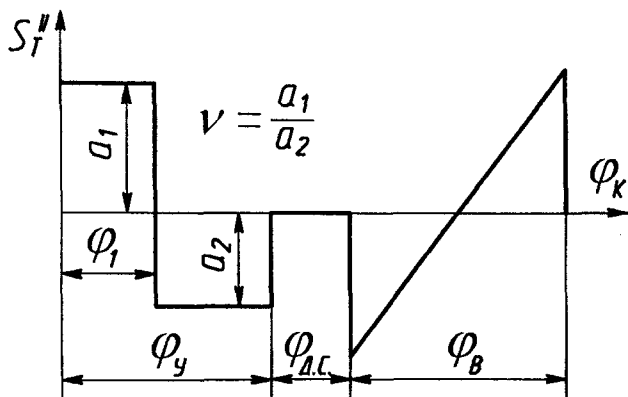


Рис. 6.2. Закон движения толкателя

Синтез проводится графическим методом.
Графическая часть раздела 6 приведена в прил. 3.

6.2. Расчет закона движения толкателя

Закон движения толкателя представляется в виде кинематических диаграмм перемещения $S(\varphi)$, аналога скорости $S'(\varphi)$, аналога ускорения $S''(\varphi)$ в функции угла φ поворота кулачка (рис. 6.2).

Рабочий угол кулачка

$$\varphi_P^0 = \varphi_Y^0 + \varphi_{ДС}^0 + \varphi_B^0 = 65^0 + 0^0 + 65^0 = 130^0.$$

Переводим эти углы в радианы

$$\varphi_P = \frac{\pi}{180} \varphi_P^0 = \frac{3,14}{180} \cdot 130 = 2,269 \text{ рад};$$

$$\varphi_Y = \varphi_B = \frac{\pi}{180} \varphi_Y^0 = \frac{3,14}{180} \cdot 65 = 1,1345 \text{ рад}.$$

Примем масштабный коэффициент углов по оси абсцисс:

$$\mu_\varphi = 0,015 \text{ рад/мм},$$

тогда отрезки l углов поворота кулачка по оси φ будут равны:

$$l_P = \frac{\varphi_P}{\mu_\varphi} = \frac{2,263}{0,015} = 150,86 \text{ мм};$$

$$l_Y = l_B = \frac{\varphi_Y}{\mu_\varphi} = \frac{1,1345}{0,015} = 75,43 \text{ мм}; \quad l_{ДС} = 0.$$

Рассчитаем максимальные значения аналогов скорости S'_{max} и аналогов ускорений S''_{max} по формулам [1, с. 50-53].

На фазе удаления толкатель движется по параболическому закону, для которого имеем:

$$\varphi_1 = \frac{\varphi_Y}{1 + \nu} = \frac{1,1345}{1 + 1,5} = 0,4538 \text{ рад};$$

$$l_{\varphi_1} = \frac{\varphi_1}{\mu_\varphi} = \frac{0,4538}{0,015} = 30,25 \text{ мм}.$$

$$S'_{y_{max}} = \frac{2h}{\varphi_y} = \frac{2 \cdot 0,011}{1,1345} = 0,0194 \text{ м};$$

при $0 \leq \varphi \leq \varphi_1$:

$$S''_{y_{max}} = \frac{2h}{\varphi_y \cdot \varphi_1} = \frac{2 \cdot 0,011}{1,1345 \cdot 0,4538} = 0,04273 \text{ м},$$

при $\varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_y$:

$$S''_{y_{max}} = -\frac{2h}{\varphi_y(\varphi_y - \varphi_1)} = -\frac{2 \cdot 0,011}{1,1345(1,1345 - 0,4538)} = -0,0284 \text{ м}.$$

На фазе возвращения толкатель движется по закону с равномерно возрастающим ускорением, для которого имеем:

$$S'_{B_{max}} = -\frac{3h}{2\varphi_B} = -\frac{3 \cdot 0,011}{2 \cdot 1,1345} = -0,0145 \text{ м};$$

$$S''_{B_{max}} = \pm \frac{6h}{\varphi_B^2} = \pm \frac{6 \cdot 0,011}{1,1345^2} = \pm 0,05128 \text{ м}.$$

Примем масштабные коэффициенты по оси ординат одинаковыми для двух графиков $S(\varphi)$ и $S'(\varphi)$:

$$\mu_S = \mu_{S'} = 0,0005 \frac{\text{м}}{\text{мм}},$$

а для графика $S''(\varphi)$

$$\mu_{S''} = 0,002 \frac{\text{м}}{\text{мм}}.$$

Вычисляем максимальные ординаты графиков:

перемещения $y_{S_{\max}} = \frac{h}{\mu_S} = \frac{0,011}{0,0005} = 22 \text{ мм} ;$

аналога скорости $y_{S'_{\max Y}} = \frac{S'_{y_{\max}}}{\mu_{S'}} = \frac{0,0194}{0,0005} = 38,8 \text{ мм} ;$

$$y_{S'_{\max B}} = \frac{S'_{B_{\max}}}{\mu_{S'}} = \frac{0,0194}{0,0005} = 38,8 \text{ мм} ;$$

аналога ускорения

при $0 \leq \varphi \leq \varphi_1$ $y_{S''_{\max Y}} = \frac{S''_{y_{\max}}}{\mu_{S''}} = \frac{0,04273}{0,002} = 21,36 \text{ мм} ;$

при $\varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_Y$ $y_{S''_{\max Y}} = \frac{S''_{y_{\max}}}{\mu_{S''}} = \frac{-0,0284}{0,002} = -14,24 \text{ мм} ;$

$$y_{S''_{\max B}} = \pm \frac{S''_{B_{\max}}}{\mu_{S''}} = \pm \frac{0,05128}{0,002} = \pm 25,24 \text{ мм} .$$

Примечания. 1. Для механизмов 2-го вида $h = l_K \cdot \psi$, (l_K – длина коромысла в метрах).

2. Для механизмов 3-го вида принять $\mu_S = \mu_{S''}$ и ординату $y_{\max} = 20$ мм.

Используя ординаты $y_{S''_{\max}}$ и отрезки l , строим геометрическим путем заданный график аналога ускорения $S''(\varphi)$ в поз. 1 листа 3 (при построении брать не менее 6-ти точек на фазах φ_Y и φ_B). На графике аналога скорости $S'(\varphi)$ откладываем максимальные ординаты $y_{S'_{\max Y}}$ и $y_{S'_{\max B}}$, а на графике перемещения $S(\varphi) - y_{S_{\max}}$ (поз. 2 и 3 листа 3). На фазе удаления кривые строим геометрическим путем, а на фазе возвращения кинематические характеристики

вычисляем по формулам [1, с. 51], в которые необходимо внести следующие изменения:

- 1) вместо φ_y подставляем φ_B в радианах;
- 2) текущее значение угла φ_i ;

$$\varphi_i = (14 - i) \cdot \Delta\varphi_B,$$

где
$$\Delta\varphi_B = \frac{\varphi_B}{6} = \frac{1,1345}{6} = 0,189 \text{ рад.}$$

3) полученные значения аналогов скоростей умножаются на «минус 1».

Например, для положения 10 получим:

$$\varphi_{10} = (14 - 10)\Delta\varphi_B = 4 \cdot 0,189 = 0,756 \text{ рад.}$$

$$S_{10} = h \cdot \frac{\varphi_{10}^2}{\varphi_B^2} \left(3 - 2 \frac{\varphi_{10}}{\varphi_B} \right) = 0,011 \left(\frac{0,756}{1,1345} \right)^2 \left(3 - 2 \frac{0,756}{1,1345} \right) =$$
$$= 0,00814 \text{ м.}$$

$$S'_{10} = -\frac{6h\varphi_{10}}{\varphi_B^2} \left(1 - \frac{\varphi_{10}}{\varphi_B} \right) = -\frac{6 \cdot 0,011 \cdot 0,756}{1,1345^2} \left(1 - \frac{0,756}{1,1345} \right) =$$
$$= -0,0129 \text{ м.}$$

$$y_{S_{10}} = \frac{S_{10}}{\mu_S} = \frac{0,00814}{0,0005} = 16,28 \text{ мм.}$$

$$y_{S'_{10}} = \frac{S'_{10}}{\mu_{S'}} = \frac{0,0129}{0,0005} = -25,8 \text{ мм.}$$

Вычисленные значения S и S' приведены в табл. 6.2.

Таблица 6.2

№ по- ложе- ния	8	9	10	11	12	13	14
φ_i , рад	1,1345	0,945	0,756	0,567	0,378	0,189	0
S , м	0,011	0,01018	0,00814	0,00549	0,00284	0,00081	0
y_S , мм	22	20,36	16,28	10,99	5,69	1,62	0
S' , м	0	-0,0081	-0,0129	-0,0145	-0,129	-0,0081	0
$y_{S'}$, мм	0	-16,19	-25,87	-29	-25,87	-16,19	0

Примечание. Такие законы движения толкателя, как параболический, синусоидальный и косинусоидальный проще строить при помощи геометрических методов. Построение остальных кривых ведется либо графическим интегрированием, либо аналитически по соответствующим формулам [1, с. 50-53].

6.3. Определение основных размеров механизма

Основными размерами кулачкового механизма с поступательно движущимся роликовым толкателем являются минимальный радиус центрового профиля кулачка r_0 (радиус основной шайбы) и смещение e оси толкателя. Эти размеры определяются из условия недопущения заклинивания, т.е. углы давления при любом положении механизма не должны превышать предельно допустимого ($\vartheta \leq \vartheta_{\text{доп}}$).

При графическом решении строится совмещенная диаграмма $S(S')$ путем исключения общего параметра φ из графиков перемещения $S(\varphi)$ и аналога скорости $S'(\varphi)$ (поз.4 лист 3), построенных в одном масштабе $\mu_S = \mu_{S'}$. Для этого по оси ординат откладываются перемещения толкателя согласно графику $S=S(\varphi)$. Через полученные точки M_1, M_2, \dots, M_7 проводятся прямые, параллельные оси абсцисс. На этих прямых от оси ординат откладываются отрезки, равные аналогам скоростей в масштабе $\mu_S = \mu_{S'}$. При этом учитываем, что аналоги скорости для фазы удаления откладываются в направлении вращения кулачка, а для фазы возвращения – в

обратную сторону. Соединив плавной кривой концы отрезков $1', 2', \dots, 13'$, получим график $S(S')$.

Поскольку требуется спроектировать механизм с силовым замыканием высшей пары и с нереверсивным режимом работы, то основные размеры (r_0 и e) определяются только на фазе удаления. Поэтому первый луч проводится под углом $\vartheta_{\text{доп}}$ к оси S , который касается кривой $S(S')$ на фазе удаления. Вторым ограничивающим луч проводится через точку M_1 под углом $\vartheta_{\text{доп}}$ к оси S . В пересечении этих лучей получаем точку O , являющуюся центром вращения кулачка минимальных размеров.

$$r_0 = OM_1 \cdot \mu_S = 40 \cdot 0,0005 = 0,02 \text{ м};$$

Перпендикуляр, опущенный из точки O на ось S , определяет величину смещения

$$e = OK \cdot \mu_S = 18 \cdot 0,0005 = 0,009 \text{ м}.$$

Примечание. 1. Для кулачкового механизма с качающимся коромыслом минимальный радиус центрального профиля r_0 и межосевое расстояние $a(l_0)$ определяются согласно примера 3 п.2 [1, с. 73] (см. рис. 6.3);

2. Для кулачкового механизма с тарельчатым толкателем минимальный радиус r_0 определяется из условия выпуклости профиля кулачка методом Геронимуса согласно примера 2 п.2 [1, с. 67] и рис. 6.4 по диаграмме $S(S')$. Диаметр тарелки толкателя d_τ определяется по максимальному аналогу скоростей S' : $d_\tau \geq 2 S'_{\text{max}}$.

6.4. Построение центрального и рабочего профилей кулачка

Центровой профиль кулачка строится графически методом обращения движения (поз.5, лист 3). Для этого из выбранного центра O проводим две окружности радиусами $r_0 = 40$ мм и $e = 18$ мм в масштабе $\mu_S = 0,0005$ м/мм, затем проводим вертикальную линию, касательную к окружности радиуса e – линию движения толкателя. Строим разметку хода толкателя и получаем точки M_1, M_2, \dots, M_7 для фазы удаления. От луча OM_7 в направлении, противоположном

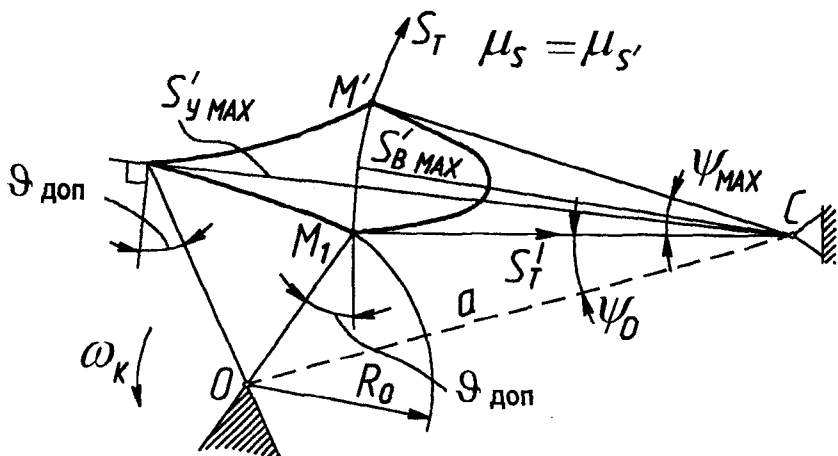


Рис. 6.3. Схема определения основных размеров кулачкового механизма с коромысловым роликовым толкателем

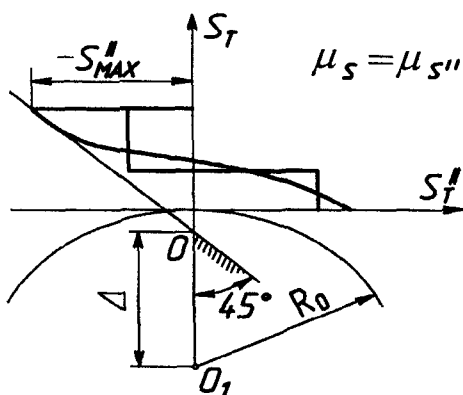


Рис. 6.4. Схема определения основных размеров кулачкового механизма с тарельчатым толкателем

ном угловой скорости кулачка, откладываем последовательно фазовые углы φ_y , $\varphi_{дс}$, φ_v . Дугу, стягивающую угол φ_y , делим на шесть равных частей и получаем точки 1, 2, 3, ..., 7, через которые проводим касательные к окружности радиуса e . Затем радиусами OM_2 , OM_3 , ..., OM_7 проводим дуги до пересечения с соответствующими касательными. Получаем точки $2'$, $3'$, ..., $7'$, которые являются положениями центра ролика толкателя в обратном движении. Соединив полученные точки плавной кривой, будем иметь центровой профиль кулачка для фазы удаления. Для фазы возвращения построения выполняются аналогичным образом.

Профиль кулачка для фазы дальнего стояния очерчивается по дуге окружности радиуса $r_{max} = OM_7$.

Для построения рабочего профиля кулачка определяется радиус ролика по двум условиям:

1) из условия конструктивных ограничений при больших значениях r_0 :

$$r_p \leq 0,4 \cdot R_0 = 0,4 \cdot 40 = 16 \text{ мм};$$

2) из условия недопущения заострения или самопересечения рабочего профиля

$$r_p \leq (0,6 \div 0,8) \rho_{min} = 0,6 \cdot 17 = 10,2 \text{ мм},$$

где ρ_{min} – минимальный радиус кривизны центрального профиля кулачка, определяемый графически по трем точкам на наиболее выпуклом участке.

Из двух условий принимаем меньшее значение: $r_p = 10 \text{ мм}$.

Рабочий профиль кулачка найдем как эквидистантную кривую, отстоящую от центрального профиля кулачка на расстоянии равном радиусу ролика r_p .

Примечания. 1. Построение профиля кулачка для механизма с качающимся роликовым толкателем проводится согласно примера 3 п.4 и 5 [1, с. 75].

2. Для механизма с тарельчатым толкателем – согласно примера 2 п.3 [1, с. 72]. Причем сначала строится центровой профиль центра тарелки толкателя, а затем рабочий профиль, используя отрезки y' графика аналогов скоростей $S' = S'(\varphi)$.

6.5. Определение и построение графика угла давления

Угол давления ϑ – это угол между нормалью n – n к профилю кулачка в точке контакта с роликом и вектором скорости центра ролика толкателя (рис. 6.1). Он характеризует передачу сил в кулачковом механизме и служит для оценки опасности заклинивания.

Углы давления ϑ_i определяются графически из совмещенной диаграммы $S(S')$ (поз. 4), соединяя точки $1', 2', \dots, 13'$ диаграммы с центром O кулачка и измеряя транспортиром углы между прямыми $O1', O2', \dots, O13'$ и осью S толкателя. Результаты измерений углов давления приводятся в табл. 6.3.

Таблица 6.3

№ положений	1,14	2	3	4	5	6	7,8	9	10	11	12	13
ϑ_i , град	-27	-5	20	23	7	-9	-19	-30	-39	-46	-47	-42

По результатам табл. 6.3 строим график углов давления в масштабе $\mu_\vartheta = 2$ град/мм (поз. 6 лист 3). Делаем оценку опасности заклинивания, проводя горизонтальные прямые на уровне $\pm \vartheta$ доп. На фазе возвращения график углов давлений пересекает допустимую область. Однако возможность заклинивания предотвращается пружиной. На фазе удаления опасности заклинивания нет.

Примечание. 1. Для 1-го вида кулачкового механизма углы давления могут быть определены по аналитическим формулам (2.13) [1, с. 55], а для 2-го вида – (2.14) [1, с. 56].

2. Для механизма с тарельчатым толкателем углы давления $\vartheta_i = 0$, поэтому вместо графика $\vartheta(\varphi)$ строится линия зацепления (рис. 2.29 [1, с. 72]).

6.6. Расчет жесткости замыкающей пружины

Чтобы толкатель при больших ускорениях не отрывался от профиля кулачка под действием силы инерции, предусматривается силовое замыкание высшей кинематической пары пружиной растяжения-сжатия (рис. 6.1). Жесткость пружины должна быть такая, что-

бы сила упругости пружины $F_{\text{ПР}}$ превышала максимальную отрывающую силу инерции толкателя, т.е. $F_{\text{ПР}} > F_{\text{ОТР}}$.

Максимальную силу инерции определяем по рассчитанному ранее (п. 6.2) максимальному аналогу ускорения S''_{max} .

$$F_{\text{Иmax}} = -m_{\text{T}} a_{\text{T}} = \left| m_{\text{T}} \omega_{\text{К}}^2 S''_{\text{max}} \right| = \left| 0,23 \cdot 76,4^2 \cdot 0,05128 \right| = 68,84 \text{ Н},$$

где m_{T} – масса толкателя;

$\omega_{\text{К}}$ – угловая скорость кулачка.

Так как сила инерции $\bar{F}_{\text{И}}$ противоположна ускорению толкателя (аналогу ускорения S''), то график силы инерции в функции перемещения толкателя $F_{\text{И}}(S)$ строится на основании графиков аналога ускорения $S''(\varphi)$ и перемещения $S(\varphi)$ путем исключения угла φ . Поскольку S''_{max} получается большим на фазе возвращения, то график $F_{\text{И}}(S)$ строится для фазы возвращения. Масштабный коэффициент графика сил инерции

$$\mu_F = \frac{F_{\text{Иmax}}}{X_{\text{Иmax}}} = \frac{68,84}{25,64} = 2,68 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}.$$

В точке равенства упругой силы и силы инерции толкателя упругую силу увеличивают на величину

$$F_0 = 0,2 \cdot F_{\text{Иmax}} = 0,2 \cdot 68,84 = 13,76 \text{ Н (поз. 7 лист 3)},$$

и получаем точку m графика силы упругости пружины.

От начальной точки графика $F_{\text{И}}(S)$ на оси S откладываем предварительное растяжение-сжатие пружины $f_1 = h$ и получаем точку g . Через точки m и g проводим прямую линейного графика сил упругости пружины $F_{\text{ПР}}(S)$.

Определяем максимальную силу упругости пружины

$$F_{\text{ПРmax}} = \mu_F \cdot Nm = 2,68 \cdot 30,76 = 82,45 \text{ Н}.$$

Необходимая жесткость пружины

$$C = \frac{F_{\text{ИР max}}}{f_1 + h_3} = \frac{82,45}{22 + 22} = 1,87 \frac{\text{Н}}{\text{мм}},$$

где h_3 – перемещение толкателя, соответствующее максимальному значению силы $F_{\text{И max}}$, в нашем случае $h_3 = h$.

7. СИНТЕЗ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ МЕХАНИЗМАМИ МАШИНЫ-АВТОМАТА ПО ТАКТОГРАММЕ

Требуется спроектировать систему путевого управления работой трех механизмов M_1, M_2, M_3 по заданной тактограмме. Необходимо определить число, вид и схему соединений логических элементов ($ЛЭ$), обеспечивающих последовательную работу механизмов M_i по тактограмме 232311. Синтез проводится численно-алгебраическим методом в двоичной системе с помощью таблиц включений по методике литературы [1, 3, 7]. Разработать принципиальную пневматическую схему управления на пневмоэлементах, в которой механизмами M_i являются пневмоцилиндры с поршнями.

Графическая часть раздела 6 приведена в прил. 4.

7.1. Построение заданной тактограммы и проверка ее реализуемости

Тактограмма показывает графически последовательность работы отдельных механизмов машины в зависимости от тактов работы. Такт – это промежуток времени, в течение которого работает (движется) только один механизм (остальные неподвижны). Изображаем на тактограмме (поз. 1 лист 4) последовательность работы механизмов машины. Так как работа каждого механизма M_i ($i = 1, 2, 3$) состоит из прямого хода («Вперед») и обратного («Назад»), то цикл работы трех механизмов в машине содержит 6 тактов движения (или работы), в каждом из которых совершается одностороннее движение одного M_i (поршня пневмоцилиндра). По заданной тактограмме 232311: в 1-м такте совершает ход вперед механизм M_2

($M1$ и $M3$ неподвижны), во 2-м такте – ход вперед механизм $M3$ ($M1$ и $M2$ неподвижны), в 3-м такте – ход назад $M2$, в 4-м такте – ход назад $M3$, в 5-м такте – ход вперед $M1$, в 6-м такте – ход назад $M1$. Движение «Вперед» показано на тактограмме наклонной прямой вверх «/», движение «Назад» – обратной прямой «\», неподвижность в исходном положении – горизонтальным отрезком «_», а неподвижность в противоположном крайнем положении – отрезком « $\bar{\quad}$ ».

Обозначим на тактограмме в начале каждого такта значения входных двоичных сигналов x_i , подаваемых конечными выключателями K_i в крайних положениях поршня M_i : $x_i = 1$ в левом крайнем положении (обратный или инверсный сигнал при этом $\bar{x}_i = 0$) и $x_i = 0$ ($\bar{x}_i = 1$) в правом крайнем положении. Инверсные сигналы \bar{x}_i на тактограмме не показаны.

Проверяем реализуемость тактограммы. Тактограмма будет реализуема, если значения входных сигналов x_i в начале каждого такта различны. Для проверки на реализуемость назначаем веса сигналов q_i : для сигнала x_1 вес $q_1 = 2^1 = 2$, для x_2 вес $q_2 = 2^2 = 4$, для x_3 вес $q_3 = 2^3 = 8$. Определяем затем веса тактов Q_j (1, 2, ..., 6) как сумму произведений в каждом такте значений сигналов x_i на их веса q_i :

$$Q_j = \sum_{i=1}^3 q_i x_i = x_1 \cdot q_1 + x_2 \cdot q_2 + x_3 \cdot q_3.$$

Так, в 1-м такте $Q_1 = 1 \cdot 2 + 1 \cdot 4 + 8 = 14$;

во 2-м такте $Q_2 = 1 \cdot 2 + 0 \cdot 4 + 1 \cdot 8 = 10$.

В нашем случае веса тактов совпадают в 1-м и 5-м тактах ($Q_1 = Q_5 = 7$), поэтому тактограмма нереализуема, так как в совпадающих тактах появляется неопределенность работы механизмов M_i .

Примечание. Если веса во всех тактах различны, то тактограмма реализуема, добавочных элементов памяти не нужно, тогда следует перейти сразу к подразделу 7.2.

Для перевода тактограммы в реализуемую вводим добавочный логический элемент памяти Π с входным сигналом Z . Рекомендуется включать память и выключать за один такт до совпадающего. В нашем случае включаем память ($z = 1$) в 6-м такте (перед совпадающим 1-м) и выключаем ($z = 0$) в 4-м такте (перед совпадающим 5-м). Назначаем вес памяти $q_{\Pi} = 2^0 = 1$. Подсчитаем теперь веса тактов $Q_{\Pi j}$ с учетом сигнала памяти

$$Q_{\Pi j} = Q_j + z \cdot q_{\Pi}.$$

$$\text{В 1-м такте } Q_{\Pi 1} = Q_1 + z \cdot q_{\Pi} = 14 + 1 \cdot 1 = 15;$$

$$\text{2-м такте } Q_{\Pi 2} = Q_2 + z \cdot q_{\Pi} = 10 + 1 \cdot 1 = 11.$$

Так как веса Q_{Π} получились во всех тактах различными, то тактограмма реализуема с одним элементом памяти Π .

Примечание. При совпадении весов Q_j в трех и более тактах могут понадобиться два (и более) элемента памяти Π_1, Π_2 с сигналами z_1, z_2 .

7.2. Составление таблицы включений

Показываем функциональную зависимость выходных сигналов f_i , управляющих работой механизмов и элемента памяти от входных сигналов x_i и z в виде таблицы включений, являющейся таблицей состояний системы управления. В верхней части таблицы включений (поз. 2 лист 4) записаны значения входных сигналов от механизмов M_i и Π во всех логических тактах. Такты движения 4 и 6, в которых на тактограмме включается и выключается память, разделяем на два логических такта 4а и 4б, 6а и 6б. С учетом этого цикл работы системы управления СУ будет состоять из 8-ми логических тактов.

Примечание. В реализуемой тактограмме (без элемента памяти Π) останутся 6 логических тактов СУ. При двух же элементах памяти Π_1, Π_2 цикл работы СУ будет состоять из 10 логических тактов.

Переносим в таблицу включений из тактограммы значения входных сигналов x_i и z , причем в тактах $4a$ и $6a$ сначала показываем изменение сигналов механизмов $M2$ и $M1$, а затем в тактах $4б$ и $6б$ производим изменение сигналов памяти z (с 1 на 0 и с 0 на 1). Тактирующие сигналы, которыми j -й такт отличается от предыдущего $j-1$, отмечены звездочкой (*) в каждом такте.

В нижней части таблицы включений записываем по два выходных сигнала f_i на движение механизмов M_i и на переключение памяти: f_i на движение вперед (или f_z на включение памяти) и инверсный $f_{\bar{i}}$ — на движение назад (или $f_{\bar{z}}$ на выключение памяти). На основании тактограммы расставляем в соответствующих тактах таблицы включений значения выходных сигналов f . В одном такте рабочего состояния ставим $f_i = 1$, когда M_i движется вперед (инверсный сигнал $f_{\bar{i}}$ в этом такте обязательно 0), соответственно в другом такте $f_{\bar{i}} = 1$ на движение назад (инверсный сигнал здесь $f_i = 0$). От такта, где $f_i = 0$, до такта, где $f_i = 1$, вправо по ходу цикла ставим запрещенные состояния с $f = 0$, остальные (безразличные) состояния отмечаем прочерками (-). Причем выходные сигналы памяти $f_z = 1$ и $f_{\bar{z}} = 1$ поставлены в тактах с «а» ($4a$, $6a$), когда на тактограмме включается-выключается память, а сигналы механизмов (если они попадают на совпадающие такты) поставлены в тактах с «б» ($4б$, $6б$). Так, для механизма $M1$ ставим рабочие состояния $f_1 = 1$ на движение вперед в такте 5 ($f_{\bar{1}} = 0$), а на движение назад $f_{\bar{1}} = 1$ в такте 6б ($f_1 = 0$). Запрещенные $f_1 = 0$ ставим от первого 0 вправо до 1 инверсного ($f_{\bar{1}} = 0$ в тактах 6б, 1, 2, 3, $4a$, $4б$, $f_{\bar{1}} = 0$ в тактах 5, $6a$).

Проверка: в каждом такте должен быть один рабочий сигнал $f_i = 1$ и во всех тактах одинаковое число запрещенных сигналов с $f_i = 0$ и безразличных.

7.3. Составление формул включения и их упрощение

Формулы включения представляют собой алгебраические зависимости выходных сигналов в рабочем состоянии (при $f = 1$) от входных сигналов x_i . В таблицу формул включения (поз. 3, лист 4) выписаны из таблицы включений для каждого выхода f_i значения входных сигналов из такта рабочего состояния, когда $f_i = 1$, и из тактов запрещенных состояний, когда $f_i = 0$. Причем в число входных сигналов x_i и z не записывается то x_i , для которого составляется формула f_i , т.е. для f_1 и $f_{\bar{1}}$ без x_1 , для f_2 и $f_{\bar{2}}$ без x_2 и т.д. Так, для $M1$ из такта 5 таблицы включений, где $f_1 = 1$, записаны в рабочее состояние значения $x_2 = 1$, $x_3 = 1^*$, $z = 0$, а в запрещенные состояния выписаны значения x_2 , x_3 и z из тактов запрещенных состояний $6б$, 1, 2, 3, $4а$, $4б$, где $f_1 = 0$. Для $f_{\bar{1}} = 1$ выписано рабочее состояние из такта $6б$ ($x_2 = 1$, $x_3 = 1$, $z = 1$), а запрещенные состояния – из тактов $6а$ и 5.

Исходные формулы включения записаны в виде логических произведений входных сигналов x_i и z в рабочем состоянии при $f = 1$. Причем значению $x = 0$ (или $z = 0$) соответствует инверсная запись \bar{x}_i (или \bar{z}), так как при $x_i = 0$ будет $\bar{x}_i = 1$, что нужно для получения по правилам логического умножения $f_i = 1$ в рабочем состоянии. Например, для включения $M1$ вперед исходная формула

$$f_1 = x_2 x_3 \bar{z},$$

так как в рабочем состоянии здесь $x_2 = 1$, $x_3 = 1^*$, $z = 0$.

Для сокращения числа логических элементов в блоке управления СУ производим упрощение исходных формул. Упрощение проведено методом перебора, сравнивая различные варианты сокращенных наборов x_i рабочего состояния.

Примечание. Последовательность упрощения формул:

1) В качестве 1-го варианта упрощения берется из рабочего состояния один тактирующий сигнал x_i^* (или z^*). Если тактирующий сигнал не встречается в запрещенных состояниях, то упрощенная формула сведется к одному входному сигналу $f_i = x_i^*$ (или z^*).

2) Если тактирующий сигнал встречается в запрещенных состояниях, то смотрим варианты формул f_i из двух сигналов x_i (или z), один из которых обязательно тактирующий. Если варианта из двух x_i (или z) нет в запрещенных состояниях, то упрощенная формула запишется в виде логического произведения этих двух сигналов: $f_i = x_i^* \cdot x_j$ (или $f_i = x_i \cdot z^*$).

3) Если же все варианты упрощения из двух x_i имеются в запрещенных состояниях, то исходная формула не упрощается.

Так, для выхода $f_{\bar{1}}$ упрощенная формула запишется одним тактирующим сигналом $f_{\bar{1}} = z$, так как тактирующий сигнал не встречается в запрещенном состоянии. Для выхода f_1 тактирующий сигнал $x_3 = 1^*$ встречается в запрещенных состояниях, поэтому смотрят варианты упрощенной формулы из двух сигналов с тактирующим: $f_1 = x_2 \cdot x_3$ и $f_1 = x_3 \cdot \bar{z}$. Так как вариант $f_1 = x_3 \cdot \bar{z}$ (т.е. $x_3 = 1^*$, $z = 0$ или $\bar{z} = 1$) нет в запрещенных состояниях, то его оставляем в упрощенной формуле. Для выхода же f_2 упрощение до одного, двух сигналов x и z невозможно, поэтому упрощенная формула равна исходной.

7.4. Разработка пневматической схемы управления

В пневматической схеме управления (поз. 4, лист 4) показаны три механизма ($M1$, $M2$, $M3$) в виде пневмоцилиндров с поршнями. Для формирования входных сигналов x_i и \bar{x}_i в крайних положениях поршня поставлены справа по два входных логических элемента K_i и $K_{\bar{i}}$ в виде двухпозиционных трехлинейных пневмовыключателей. Для управления работой пневмоцилиндров показаны выход-

ные логические элементы в виде двухпозиционных четырехлинейных пневмораспределителей ПР, на которые подаются выходные управляющие сигналы f_i и $f_{\bar{i}}$. Элемент памяти П также взят в виде пневмораспределителя ПР₄, который выдает входные сигналы z и \bar{z} по выходным сигналам f_z и $f_{\bar{z}}$.

Логическое преобразование входных сигналов x_i и z в выходные сигналы f по упрощенным формулам включения осуществляется в логическом блоке управления БУ. В этом блоке поставлено столько двоичных логических элементов (ЛЭ) умножения «И», сколько знаков умножения в упрощенных формулах. В данном случае – четыре ЛЭ «И». В блоке управления БУ соединены линии входных сигналов x_i и z с линиями выходных сигналов f_i по упрощенным формулам включения. Так, по формуле $f_1 = x_3 \cdot \bar{z}$ линии входных сигналов x_3 и \bar{z} подсоединяем к двоичному ЛЭ умножения «И», а к его выходу присоединена линия выходного сигнала f_1 . По формуле же $f_{\bar{1}} = z$ соединяем напрямую выход $f_{\bar{1}}$ со входом z и т.д.

Примечание. При отсутствии в упрощенных формулах знаков умножения соответственно в БУ не показывают ЛЭ «И», и входы x_i соединяются с выходами f_i на прямую по упрощенным формулам.

7.5. Проверка работы системы управления

Схема управления показана в исходном состоянии начала 1-го такта, когда поршни всех M_i занимают крайние левые положения, нажаты пневмовыключатели K_1, K_2, K_3 , не нажаты $K_{\bar{1}}, K_{\bar{2}}, K_{\bar{3}}$, включен элемент памяти П. При включении пневмокрana (не показан на схеме) и подаче сжатого воздуха в систему входные пневмовыключатели K_i и память П выдадут входные сигналы $x_1 = 1, x_2 = 1, x_3 = 1, z = 1$. В соответствии с упрощенными формулами включения при этом на выходе БУ в 1-м такте появится выходной сигнал $f_2 = x_1 \cdot x_3 \cdot z = 1$, под действием которого пневмораспределитель ПР₂ переключится влево и подаст сжатый воздух в левую полость

пневмоцилиндра M_2 , и его поршень пойдет вправо. В конце своего хода поршень M_2 нажмет справа выключатель K_2 и остановится. В начале 2-го такта от K_2 появится входной сигнал $x_2 = 1$ (и ранее $x_2 = 0$) и останутся $x_1 = 1$, $x_3 = 1$, $z = 1$. Поэтому на выходе БУ во 2-м такте появится выходной сигнал $f_3 = \bar{x}_2 = 1$, под действием которого пневмораспределитель $ПР_3$ переключится влево и подаст воздух в левую полость пневмоцилиндра M_3 , и его поршень пойдет вправо, отжав выключатель K_3 , что вызовет входной сигнал $x_3 = 0$. И далее будет осуществляться цикл работы по тактограмме 232311.

Примечание. В записке проекта студент описывает не менее 2 первых тактов с учетом и возможных логических «а» и «б» (например, 1, 2а, 2б или 1а, 1б, 2).

Литература

1. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / Под общ. ред. Г.Н. Девойно. – Мн.: Выш. шк., 1986. – 285 с.

2. Теория механизмов и машин: методические указания и контр. задания для студентов-заочников инженерно-технических специальностей вузов / Н.И. Левитский, Л.П. Солдаткин, В.Д. Плахин, Ю.Я. Гуревич. – М.: Высш. шк., 1989. – 127 с.

3. Левитская, О.Н., Левитский, Н.И. Курс теории механизмов и машин. – М.: Высш. шк., 1985. – 280 с.

4. Методические указания по выполнению курсового проекта по теории механизмов и машин для студентов-заочников машиностроительных специальностей / П.П. Анципорович [и др.]. – Мн.: БПИ, 1987. – 58 с.

5. Анципорович, П.П., Акулич, В.К., Дворянчикова, А.Б. Методическое пособие по курсовому проектированию по дисциплине «Теория механизмов и машин» для студентов инженерно-технических специальностей. – Мн.: БГПА, 1994. – 86 с.

6. Теория механизмов, машин и манипуляторов. Курсовое проектирование: учебно-методическое пособие для студ.-заочников машиностроительных специальностей / П.П. Анципорович [и др.]. – Мн.: БНТУ, 2004. – 67 с.; вкл. 4.

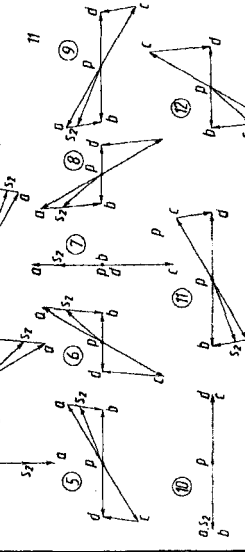
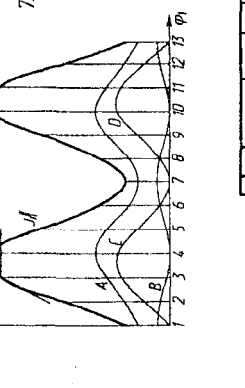
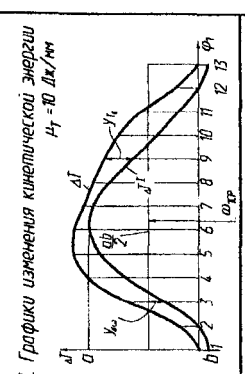
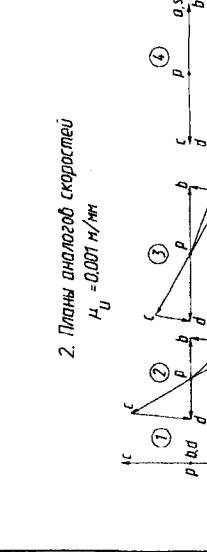
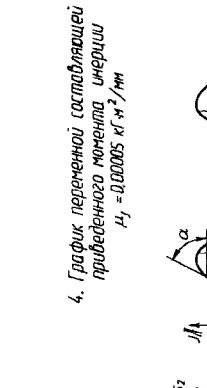
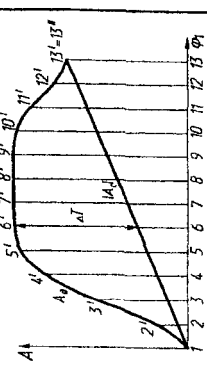
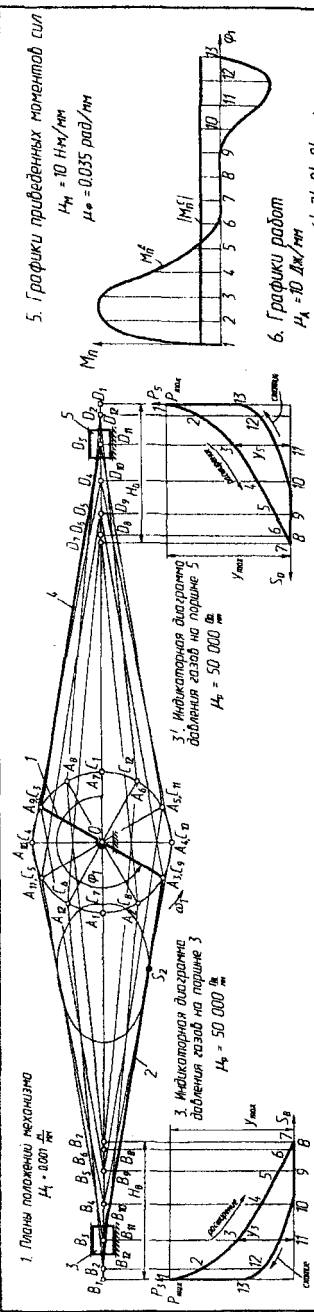
7. Астахов, Э.И., Зинкевич, В.И., Кудин, В.В. Задания по курсовому проектированию по теории механизмов и машин для студентов-заочников автотракторных специальностей. – Мн.: БГПА, 1999. – 40 с.

8. Астахов, Э.И. Синтез логических систем управления механизмами машин-автоматов. – Мн.: БПИ, 1983. – 43 с.

9. Теория механизмов и машин / Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.

10. Машков, А.А. Теория механизмов и машин: учебное пособие. – Мн.: Выш. школа, 1971. – 1971 с.

Приложения

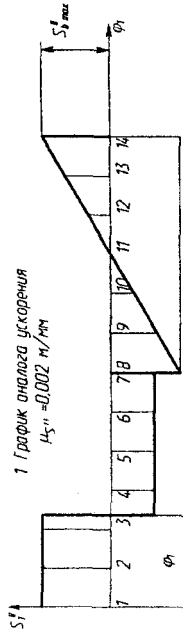


Курсовой проект по ТМУ

Агрегат машинный Динамический синтез и анализ	Авт	Масса	Мощность
	Дет	1	Дет/мощ
Легковой автомобиль	Авт	Масса	Мощность
	Дет	1	Дет/мощ

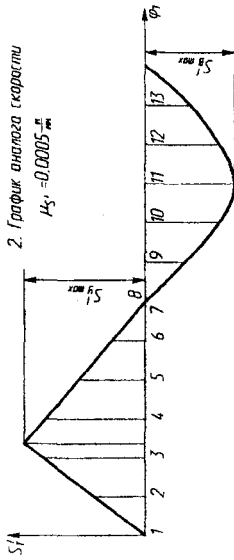
1 График аналога ускорения

$$\mu_{5''} = 0,002 \text{ м/мм}$$



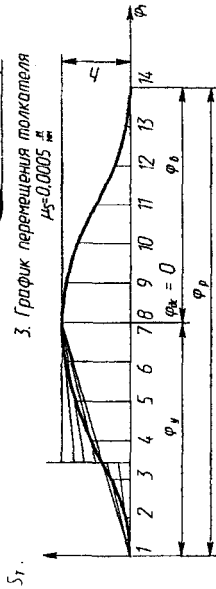
2. График аналога скорости

$$\mu_{5'} = 0,0005 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$



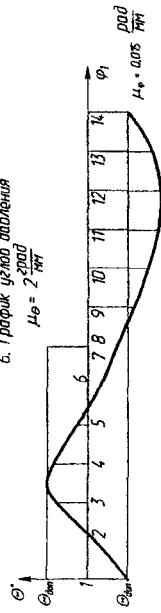
3. График перемещения толкателя

$$\mu_5 = 0,0005 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$



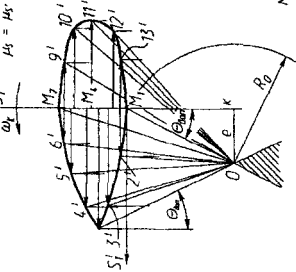
6. График углов давления

$$\mu_\theta = 2 \frac{\text{град}}{\text{мм}}$$

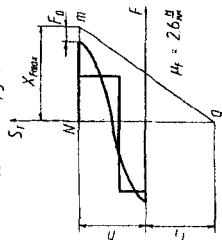


4. Диаграмма для определения
основных размеров

$$\omega_k \quad \mu_4 = \mu_5$$

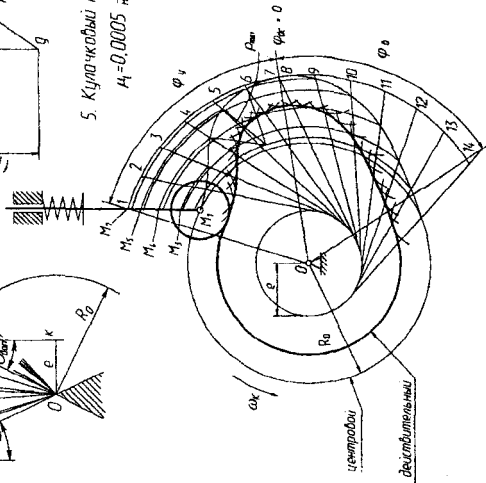


7. График для расчёта
жёсткости пружины



5. Куличковый механизм

$$\mu_1 = 0,0005 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$



Курсовой проект по ТММ		Лист	Число	Листов
Имя	Лит	Имя	Лит	Лист
Город	Город	Город	Город	Город
Профессор	Профессор	Профессор	Профессор	Профессор
Курсовой проект по ТММ				АТФ зр. 301999

Учебное издание

КУДИН Валентин Валентинович
АСТАХОВ Эдуард Иванович
ЗИНКЕВИЧ Вячеслав Иванович и др.

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Учебно-методическое пособие
по курсовому проектированию
для студентов-заочников
автотракторных специальностей

Технический редактор М.И. Гриневич
Компьютерная верстка Е.А. Занкевич

Подписано в печать 30.09.2005.

Формат 60x84 1/16. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 4,88. Уч.-изд. л. 3,81. Тираж 310. Заказ 697.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусский национальный технический университет.

ЛИ № 02330/0056957 от 01.04.2004.

220013, Минск, проспект Независимости, 65.