

ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

Методические указания к курсовому проекту

Являются примером выполнения курсового проекта и содержат примечания, позволяющие студентам пользоваться различными методами при решении тех или иных задач.

Предназначены для студентов инженерного факультета дневной и заочной форм получения образования специальностей 1-36 01 01 Технология машиностроения, 1-36 01 03 Технологическое оборудование машиностроительного производства, 1-53 01 01 Автоматизация технологических процессов и производств, 1-74 06 01 Техническое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства при написании курсового проекта.

Табл. 8. Рис. 10. Прил. 4.

ОГЛАВЛЕНИЕ

<i>Введение</i>	4
1 Описание работы машины и исходные данные для проектирования	5
2 Задачи исследования динамической нагруженности машинного агрегата. Динамическая модель машинного агрегата. Блок-схема исследования динамической нагруженности	8
3 Исследование динамической нагруженности машины в установившемся режиме движения	11
3.1 Структурный анализ рычажного механизма	11
3.2 Метрический синтез и кинематический анализ механизма	13
3.3 Определение приведенного момента сил сопротивления и приведенного момента движущихся сил, работы сил сопротивления	21
3.4 Определение переменной составляющей приведенного момента инерции	27
3.5 Определение постоянной составляющей приведенного момента инерции и момента инерции маховика	29
3.6 Определение закона движения звена приведения	30
4 Динамический анализ рычажного механизма	32
4.1 Задачи и методы динамического анализа механизма	32
4.2 Кинематический анализ механизма	32
4.3 Силовой расчет механизма	39
5 Проектирование кулачкового механизма	45
5.1 Задачи проектирования. Исходные данные	45
5.2 Определение кинематических характеристик толкателя	46
5.3 Определение основных размеров кулачкового механизма	48
5.4 Построение профиля кулачка	49
5.5 Определение углов давления	50
6 Проектирование планетарной передачи	51
6.1 Задачи проектирования	51
6.2 Подбор числа зубьев и числа сателлитов планетарного механизма	51
6.3 Расчет параметров эвольвентного зацепления	54
Приложение А	57
Список источников	67

Введение

При выполнении курсового проекта по теории механизмов, машин и манипуляторов 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.

Методические указания построены в виде примера выполнения курсового проекта с примечаниями, позволяющими студенту пользоваться различными методами при решении тех или иных задач. Единицы физических величин приведены в соответствии с источниками, которые были использованы составителем при разработке данного издания. В случае затруднений рекомендуется обращаться к литературным источникам, указанным в ссылках.

Курсовой проект по теории механизмов, машин и манипуляторов предусматривает решение ряда задач: динамика машинного агрегата, динамический анализ основного исполнительного механизма машины, синтез кулачкового механизма и синтез зубчатого передаточного механизма.

Издание состоит из пояснительной записки, выполняемой на листах формата А4, и графической части, выполняемой на четырех листах формата А1. Задание на курсовое проектирование выдается студенту-заочнику преподавателем. Ниже приводится пример выполнения курсового проекта по теме «Проектирование и исследование динамической нагруженности механизма строгального станка».

1 ОПИСАНИЕ РАБОТЫ МАШИНЫ И ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Описание работы машины

В качестве объекта проектирования и исследования в данном курсовом проекте задан механизм привода главного движения строгального станка.

Строгальный станок предназначен для обработки строганием горизонтальных, вертикальных и наклонных плоскостей линейчатых и фасонных поверхностей, а также пазов всевозможных профилей у различных деталей. Обработка осуществляется за счет прямолинейного возвратно-поступательного движения ползуна 5 с суппортом и резцом станка (рис. 1.1, а). Причем при ходе ползуна 5 вперед (рабочий ход) происходит снятие стружки с обрабатываемой поверхности, а при ходе назад (холостой ход) снятие стружки не производится. График изменения силы резания $P_{рез}$ в зависимости от перемещения ползуна станка представлен на рисунке 1.1, б. Кривошипный вал 1 исполнительного кривошипно-кулисного механизма приводится во вращение электродвигателем 6 через редуктор, состоящий из планетарной передачи $z_1 - z_2 - H - z_2 - z_3$ и простой передачи $z_4 - z_5$ (рис. 1.1, в).

Движение подачи в строгальном станке управляется кулачковым механизмом через систему рычагов. Кулачковый механизм состоит из кулачка и коромысла с установленным на конце роликом для исключения сил трения на поверхности кулачка. Требуемый закон изменения аналога ускорения толкателя показан на рисунке 1.1, д.

Для обеспечения необходимой степени неравномерности вращения кривошипного вала 1 на нем установлен маховик.

Исходные данные для проектирования приведены в таблице 1.1.

Примечания:

1. Массу звеньев 1, 3, 4 определить из соотношения m/l равного 25 кг / м, масса суппорта $m_5 = 2m_3$, массой ползуна 2 пренебречь.

2. Центр масс звеньев 3 и 4 — посередине длины, центр масс кривошипа совпадает с осью вращения.

3. Момент инерции звеньев относительно центральных осей $J_{зв} = 0,17ml^2$, момент инерции двигателя, приведенный к валу кривошипа, $J_{дв} = (1,1 - 2,2)J_{01}$, момент инерции зубчатого механизма, приведенный к валу кривошипа, $J_{зубч.мех} = (1 - 5)J_{дв}$.

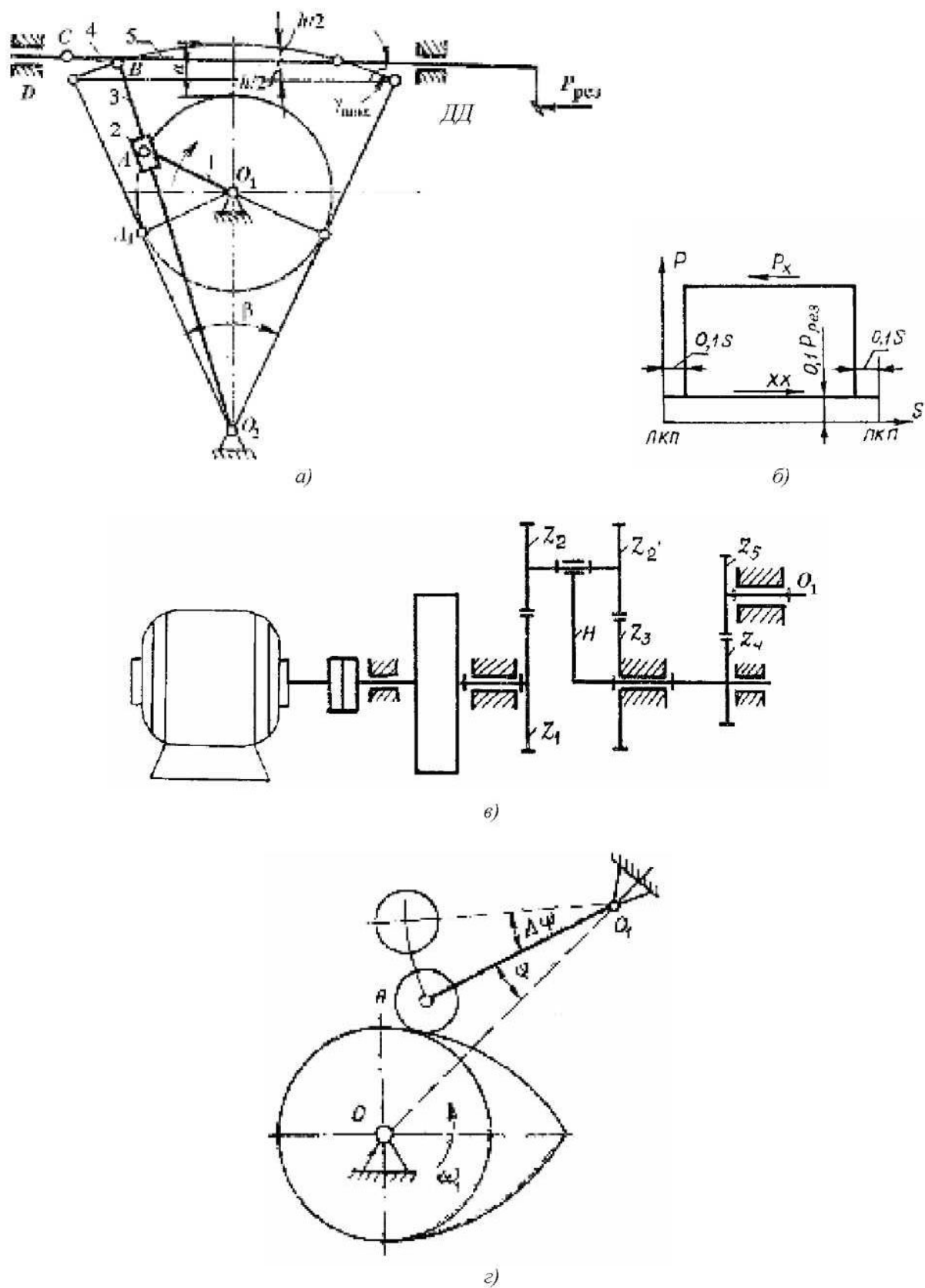


Рисунок 1.1 — Закон изменения аналогов ускорения для проектирования

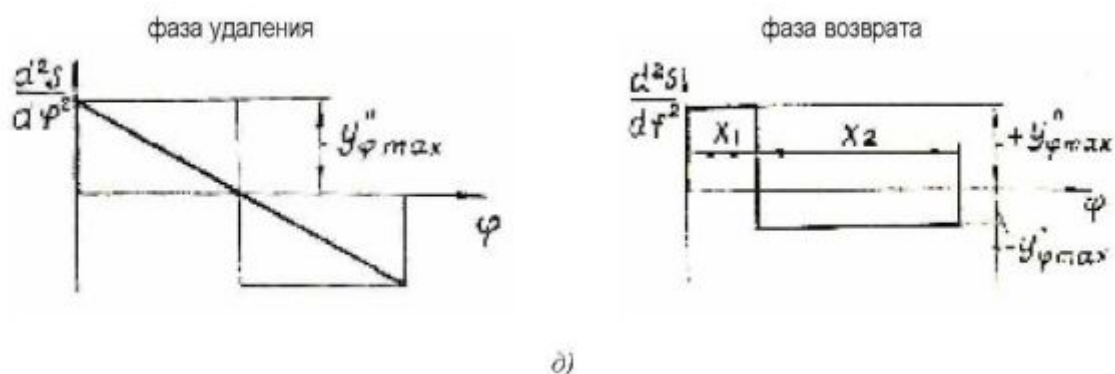


Рисунок 1.1 — Окончание

Т а б л и ц а 1.1 — Исходные данные

Параметр	Обозначение	Размерность	Величина
Ход суппорта	S	м	0,55
Средняя скорость резания	$V_{рез}$	м / с	1,55
Коэффициент изменения средней скорости	$K = \varphi_p / \varphi_{ох}$	—	1,55
Усилие резания	$P_{рез}$	кН	5,5
Коэффициент неравномерности	δ		0,055
Номинальная угловая скорость вала двигателя	n_n	об / мин	955
Число зубьев колес	Z_4	—	14
	Z_5	—	19
Угол качания коромысла	$\Delta\psi$	град	25
Расстояние между осями	l_{AO1}	м	0,18
Угол удаления	φ_y	град	125
Угол дальнего стояния	φ_d	град	50
Угол возврата	φ_b	град	100
Угол давления на фазе удаления	θ_y	град	35
Угол давления на фазе возврата	θ_b	град	40

4. Конструктивный размер $a = 0,4R_{Q4}$.

5. Скорость резания $V = \omega S(K + 1) / 2\pi K$.

6. Модуль зацепления колес $m_{12} = 4$ мм, $m_{2,3} = 4$ мм, $m_{45} = 10$ мм.

7. Максимальный угол давления $\gamma = 4—10^\circ$. ДД = $3S$.

2 ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ МАШИННОГО АГРЕГАТА. ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ МАШИННОГО АГРЕГАТА. БЛОК-СХЕМА ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ

Задачами исследования динамики машинного агрегата являются:

- 1) оценка динамической нагруженности машины в целом;
- 2) оценка динамической нагруженности отдельных механизмов, входящих в состав машины.

Оценка динамической нагруженности машины включает определение уровня неравномерности вращения главного вала проектируемой машины и приведение его в соответствие с заданным коэффициентом неравномерности вращения (динамический синтез машины по заданному коэффициенту неравномерности движения), а также определение закона вращения главного вала машины после достижения заданной неравномерности вращения (динамический анализ машины). Параметром, характеризующим динамическую нагруженность машины, является коэффициент динамичности.

Динамическая нагруженность отдельных механизмов машины оценивается величиной и направлением реактивных сил и моментов сил в кинематических парах (динамический анализ механизмов). Поскольку при определении реактивных нагрузок используется кинетостатический метод расчета, то динамический анализ механизмов включает последовательное выполнение кинематического анализа, а затем кинетостатического силового расчета.

Блок-схема машинного агрегата показана на рисунке 2.1.

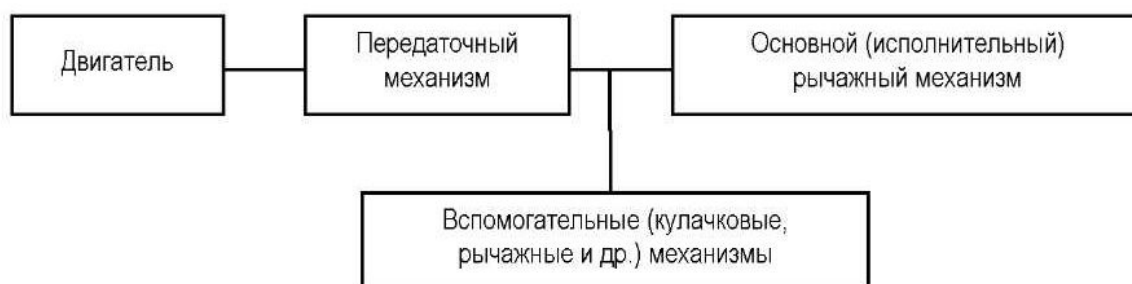


Рисунок 2.1 — Блок-схема машинного агрегата

В движении входного звена исполнительного рычажного механизма имеют место колебания угловой скорости, основными причинами которых являются:

- 1) несовпадение законов изменения сил сопротивления и движущих сил в каждый момент времени;
- 2) непостоянство приведенного момента инерции звеньев исполнительного и некоторых вспомогательных механизмов.

Чтобы учесть влияние названных причин на закон движения входного звена исполнительного механизма, составляется упрощенная динамическая модель машинного агрегата и на ее основе математическая модель, устанавливающая функциональную взаимосвязь исследуемых параметров.

Наиболее простой динамической моделью машинного агрегата может быть одномассовая модель, представленная на рисунке 2.2.

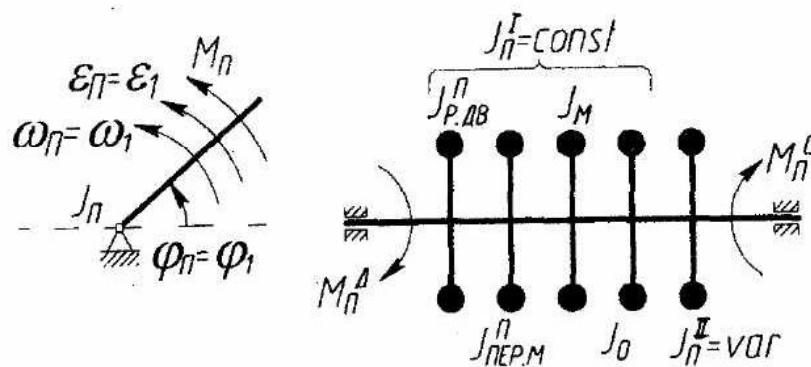


Рисунок 2.2 — Одномассовая модель

В качестве такой модели рассматривается условное вращающееся звено — звено приведения, которое имеет момент инерции $I_{пр}$ относительно оси вращения (приведенный момент инерции) и находится под действием момента сил M_{Π} (приведенного момента сил). В свою очередь

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

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

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

Кроме того,

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

где I_{Π}^I — постоянная составляющая приведенного момента инерции;

I_{Π}^{Π} — переменная составляющая приведенного момента инерции.

В величину I_{Π}^{Π} входят собственный момент инерции кривошипа (I_0), приведенные моменты инерции ротора электродвигателя и передаточного механизма ($I_{Р.ДВ}^{\Pi}$, $I_{ПЕР.М}^{\Pi}$), а также момент инерции I_M добавочной массы (маховика), причем необходимость установки маховика определяется на основании заданной степени неравномерности движения звена приведения.

Динамические характеристики M_{Π} и I_{Π} должны быть такими, чтобы закон вращения звена приведения был таким же, как и у главного вала машины (кривошипа I основного исполнительного рычажного механизма), т. е. $\varphi_{\Pi} = \varphi_1$, $\omega_{\Pi} = \omega_1$, $\varepsilon_{\Pi} = \varepsilon_1$.

Блок-схема исследования динамики машинного агрегата показана на рисунке 2.3.

Из схемы видно, что в исследовании можно выделить 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 один цикл движения.

1.2. Определение динамических характеристик звена приведения:

а) приведенных моментов сил полезного сопротивления и движущих сил;

б) приведенного момента инерции $I_{\Pi} = I_{\Pi}^I + I_{\Pi}^{\Pi}$ и его производной.

1.3. Определение закона вращения звена приведения и оценка динамической нагруженности по коэффициенту динамичности.

2. Динамический анализ исполнительного механизма:

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

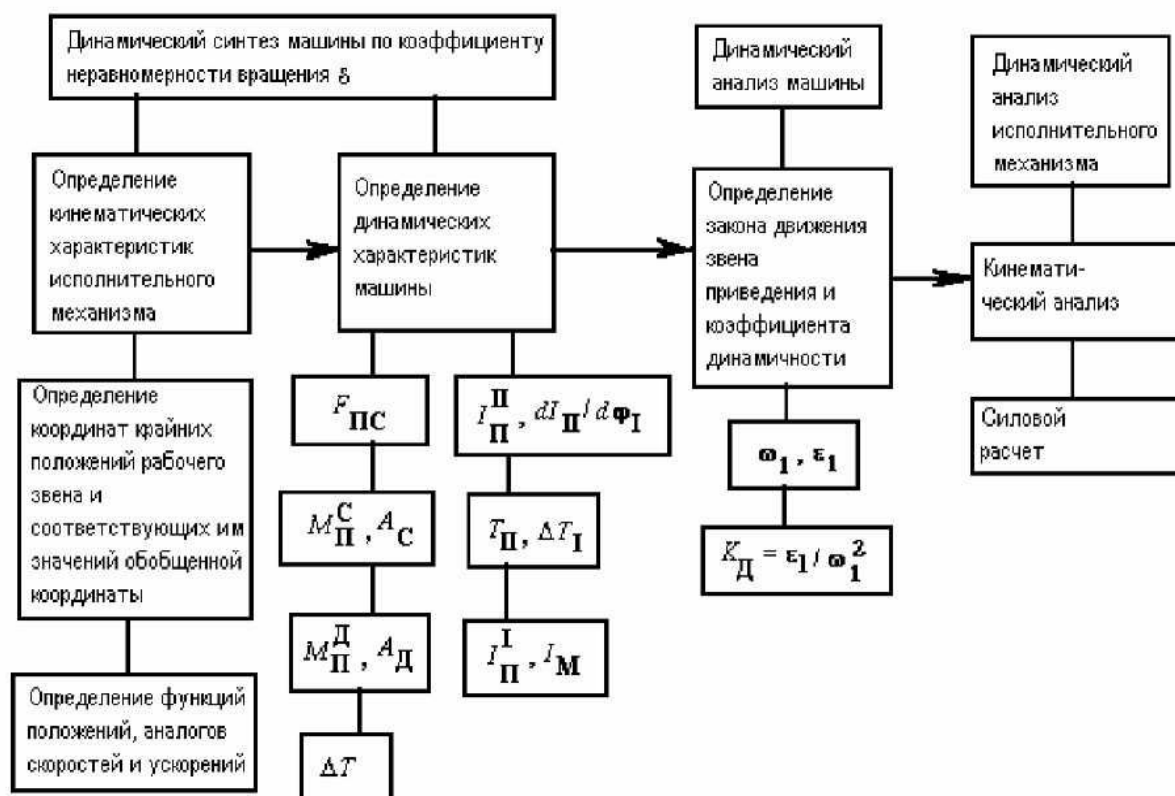


Рисунок 2.3 — Блок-схема исследования динамики машинного агрегата

2.2. Силовой расчет, целью которого является определение реакций в кинематических парах и уравновешивающего момента. В проекте исследованию задач динамической нагруженности машины посвящен лист 1 (рис. А.1), динамической нагруженности рычажного механизма — лист 2 (рис. А.2).

3 ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ МАШИНЫ В УСТАНОВИВШЕМСЯ РЕЖИМЕ ДВИЖЕНИЯ

3.1 Структурный анализ рычажного механизма

Рассмотрим рычажный механизм строгального станка.

Подсчитав число звеньев и число кинематических пар механизма по формуле П. А. Чебышева для плоского механизма, рассчитаем его степень подвижности W по формуле

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

где n — число всех подвижных звеньев механизма, равное 5;

p_5 — количество пар пятого класса, равное 7;

p_4 — количество пар четвертого класса.

Следовательно, ведущее звено может быть только одно. Принимаем за ведущее звено кривошип.

Расчленим механизм на группы Ассура.

Вначале отделяем группу Ассура второго класса, образованную звеньями 4, 5 (рис. 3.1), затем группу Ассура второго класса, состоящую из звеньев 2, 3 (рис. 3.2). На этом расчленение механизма закончено.

Оставшийся механизм принято называть нулевым или начальным механизмом (рис. 3.3), во всех выше указанных отдельных структурных группах (присоединяемых цепей к нулевому механизму) степень подвижности $W = 0$.

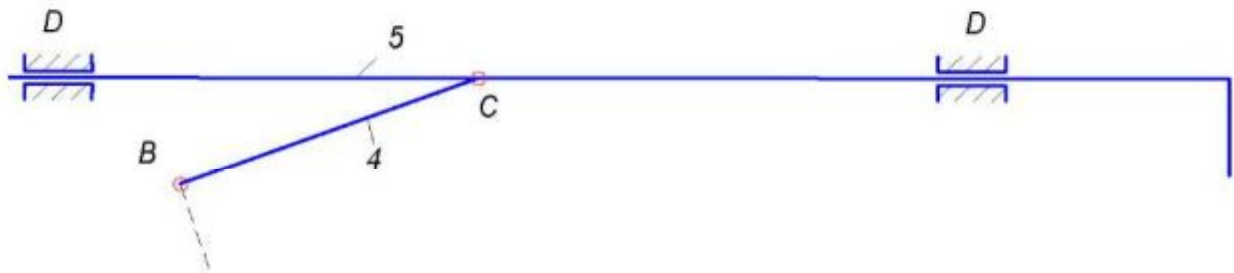


Рисунок 3.1 — Группа Ассура, состоящая из звеньев 4, 5

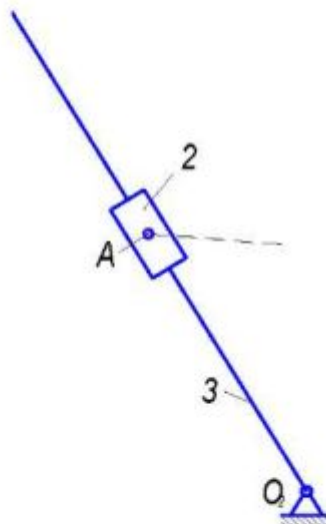


Рисунок 3.2 — Группа Ассура, состоящая из звеньев 2, 3

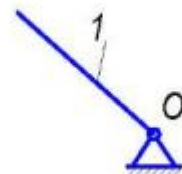


Рисунок 3.3 — Входное звено

Формула строения механизма имеет вид

$$I_{(1)} \rightarrow 2_{(2,3)} \rightarrow 2_{(4,5)}.$$

По формуле строения механизма видно, что механизм строгального станка относится ко второму классу.

3.2 Метрический синтез и кинематический анализ механизма

3.2.1 Определение длин звеньев

Исходные данные:

- конструктивный размер: $a = 0,4R_{OA}$ м;
 - ход суппорта 5: $S = 0,55$ м;
 - средняя скорость резания: $V_{рез} = 1,55$ м / с ;
 - коэффициент изменения средней скорости: $k = 1,55$.
- Угол перекрытия ψ равен

$$\psi = 180 \frac{k-1}{k+1} = 180 \frac{1,55-1}{1,55+1} = 38,82.$$

Длина кулисы 3 равна

$$O_2B = \frac{S}{2\sin(\psi/2)} = \frac{0,55}{2\sin(38,82/2)} = 0,8275 .$$

Межцентровое расстояние O_1O_2 определяется следующим образом:

$$\begin{aligned} O_1O_2 &= O_2B - O_1B = O_2B - O_1A + a = O_2B - (O_1A + 0,4O_1A) = \\ &= O_2B - 1,4O_1A. \end{aligned}$$

Длина кривошипа O_1A составляет

$$\begin{aligned} O_1A &= O_1O_2 \cdot \sin(38,82 / 2) = (O_2B - 1,4O_1A)\sin(38,82 / 2) = \\ &= O_2B \cdot \sin(38,82 / 2) - 1,4O_1A \cdot \sin(38,82 / 2). \end{aligned}$$

Таким образом, получаем

$$O_1A = \frac{(O_2B \cdot \sin(38,82 / 2))}{(1 + 1,4\sin(38,82 / 2))} = \frac{0,8275 \cdot \sin(38,82 / 2)}{(1 + 1,4\sin(38,82 / 2))} = 0,1877.$$

Измерением на чертеже получаем

$$h = 0,047.$$

Максимальный угол давления по заданию находится в пределах $4—10^\circ$. Тогда длина звена BC , м, равна:

$$BC = (h / 2) / \sin \gamma = (0,047 / 2) / \sin 9^\circ = 0,1502.$$

Принимаем $BC = 0,150$ м.

Средняя скорость резания $V_{\text{рез}}$ по исходным данным равна

$$V_{\text{рез}} = S(K + 1)\omega / 2\pi K.$$

Находим условную скорость ведущего звена ω_1 по формуле

$$\omega_1 = \frac{V2K\pi}{S(K + 1)} = \frac{1,55 \cdot 2 \cdot 1,55 \cdot 3,14}{0,55(1,55 + 1)} = 10,76.$$

Тогда частота вращения кривошипа n_1 , мин, составит

$$n_1 = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 10,76}{3,14} = 102,8.$$

Центры масс звеньев 3 и 4 находятся по середине их длин, центр масс кривошипа 1 совпадает с осью его вращения.

По полученным размерам составляется кинематическая схема (рис. 3.4).

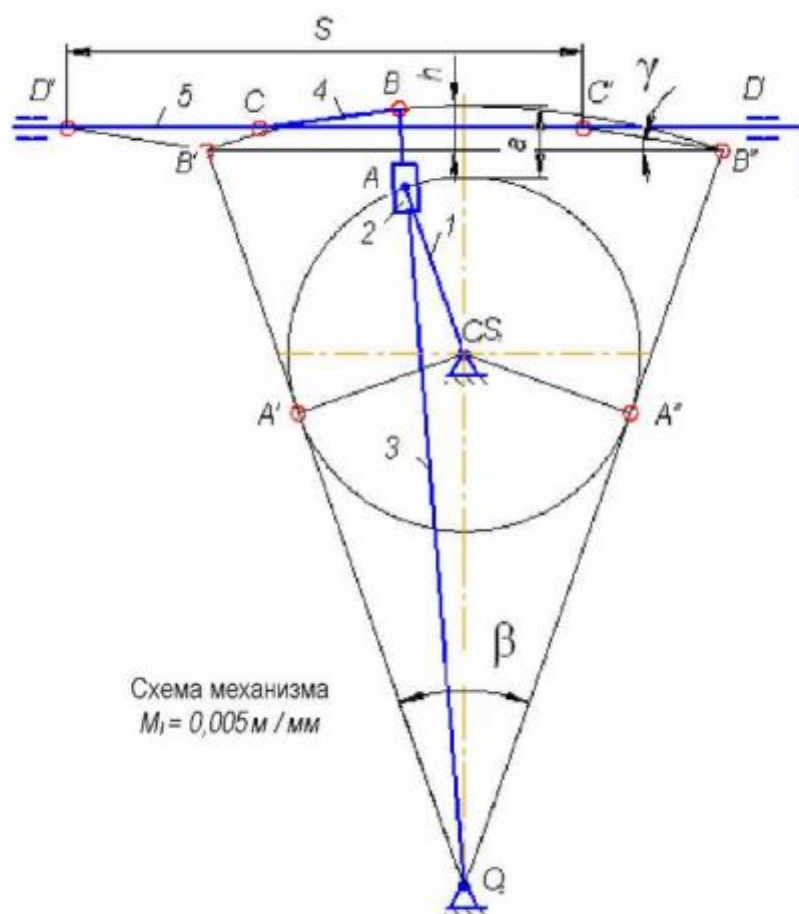


Рисунок 3.4 — Схема поперечно-строгального станка

3.2.2 Построение планов положений механизма

По заданной конструктивной схеме механизма составляем кинематическую схему (см. рис. А.1). Кинематическую схему изображаем в двенадцати положениях — через 30 градусов положения кривошипа OA . В крайних положениях ось кулисы O_2B является касательной к траектории центра пальца кривошипа.

Для построения планов выбираем масштабный коэффициент длины μ_l , м / мм, равный

$$\mu_l = 1 / 500 = 0,002.$$

Примечание. Масштабные коэффициенты рекомендуется принимать в виде чисел, содержащих одну цифру 1, 2, ... 9 с требуемым количеством нулей слева или справа. Например: 0,02; 2, 20.

Размеры рычажного механизма равны

$$OA = L_{OA} / \mu_1 = 0,1877 / 0,002 = 93,85;$$

$$O_2B = L_{O_2B} / \mu_1 = 0,8275 / 0,002 = 413,75;$$

$$BC = L_{BC} / \mu_l = 0,15 / 0,002 = 75;$$

$$OO_2 = L_{OO_2} / \mu_l = 0,5648 / 0,002 = 282,4.$$

Исходя из полученных данных, производим построение планов механизма.

Наносим на чертеже неподвижные элементы кинематических пар O_1 и O_2 , расположенные на одной оси. Затем радиусом OA проводим окружность — траекторию точки A , на которой на одинаковом расстоянии друг от друга наносим 12 положений точки A . Соединив их отрезками прямых с точкой O , получим соответствующие положения кривошипа. За начало отсчета принимаем точку A_0 , которой соответствует крайнее левое положение ползуна 5. Нумерацию остальных положений ведем в направлении вращения кривошипа (по часовой стрелке).

Положения звеньев в группах Ассура определяем методом засечек. Положения точек B определяем, проведя из точки O_2 через точки A радиус O_2B . Для определения положений точки C из соответствующих положений точки B проводим дуги радиусом BC до пересечения их с осью $Y-Y'$.

3.2.3 Построение планов аналогов скоростей звеньев механизма

Для приведения сил и масс потребуются передаточные функции звеньев и центров масс (аналоги скоростей). Для их определения используем графический метод — построение планов аналогов скоростей для всех положений механизма.

Аналог скорости U_A , м, точки A равен

$$U_A = \frac{V_A}{\omega_1} = \frac{\omega_1 l_{OA}}{\omega_1} = l_{OA} = 0,1877.$$

Принимаем масштабный коэффициент аналогов скоростей $\mu_U = 0,002 \text{ м / мм}$. Тогда отрезок, pa , мм, изображающий U_A , равен

$$pa = \frac{U_A}{\mu_U} = \frac{0,1877}{0,002} = 93,85 .$$

Так как $\vec{V}_A \perp OA$ и направлена в сторону вращения кривошипа 1, то откладываем отрезок $pa \perp OA$ (в соответствующем положении механизма).

Переходим к построению плана аналогов скоростей для группы Ассура (2, 3). Определим сначала аналог скорости $\vec{U}_{A_3}$ той точки кулисы 3, которая в данном положении механизма совпадает с центром шарнира А. Для этого запишем два векторных уравнения:

$$\begin{cases} \vec{U}_{A_3} = \vec{U}_A + \vec{U}_{A_3A}, \\ \vec{U}_{A_3} = \vec{U}_{O_2} + \vec{U}_{A_3O_2}, \end{cases}$$

где $\vec{U}_{O_2} = 0$ (точка O_2 неподвижна), $\vec{U}_{A_3A} \parallel O_2B$, $\vec{U}_{A_3O_2} \perp O_2B$.

Здесь $\vec{U}_{A_3A}$ и $\vec{U}_{A_3O_2}$ — аналоги относительных скоростей точки A_3 .

В соответствии с уравнениями из точки a проводим направление $\vec{U}_{A_3A} \parallel AO_2$, а из p — направление $\vec{U}_{A_3O_2} \perp O_2C$. В точке пересечения этих направлений получаем точку a_3 .

Точка b в соответствии с теоремой подобия должна находиться на продолжении отрезка pa_3 . Длину отрезка pb находим из пропорции $pb : pa_3 = O_2B : O_2A$:

$$pb = \frac{O_2B \cdot pa_3}{O_2A} .$$

Длина отрезка pa_3 берется из плана аналогов скоростей (табл. 2.1), а длина отрезка O_2A — из плана механизма в соответствующем положении.

Рассмотрим структурную группу Ассура (4, 5). Звено 5 движется поступательно, поэтому достаточно определить аналог скорости какой-либо одной его точки. Определим аналог скорости U_{C_5} точки C_5 , совпадающей

Т а б л и ц а 2.1 — Определение длин отрезков аналогов скоростей

Номер положе- ния	Отрезок, мм								
	pa	aa_3	pa_3	pb	bc	pc	ps_3	ps_4	ps_3^Y
0	93,85	93,85	0	0	0	0	0	0	0
1	93,85	83,1	43,6	57,5	17	53,3	28,8	54,9	8,5
2	93,85	57,4	74,3	87,6	17,8	86,5	43,8	86,6	8,9
3	93,85	23,7	90,8	100,9	8,5	101,7	50,5	101,2	4,2
4	93,85	13	93	102,6	4,8	101,8	51,3	102,2	2,4
5	93,85	48,1	80,6	92,9	15,9	90,3	46,5	91,3	7,9
6	93,85	76,7	54,1	68,7	18,7	67,1	34,3	67,2	9,3
7	93,85	94,3	14	20,6	6,7	20,5	10,3	20,3	3,4
7'	93,85	93,85	0	0	0	0	0	0	0
8	93,85	88,6	36,3	64,6	19,9	63,7	32,3	63,4	9,9
9	93,85	44,9	82,4	173,6	27,7	169	86,8	170,8	13,8
10	93,85	25,5	90,3	195,7	17,8	197,3	97,9	196,3	8,8
11	93,85	78,5	51,5	96,9	27	91,5	48,5	93,3	13,5

в данный момент с центром шарнира C . Для этого используем следующие уравнения:

$$\begin{cases} \vec{U}_C = \vec{U}_B + \vec{U}_{CB}, \\ \vec{U}_C = \vec{U}_D + \vec{U}_{CD}. \end{cases} \quad (3.1)$$

Согласно уравнениям (3.1), из точки b проводим прямую перпендикулярную звену BC , а из полюса p — горизонтальную прямую. На их пересечении получаем точку c .

Точку S_3 на плане аналогов скоростей находим по теореме подобия

$$\frac{ps_3}{pc} = \frac{O_2S_3}{O_2B},$$

$$ps_3 = pc \frac{O_2S_3}{O_2B} = 0,5 pc.$$

Аналогичным способом находим положение центра масс звена 4:

$$bs_4 = 0,5bc.$$

На основании выполненных построений определяем передаточные функции (аналоги скоростей) (табл. 2.2):

$$i_{31} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{pb}{pa} \frac{l_{0A}}{l_{O_2B}} = \frac{pb}{l_{O_2B}} \mu_u ;$$

$$i_{s_{31}} = U_{s_3} = \frac{V_{s_3}}{\omega_1} = \frac{ps_3}{pa} l_{OA} = (ps_3) \mu_u ;$$

$$i_{41} = \frac{\omega_4}{\omega_1} = \frac{bc}{pa} \frac{l_{OA}}{l_{BC}} = \frac{bc}{l_{BC}} \mu_u ;$$

$$i_{s_{41}} = U_{s_4} = \frac{V_{s_4}}{\omega_1} = \frac{ps_4}{pa} l_{OA} = (ps_4) \mu_u ;$$

$$i_{s1} = U_C = \frac{V_C}{\omega_1} = \frac{pc}{pa} l_{OA} = (pc) \mu_u .$$

Т а б л и ц а 2.2 — Определение передаточных функций

Номер положения	i_{31}	i_{41}	i_{51}	$i_{s_{31}}$	$i_{s_{41}}$	$i_{s_{31}}^y$
0	0	0	0	0	0	0
1	0,13907	0,22667	0,1066	0,05754	0,1098	0,017
2	0,2118	0,23733	0,173	0,08763	0,1732	0,0178
3	0,24395	0,11333	0,2034	0,10094	0,2024	0,0084
4	0,248	0,064	0,2036	0,10261	0,2044	0,0048
5	0,22458	0,212	0,1806	0,09292	0,1826	0,0158
6	0,166	0,24933	0,1342	0,06868	0,1344	0,0186
7	0,04986	0,08933	0,041	0,02063	0,0406	0,0068
7'	0	0	0	0	0	0
8	0,15613	0,26533	0,1274	0,0646	0,1268	0,0198
9	0,41955	0,36933	0,338	0,17359	0,3416	0,0276
10	0,47302	0,23733	0,3946	0,19571	0,3926	0,0176
11	0,2343	0,36	0,183	0,09694	0,1866	0,027

Проекции передаточного отношения на ось Y равны

$$i_{s_{31}}^y = U_{s_3}^y = \frac{V_{s_3}^y}{\omega_1} = \frac{ps_3^y}{pa} l_{OA} = (ps_3^y) \mu_u.$$

3.2.4 Кинематическое исследование механизма методом диаграмм

Найденные положения $C_0, C_1, \dots, C_{11}$ суппорта дают возможность графически изобразить закон движения в виде диаграмм.

Построение диаграммы перемещения

По оси абсцисс t откладываем отрезок, равный 180 мм, и делим его на 12 равных частей. Ось абсцисс будет осью времени движения t . Масштабный коэффициент времени μ_t , с / мм, равен

$$\mu_t = T / l = 60 / n_1 l = 60 / 102,8 \cdot 180 = 0,00324,$$

где T — период полного перемещения суппорта 5 за один оборот кривошипа OA ;

l — длина отрезка на оси абсцисс, равная 180 мм;

n_1 — частота вращения кривошипа, равная 102,8 мин⁻¹.

По оси ординат S откладываем перемещения точки C от начала отсчета (точки O) из плана положения механизма в соответствии с масштабным коэффициентом перемещений $\mu_s = 0,004$ м / мин.

Строим кривую $S_C = S_C(t)$.

Построение диаграмм скоростей и ускорений

Построение диаграмм скоростей и ускорений звена 5 будем производить методом графического дифференцирования. При этом масштабные коэффициенты μ_v и μ_a , м · с⁻² / мм, будут равны

$$\mu_v = \mu_s / (\mu_t H) = 0,004 / (0,00324 \cdot 30) = 0,04115,$$

$$\mu_a = \mu_v / (\mu_t H) = 0,04115 / (0,00324 \cdot 15) = 0,8467.$$

Примечание. Для построения диаграммы скоростей можно воспользоваться планами скоростей. Тогда $\mu_v = \mu_u \cdot \omega_1$.

3.3 Определение приведенного момента сил сопротивления и приведенного момента движущихся сил, работы сил сопротивления

3.3.1 Определение сил полезного (технологического) сопротивления

В рассматриваемой рабочей машине приведенный момент движущих сил принимается постоянным ($M_{\Pi}^D = \text{const}$), а приведенный момент сил сопротивления M_{Π}^C определяется в результате приведения силы полезного сопротивления $F_{\text{рез}}$ и сил тяжести звеньев (см. рис. А.1). Сила $F_{\text{рез}}$, действующая на рабочий орган, определяется из механической характеристики технологического процесса, заданной в виде графической зависимости $F_{\text{рез}}(S_c)$. Для решения динамических задач необходимо получить зависимости $F_{\text{рез}}$ от обобщенной координаты ϕ_1 . Для этого механическую характеристику $F_{\text{рез}}(S_c)$ привязываем к крайним положениям механизма. Учитываем, что рабочий ход происходит при движении ползуна слева направо.

Усилие резания $F_{\text{рез}} = 5\,500 \text{ Н}$.

Усилие холостого хода $F_{\text{х.х}} = 0,1F_{\text{рез}} = 0,1 \cdot 5\,500 = 550 \text{ Н}$.

Используя разметку хода ползуна (точки С), находим значения силы $F_{\text{рез}}$ во всех положениях механизма:

$$F_{\text{ПС}} = F_S = y_F \mu_F,$$

где y_F — ордината графика $F_{\text{рез}}(S_c)$;

μ_F — масштабный коэффициент сил, $\frac{\text{Н}}{\text{мм}}$, равный

$$\mu_F = \frac{F_{\text{рез}}}{y_{F \text{ max}}} = \frac{5\,500}{55} = 100.$$

Примечание. Результаты определения F_S желательно привести в таблице.

3.3.2 Определение приведенного момента сопротивления

Величину M_{Π}^C определяем из равенства мгновенных мощностей, развиваемых моментом M_{Π}^C на звене приведения и силами F_5 , G_2 , C_3 , G_4 , G_5 :

$$M_{\Pi}^C \omega_1 = F_{\Pi C} V_{C5} \pm G_3 V_{S4}^y \pm G_4 V_{S3}^y \pm G_5 V_{C5}.$$

По исходным данным определяем массы звеньев:

$$m_1 = q l_{OA} = 25 \cdot 0,1877 = 4,7 ;$$

$$m_3 = q l_{O2B} = 25 \cdot 0,8275 = 20,7 ;$$

$$m_4 = q l_{bc} = 25 \cdot 0,15 = 3,8 ;$$

$$m_5 = 2 m_3 = 2 \cdot 20,7 = 41,4 .$$

Центральными моментами инерции звеньев являются:

1) момент инерции I_{S1} , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$, звена 1, равный

$$I_{S1} = 0,17 m_1 l_{OA}^2 = 0,17 \cdot 4,7 \cdot 0,1877^2 = 0,0281 ;$$

2) момент инерции I_{S3} , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$, звена 3, определяемый следующим образом

$$I_{S3} = 0,17 m_3 l_{O2B}^2 = 0,17 \cdot 20,7 \cdot 0,8275^2 = 2,41 ;$$

3) момент инерции $\check{I}_{S4}$, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$, звена 4 равный:

$$\check{I}_{S4} = 0,17 m_4 l_{BC}^2 = 0,17 \cdot 3,8 \cdot 0,15^2 = 0,0145 .$$

Силы тяжести звеньев определяются следующим образом:

$$G_1 = m_1 g = 4,7 \cdot 9,81 = 46 ;$$

$$G_3 = m_3 g = 20,7 \cdot 9,81 = 203 ;$$

$$G_4 = m_4 g = 3,8 \cdot 9,81 = 37 ;$$

$$G_5 = m_5 g = 41,4 \cdot 9,81 = 406 ,$$

Учитывая, что сила тяжести G_4 значительно меньше $F_{\text{ПС}}$ (значение G_4 меньше $F_{\text{ПС}}$ приблизительно в 149 раз), ее влиянием на $M_{\text{П}}^{\text{С}}$ пренебрегаем. Поскольку силы тяжести G_5 действует перпендикулярно скорости движения суппорта, то она также не будет влиять на величину приведенного момента сил сопротивления.

Тогда

$$M_{\text{П}}^{\text{С}} = F_{\text{ПС}} \frac{V_{\text{С5}}}{\omega_1} \pm G_3 \frac{V_{\text{S3}}^y}{\omega_1} = F_{\text{ПС}} i_{51} \pm G_3 i_{\text{S3}}^y.$$

Используя таблицу 2.2, вычисляем $M_{\text{П}}^{\text{С}}$, Н · м, (например, для положения 3):

$$M_{\text{П}}^{\text{С}} = 5\,500 \cdot 0,2034 + 203 \cdot 0,0084 = 1\,120,4 .$$

Приняв масштабный коэффициент моментов μ_M , $\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{мм}}$, из условия

$$\mu_M = \frac{M_{\text{Пmax}}^{\text{С}}}{y_{M_{\text{Пmax}}^{\text{С}}}} = \frac{1\,120,4}{112} = 10 ,$$

вычисляем ординаты графика по формуле

$$y_{M_{\text{П}}^{\text{С}}} = \frac{M_{\text{П}}^{\text{С}}}{\mu_M} .$$

Результаты вычислений приведены в таблице 3.1, на основании их построен график $M_{\text{П}}^{\text{С}}(\varphi_1)$.

Масштабный коэффициент углов μ_φ , рад / мм, равен

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{[0-12]} = \frac{2\pi}{180} = 0,0349$$

Т а б л и ц а 3.1 — Определение
приведенного момента сил сопротивления

Номер положения	$M_{\Pi}^C, \text{Н} \cdot \text{м}$	$y_{M_{\Pi}^D}, \text{мм}$
0	0	0
1	62,1	6,2
2	955,1	95,5
3	1120,4	112
4	1118,8	111,9
5	990,1	99
6	70,0	7
7	21,2	2,1
7'	0	0
8	74,1	7,4
9	191,5	19,2
10	213,5	21,4
11	95,2	9,5

Отрезок $(0 - 12) = 180$ соответствует одному циклу установившегося движения ($\varphi_{\text{ц}} = 360^\circ = 2\pi$ рад).

Приведенный момент движущих сил M_{Π}^D принимается постоянным, а его величина определяется из условия, что за цикл установившегося движения изменение кинетической энергии машины $\Delta T = A_D - A_C = 0$. Следовательно, работы движущих сил и сил сопротивления равны ($A_{\text{ДЦ}} = A_{\text{СЦ}}$).

3.3.3 Определение работы сил сопротивления и работы движущих сил

Так как работа сил сопротивления $A_C = \int_{\varphi_0}^{\varphi_1} M_{\Pi}^C d\varphi_1$, то график $A_C(\varphi_1)$

можно построить путем либо численного, либо графического интегрирования зависимости $M_{\Pi}^C(\varphi_1)$.

Используем численное интегрирование по методу трапеций, согласно которому

$$A_{C_i} = A_{C_{i-1}} + 0,5(M_{\Pi_{i-1}}^C + M_{\Pi_i}^C)\Delta\varphi, \quad (3.2)$$

где $\Delta\varphi$ — шаг интегрирования, равный

$$\Delta\varphi_1 = \frac{2\pi}{12} = 0,5236.$$

Формула (3.2) применяется последовательно от интервала к интервалу:

$$A_{C0} = 0 ;$$

$$A_{C1} = A_{C0} + 0,5(M_{\Pi0}^C + M_{\Pi1}^C)\Delta\varphi_1 = 0 + 0,5(0 + 62,1)0,5236 = 16,3 ;$$

$$A_{C2} = A_{C1} + 0,5(M_{\Pi1}^C + M_{\Pi2}^C)\Delta\varphi_1 = 16,3 + 0,5(62,1 + 955,1)0,5236 = 282,6;$$

$$A_{C3} = A_{C2} + 0,5(M_{\Pi2}^C + M_{\Pi3}^C)\Delta\varphi_1 = 282,6 + 0,5(955,1 + 1120,4)0,5236 = 825,9;$$

$$A_{C4} = A_{C3} + 0,5(M_{\Pi3}^C + M_{\Pi4}^C)\Delta\varphi_1 = 825,9 + 0,5(1120,4 + 1118,8)0,5236 = 1412,1;$$

$$A_{C5} = A_{C4} + 0,5(M_{\Pi4}^C + M_{\Pi5}^C)\Delta\varphi_1 = 1412,1 + 0,5(1118,4 + 990,1)0,5236 = 1964,4;$$

$$A_{C6} = A_{C5} + 0,5(M_{\Pi5}^C + M_{\Pi6}^C)\Delta\varphi_1 = 1964,3 + 0,5(990,1 + 70)0,5236 = 2241,8;$$

$$A_{C7} = A_{C6} + 0,5(M_{\Pi6}^C + M_{\Pi7}^C)\Delta\varphi_1 = 2241,8 + 0,5(70 + 21,2)0,5236 = 2265,7;$$

$$A_{C8} = A_{C7} + 0,5(M_{\Pi7}^C + M_{\Pi8}^C)\Delta\varphi_1 = 2265,7 + 0,5(21,2 + 74,1)0,5236 = 2290,6;$$

$$A_{C9} = A_{C8} + 0,5(M_{\Pi8}^C + M_{\Pi9}^C)\Delta\varphi_1 = 2290,6 + 0,5(74,1 + 191,5)0,5236 = 2360,2;$$

$$A_{C10} = A_{C9} + 0,5(M_{\Pi9}^C + M_{\Pi10}^C)\Delta\varphi_1 = 2360,2 + 0,5(191,5 + 213,5)0,5236 = 2466,2;$$

$$A_{C11} = A_{C10} + 0,5(M_{\Pi10}^C + M_{\Pi11}^C)\Delta\varphi_1 = 2466,2 + 0,5(213,5 + 95,2)0,5236 = 2547;$$

$$A_{C12} = A_{C11} + 0,5(M_{\Pi11}^C + M_{\Pi12}^C)\Delta\varphi_1 = 2547 + 0,5(95,2 + 0)0,5236 = 2572.$$

Таким образом, работа сил сопротивления за цикл $A_{\text{сц}}$, Дж, равна

$$A_{\text{сц}} = A_{\text{сц}12} = 2572 \text{ Дж.}$$

Принимаем масштабный коэффициент $\mu_A = 30 \text{ Дж / мм}$, вычисляем и откладываем ординаты графика $A_C(\varphi_1) \quad y_{Ac} = \frac{A_C}{\mu_A}$.

Строим график $A_C(\varphi_1)$ (рис. А.3). Результаты вычислений заносим в таблицу 3.2.

Т а б л и ц а 3.2 — Определение работы сил сопротивления

Номер положения	A_C , Дж	y_{Ac} , мм
0	0	0
1	16,3	0,54
2	282,6	9,4
3	825,9	27,5
4	1412,2	47,1
5	1964,3	65,5
6	2241,8	74,7
7	2265,7	75,5
8	2290,6	76,4
9	2360,2	78,7
10	2466,2	82,2
11	2547	84,9
12	2571,9	85,7

Примечание. Метод графического дифференцирования подробно изложен в источниках [1], [8], [9].

3.3.4 Определение приведенного момента движущих сил

Так как работа движущих сил за цикл $A_{\text{дс}} = M_{\Pi}^{\text{д}} 2\pi$, то приведенный момент движущих сил $M_{\Pi}^{\text{д}}$ равен

$$M_{\Pi}^{\text{д}} = \frac{A_{\text{дс}}}{2\pi} = \frac{A_{\text{сц}}}{2\pi} = \frac{2572}{2 \cdot 3,14} = 409,6.$$

Ордината графика $M_{\Pi}^{\Pi} = \text{const}$ и равна

$$M_{\Pi}^{\Pi} = \frac{M_{\Pi}^{\Pi}}{\mu_M} = \frac{409,6}{10} = 41.$$

3.4 Определение переменной составляющей приведенного момента инерции

Величина I_{Π}^{Π} определяется из равенства кинетической энергии звена приведения с моментом инерции I_{Π}^{Π} и суммы кинетических энергий звеньев с переменными передаточными функциями. Такими звеньями являются звенья 3, 4 и 5 исполнительного рычажного механизма. Тогда имеем равенство

$$\frac{I_{\Pi}^{\Pi} \omega_1^2}{2} = \frac{I_{O_2} \omega_3^2}{2} + \frac{I_{S4} \omega_4^2}{2} + \frac{m_4 V_{S4}^2}{2} + \frac{m_5 V_C^2}{2}.$$

Откуда

$$I_{\Pi}^{\Pi} = I_{O_2} \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 + I_{S4} \left(\frac{\omega_4}{\omega_1} \right)^2 + m_4 \left(\frac{V_{S4}}{\omega_1} \right)^2 + m_5 \left(\frac{V_C}{\omega_1} \right)^2 = a + b + c + d,$$

где $a = I_{O_2} i_{31}^2$; $b = I_{S4} i_{41}^2$; $c = m_4 i_{S41}^2$; $d = m_5 i_{51}^2$.

Момент инерции I_{O_2} , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$, звена 3 относительно оси вращения O_2 равен

$$I_{O_2} = I_{S3} + m_3 l_{O_2 S_3}^2 = 2,41 + 20,7 \cdot 0,4138^2 = 5,954.$$

Масштабный коэффициент μ_1 , $\frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{мм}}$, равен

$$\mu_1 = \frac{I_{\Pi \max}^{\Pi}}{y_{1 \max}} = \frac{8,411}{84,1} = 0,1.$$

Вычисляем ординаты графика:

$$y_1 = \frac{I_{\Pi}^{\Pi}}{\mu_1}.$$

Для положения 3 имеем

$$y_1 = \frac{I_{\Pi}^{\Pi}}{\mu_1} = \frac{2,2354}{0,1} = 22,4.$$

Результаты определения I_{Π}^{Π} приведены в таблице 3.3, на основании их построен график $I_{\Pi}^{\Pi}(\varphi_1)$ (см. рис. А.3).

Т а б л и ц а 3.3 — Определение переменной составляющей приведенного момента инерции

Номер положения	a , кг·м ²	b , кг·м ²	c , кг·м ²	d , кг·м ²	I_{Π}^{Π} , кг·м ²	y_1 , мм
0	0	0	0	0	0	0
1	0,11516	0,00074	0,04581	0,47386	0,63558	6,4
2	0,2671	0,00082	0,11399	1,24804	1,62995	16,3
3	0,35435	0,00019	0,15567	1,72519	2,2354	22,4
4	0,36619	5,9E-05	0,15876	1,72859	2,2536	22,5
5	0,30028	0,00065	0,1267	1,3601	1,78774	17,9
6	0,16407	0,0009	0,06864	0,751	0,98462	9,8
7	0,0148	0,00012	0,00626	0,0701	0,09128	0,9
7'	0	0	0	0	0	0
8	0,14514	0,00102	0,0611	0,67682	0,88408	8,8
9	1,04805	0,00198	0,44342	4,76397	6,25742	62,5
10	1,33221	0,00082	0,58571	6,49307	8,41181	84,1
11	0,32686	0,00188	0,13231	1,39649	1,85755	18,6

3.5 Определение постоянной составляющей приведенного момента инерции и момента инерции маховика

Путем графического вычитания ординат работ A_d и A_c строим график изменения кинетической энергии машины $\Delta T = A_d - A_c$ (см. рис. А.3).

Масштабный коэффициент $\mu_T = \mu_A = 30$ Дж / мм.

Определение I_{Π}^I производим методом Виттенбауэра, так как $\delta > 0,04$.

Примечание. Метод Мерцалова представлен в [3; 5; 8].

По методу Виттенбауэра на основании ранее построенных графиков $\Delta T(\varphi)$ и $I_{\Pi}^{\Pi}(\varphi)$ необходимо построить диаграмму энергомасс $\Delta T(I_{\Pi}^{\Pi})$ (см. рис. А.3).

Диаграмма энергомасс (диаграмма Виттенбауэра) строится путем графического исключения параметра φ (угла поворота кривошипа) из графиков изменения кинетической энергии механизма и приведенного момента инерции.

Для определения момента инерции маховика по заданному коэффициенту неравномерности движения δ следует провести касательные к графику энергомасс под углами $\psi_{\max}$ и $\psi_{\min}$ к оси абсцисс (оси приведенного момента инерции), тангенсы которых определяются по формулам

$$\operatorname{tg} \psi_{\max} = \frac{\mu_I}{2\mu_T} \omega_1^2 (1 + \delta) = \frac{0,1}{2 \cdot 30} 10,76^2 (1 + 0,055) = 0,203576;$$

$$\operatorname{tg} \psi_{\min} = \frac{\mu_I}{2\mu_T} \omega_1^2 (1 - \delta) = \frac{0,1}{2 \cdot 30} 10,76^2 (1 - 0,055) = 0,18235.$$

Производя необходимые вычисления, получим

$$\psi_{\max} = 11,507^\circ; \quad \psi_{\min} = 10,33^\circ.$$

Постоянную составляющую приведенного момента инерции I_{Π}^I находим из выражения

$$I_{\Pi}^I = (ab\mu_T)/(\omega_1^2\delta),$$

где ab — отрезок, отсекаемый проведенными касательными на оси ординат диаграммы энергомасс, равный 39,6 мм.

Тогда I_{Π}^I , кг · м², равна

$$I_{\Pi}^I = \frac{(ab\mu_T)}{(\omega_1^2\delta)} = \frac{39,6 \cdot 30}{(10,76^2 \cdot 0,055)} = 186,6.$$

Вычисляем приведенный момент инерции I_{Π}^I всех вращающихся звеньев (без маховика) и сравниваем с I_{Π}^I . Из условия равенства кинетических энергий имеем

$$I_{\Pi}^0 = I_0 + 2,2I_0 + 5 \cdot 2,2I_0 = 0,0281 + 2,2 \cdot 0,0281 + 5 \cdot 2,2 \cdot 0,0281 = 0,4.$$

Так как $I_{\Pi}^I > I_{\Pi}^0$, то требуется установка дополнительной вращающейся массы в виде маховика, момент инерции I_M , кг · м², которого при установке на кривошипном валу равен

$$I_M = I_{\Pi}^I - I_{\Pi}^0 = 186,6 - 0,4 = 186,2.$$

3.6 Определение закона движения звена приведения

Угловую скорость ω , рад / с, для любого положения механизма можно найти по формуле

$$\omega = \sqrt{2 \frac{\mu_T}{\mu_I} \operatorname{tg} \psi_i},$$

где ψ_i — угол наклона прямой, соединяющей точку начала координат с точкой для соответствующего положения на диаграмме энергомасс относительно оси абсцисс.

Получаем для положения 3 следующую зависимость:

$$\omega_1 = \sqrt{2 \frac{\mu_T}{\mu_I} \operatorname{tg} \psi_i} = \sqrt{2 \frac{30}{0,1} \operatorname{tg} 1,03} = 10,81.$$

Угловое ускорение ε_1 определяется из дифференциального уравнения движения

$$\varepsilon_1 = \frac{M_{\Pi}^{\text{д}} - M_{\Pi}^{\text{с}} - \frac{\omega_1^2}{2} \frac{dI_{\Pi}}{d\varphi_1}}{I_{\Pi}^{\text{I}} + I_{\Pi}^{\text{II}}},$$

где производная $\frac{dI_{\Pi}}{d\varphi_1}$ может быть получена методом графического дифференцирования:

$$\frac{dI_{\Pi}}{d\varphi_1} = \frac{\mu_I}{\mu_{\varphi}} \operatorname{tg} \alpha,$$

где α — угол наклона касательной к графику $I_{\Pi}^{\text{II}}(\varphi_1)$ в соответствующей точке.

Для положения 3 находим:

$$\frac{dI_{\Pi}}{d\varphi_1} = \frac{0,1}{0,0349} \operatorname{tg} 10,8 = 0,5466;$$

$$\varepsilon_1 = \frac{409,6 - 1120,4 - \frac{10,81^2}{2} 0,5466}{186,6 + 2,235} = -3,93.$$

При $\varepsilon_1 > 0$ направление ε_1 совпадает с направлением ω_1 и наоборот.

Выводы

Из анализа динамического исследования машины установлено, что:

1) для обеспечения вращения звена привода с заданным коэффициентом неравномерности вращения $\delta = 0,055$ необходимо, чтобы постоянная составляющая приведенного момента инерции была $I_p^{\text{I}} = 186,6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

2) так как приведенный момент инерции всех вращающихся звеньев $I_{\Pi}^I > I_{\Pi}^0$, то на вал кривошипа необходимо установить маховик, момент инерции которого $I_M = 186,2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

3) получена графическая зависимость изменения угловой скорости звена приведения $\Delta\omega_1$ после установки маховика, а также значение углового ускорения ε_1 в расчетном положении.

4 ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

4.1 Задачи и методы динамического анализа механизма

Задачами динамического анализа механизма являются:

- 1) определение реакций в кинематических парах;
- 2) определение уравнивающего (движущего) момента, действующего на вал кривошипа со стороны привода.

Указанные задачи решаем кинетостатическим методом, основанным на **принципе Даламбера**: если к числу активных сил и реакций связей, действующих на механическую систему, приложить силы инерции (главные векторы и главные моменты сил инерции) звеньев, то система рассматривается как находящаяся в равновесии, 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 $\Delta\omega_1(\varphi_1)$ и $\Delta\varepsilon_1(\varphi_1)$. Задачи кинематики и кинетостатики можно решать как аналитически, так и графически. В данном проекте воспользуемся графическим решением — построением планов скоростей, ускорений сил.

Примечание. Положение механизма выдается преподавателем.

4.2 Кинематический анализ механизма

Изображаем схему механизма в положении 3 (см. рис. А.2). Имеются следующие значения ω_1 и ε_1 : $\omega_1 = 10,81 \text{ рад/с}$; $\varepsilon_1 = -3,93 \text{ рад/с}^2$.

Скорость V_A , м / с, точки А равна

$$V_A = \omega_1 l_{OA} = 10,81 \cdot 0,1877 = 2,03.$$

Масштабный коэффициент $\mu_V = 0,02 \frac{\text{м}}{\text{с} \cdot \text{мм}}$,

Тогда

$$pa = \frac{V_A}{\mu_V} = \frac{2,03}{0,02} = 101,5.$$

Так как $\vec{V}_A \perp OA$ и направлена в сторону вращения кривошипа 1, то откладываем отрезок $pa \perp OA$ (в соответствующем положении механизма).

Переходим к построению плана скоростей для группы Ассура (2, 3). Определим сначала скорость $\vec{V}_{A_3}$ той точки A_3 кулисы 3, которая в данном положении механизма совпадает с центром шарнира А. Для этого запишем два векторных уравнения

$$\begin{cases} \vec{V}_{A_3} = \vec{V}_A + \vec{V}_{A_3A}, \\ \vec{V}_{A_3} = \vec{V}_{O_2} + \vec{V}_{A_3O_2}, \end{cases} \quad (4.1)$$

где $\vec{V}_{O_2} = 0$ (точка O_2 неподвижна), $\vec{V}_{A_3A} \parallel O_2B$, $\vec{V}_{A_3O_2} \perp O_2B$ ($\vec{V}_{A_3A}$ и $\vec{V}_{A_3O_2}$ — скорости точки A_3).

В соответствии с уравнениями (4.1) из точки a проводим направление $\vec{V}_{A_3A} \parallel O_2B$, а из точки O_2 , которая совпадает с полюсом p — направление $\vec{V}_{A_3O_2} \perp O_2B$. В точке пересечения этих направлений получаем точку a_3 .

Точка b в соответствии с теоремой подобия должна находиться на продолжении отрезка pa_3 . Длину отрезка pb находим из пропорции $pb : pa_3 = O_2B : O_2A$.

Длина отрезка pa_3 берется из плана скоростей, а длина отрезка O_2A — из плана механизма в соответствующем положении ($O_2A = 372 \text{ мм}$).

Рассмотрим структурную группу Ассура (4, 5). Ползун 5 движется поступательно, поэтому достаточно определить скорость какой-либо одной его точки. Определим скорость $\vec{V}_C$ точки C . Для этого используем следующие уравнения:

$$\begin{cases} \vec{V}_C = \vec{V}_B + \vec{V}_{CB}, \\ \vec{V}_C = \vec{V}_{D_0} + \vec{V}_{CD_0}. \end{cases} \quad (4.2)$$

Согласно уравнениям (4.2), из точки b проводим прямую, перпендикулярную BC , а из полюса p — горизонтальную прямую. На их пересечении получаем точку C .

Точки S_3 и S_4 на плане скоростей находим по теореме подобия:

$$\frac{ps_3}{pb} = \frac{O_2S_3}{O_2B},$$

$$ps_3 = pb \frac{O_2S_3}{O_2B} = 0,5 pb;$$

$$\frac{bs_4}{bc} = \frac{BS_4}{BC},$$

$$ps_4 = bc \frac{BS_4}{BC} = 0,5 bc.$$

Из планов скоростей получаем

$$V_B = pb \mu_V = 109,1 \cdot 0,02 = 2,18;$$

$$V_C = pc \mu_V = 110 \cdot 0,02 = 2,2;$$

$$V_{S_3} = ps_3 \mu_V = 54,55 \cdot 0,02 = 1,09;$$

$$V_{S_4} = ps_4 \mu_V = 109,5 \cdot 0,02 = 2,19;$$

$$V_{A_3} = pa_3 \mu_V = 98,2 \cdot 0,02 = 1,96;$$

$$V_{A_3A} = aa_3 \mu_V = 25,6 \cdot 0,02 = 0,512;$$

$$V_{CB} = bc \mu_V = 9,2 \cdot 0,02 = 0,184;$$

$$\omega_3 = \frac{V_B}{l_{O_2B}} = \frac{2,18}{0,8275} = 2,63;$$

$$\omega_4 = \frac{V_{CB}}{l_{BC}} = \frac{0,184}{0,15} = 1,23.$$

Направление угловой скорости ω_3 звена 3 получим, поместив вектор относительной скорости $\vec{V}_B$ (вектор pb) в точку B и рассматривая поворот этой точки относительно точки O_2 . Аналогичным способом определяем направление угловой скорости ω_4 звена 4.

Переходим к построению плана ускорений.

Ускорение $\vec{a}_A$, точки A равно

$$\vec{a}_A = \vec{a}_A^n + \vec{a}_A^\tau,$$

где $\vec{a}_A^n$ — нормальное ускорение точки A , направленное от точки A к точке O ;

$\vec{a}_A^\tau$ — касательное (тангенциальное) ускорение точки A , направленное перпендикулярно OA в сторону углового ускорения ε_1 .

Нормальное ускорение $\vec{a}_A^n$, м / с², точки A , направленное от точки A к точке O , равно

$$a_A^n = \omega_1^2 l_{OA} = 10,81^2 \cdot 0,1877 = 21,93.$$

Касательное (тангенциальное) ускорение $\vec{a}_A^\tau$, м / с², точки A , направленное перпендикулярно OA в сторону углового ускорения ε_1 , равно

$$a_A^\tau = \varepsilon_1 l_{OA} = 3,93 \cdot 0,1877 = 0,738.$$

Принимаем масштабный коэффициент $\mu_a = 0,2 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2} / \text{мм}$ и находим отрезки, изображающие $\vec{a}_A^r$ и $\vec{a}_A^n$:

$$\pi n_1 = \frac{a_A^n}{\mu_a}; \quad an_1 = \frac{a_A^r}{\mu_a};$$

$$\pi n_1 = \frac{21,93}{0,2} = 109,7 \text{ мм}; \quad an_1 = \frac{0,738}{0,2} = 3,7.$$

В группе Ассура (2, 3) известны ускорения точек A и O_2 . Определим сначала ускорение a_{A_3} точки A_3 кулисы 3, совпадающей в данном положении механизма с центром шарнира A . Рассматривая движение точки A_3 кулисы относительно центра шарнира A , а затем относительно центра вращения O_2 кулисы, запишем два векторных уравнения распределения ускорений:

$$\vec{a}_{A_3} = \vec{a}_A + \vec{a}_{A_3A}^k + \vec{a}_{A_3A}^r;$$

$$\vec{a}_{A_3} = \vec{a}_{O_2} + \vec{a}_{A_3O_2}^n + \vec{a}_{A_3O_2}^t.$$

При этом $a_{O_2} = 0$.

Кориолисово ускорение определяется по формуле

$$\vec{a}_{A_3A}^k = 2\vec{\omega}_3 \vec{V}_{A_3A}$$

На плане ускорений оно изображается отрезком $ak = \frac{a_{A_3A}^k}{\mu_a}$.

При этом

$$\vec{a}_{A_3A}^k = 2 \cdot 2,63 \cdot 0,512 = 2,69.$$

Тогда

$$ak = \frac{2,69}{0,2} = 13,5.$$

Нормальное ускорение $\vec{a}_{A_3O_2}^n$, $\text{м} / \text{с}^2$, равно

$$\vec{a}_{A_3O_2}^n = \frac{V_{A_3}^2}{L_{AB}} = \frac{V_{A_3}^2}{O_2A\mu_s} = \frac{1,96^2}{372,2 \cdot 0,002} = 5,16.$$

На плане ускорений $\vec{a}_{A_3B}^n$ изображаем отрезком:

$$\pi n_3 = \frac{a_{A_3B}^n}{\mu_a} = \frac{5,16}{0,2} = 25,8.$$

Вектор тангенциального ускорения $\vec{a}_{A_3O_2}^r$ точки a_3 в ее движении относительно точки b направлен перпендикулярно к линии AO_2 .

Чтобы решить графически векторные уравнения распределения ускорений, надо из точки a отложить отрезок ak и через точку k провести прямую, параллельную O_2A , а из полюса π (так как $a_{O_2} = 0$) отложить отрезок πn_3 и через точку n_3 провести прямую, перпендикулярную к O_2A . На пересечении получим точку a_3 . Соединив полюс π с точкой a_3 , получим отрезок $\pi a_3 = 27,9$ мм.

В соответствии с теоремой подобия точка b на плане ускорений должна находиться на продолжении отрезка πa_3 .

Длину отрезка πb найдем из пропорции

$$\frac{\pi b}{\pi a_3} = \frac{O_2B}{O_2A} \Rightarrow \pi b = \frac{O_2B \cdot \pi a_3}{O_2A} = \frac{413,75 \cdot 27,9}{372,2} = 31.$$

Переходим к построению плана ускорений другой структурной группы, состоящей из звеньев 4 и 5. Определим ускорение точки C ползуна 5. Рассматривая движение его по отношению к шарниру B и направляющей xx , запишем соответственно два векторных уравнения:

$$\vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{CB}^r;$$

$$\vec{a}_C = \vec{a}_{D_0} + \vec{a}_{CD_0}^r.$$

Ускорение a_B центра шарнира B определено при исследовании структурной группы, составленной звеньями 2 и 3. Ускорение $\vec{a}_{D_0} = 0$, так как точка D_0 принадлежит стойке O и в данный момент неподвижна; $\vec{a}_{CD_0}^r$ — относительное ускорение точки C по отношению к точке D_0 ,

направленное по горизонтали; $\vec{a}_{CB}^n$ и $\vec{a}_{CB}^\tau$ — нормальная и касательная составляющие относительного ускорения точки C .

Нормальная составляющая относительного ускорения a_{CB}^n , м / с², точки C определяется по формуле

$$a_{CB}^n = \omega_4^2 l_{CB} = 1,23^2 \cdot 0,15 = 0,227.$$

Тогда получаем отрезок bn_4 , мм, равный

$$bn_4 = \frac{a_{CB}^n}{\mu_a} = \frac{0,227}{0,2} = 1,1.$$

В соответствии с уравнениями из точки b откладываем отрезок bn_4 в направлении a_{CB}^n , из точки n_4 проводим линию в направлении $\vec{a}_{CB}^\tau$, а из точки d_0 , расположенной в полюсе π , проводим горизонталь. В пересечении указанных линий получаем точку s , которую соединяем с полюсом π , и получаем отрезок πs , изображающий $\vec{a}_C$.

Точку S_3 на плане ускорений находим по теореме подобия (аналогично тому, как это было сделано при построении плана скоростей):

$$\pi s_3 = \pi b \frac{O_2 S_3}{O_2 B} = 0,5 \pi b.$$

Положения точки S_4 на плане ускорений находим также по теореме подобия.

Из плана ускорений получаем

$$a_{A_3} = \pi a_3 \mu_a = 27,9 \cdot 0,2 = 5,58 ;$$

$$a_{S_3} = \pi s_3 \mu_a = 15,5 \cdot 0,2 = 3,1 ;$$

$$a_{S_4} = \pi s_4 \mu_a = 18,8 \cdot 0,2 = 3,76 ;$$

$$a_B = \pi b \mu_a = 31 \cdot 0,2 = 6,2 ;$$

$$a_C = \pi c \mu_a = 11,4 \cdot 0,2 = 2,28 ;$$

$$a_{A_3O_2}^\tau = n_3 a_3 \mu_a = 10,6 \cdot 0,2 = 2,12 ;$$

$$a_{CB}^\tau = n_4 c \mu_a = 27,7 \cdot 0,2 = 5,54 .$$

Угловые ускорения ε_3 и ε_4 , рад / с², равны

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{A_3O_2}^\tau}{l_{O_2A}} = \frac{a_{A_3O_2}^\tau}{O_2A \mu_s} = \frac{2,12}{372,2 \cdot 0,002} = 2,85 ;$$

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{CB}^\tau}{l_{BC}} = \frac{5,54}{0,15} = 36,9 .$$

Направление углового ускорения ε_3 звена 3 получим, поместив вектор $a_{A_3B}^\tau$ (вектор $n_3 a_3$) в точку A и рассматривая поворот этой точки относительно точки O_2 . Аналогичным образом определяем направление углового ускорения ε_4 звена 4.

4.3 Силовой расчет механизма

4.3.1 Определение сил инерции и моментов сил инерции звеньев

Главные векторы сил инерции $F_{и1}, F_{и2}, F_{и3}, F_{и4}, F_{и5}, H$, равны

$$F_{и1} = m_1 a_{s_1} = 0.$$

Ускорение $a_{s_1} = 0$, так как центр масс находится на оси вращения и является неподвижным;

$$F_{и2} = m_2 a_{s_2} = 0,$$

так как по условию массой звена 2 пренебрегают;

$$F_{и3} = m_3 a_{s_3} = 20,7 \cdot 3,1 = 64 ;$$

$$F_{и4} = m_4 a_{s_4} = 3,8 \cdot 3,76 = 14 ;$$

$$F_{и5} = m_5 a_C = 41,4 \cdot 2,28 = 94 .$$

Силы инерции приложены в центрах масс и направлены противоположно ускорениям центров масс звеньев.

Главные моменты сил инерции $M_{и1}$, $M_{и3}$, $M_{и4}$, Н · м, равны

$$M_{и1} = I_{\Pi}^I \varepsilon_1 = 186,6 \cdot 3,93 = 733,3 ;$$

$$M_{и3} = I_{s_3} \varepsilon_3 = 2,41 \cdot 2,85 = 6,9 ;$$

$$M_{и4} = I_{s_4} \varepsilon_4 = 0,0145 \cdot 36,9 = 0,54 .$$

Моменты сил инерции направлены противоположно угловым ускорениям звеньев.

4.3.2 Кинестатический силовой анализ механизма

Силовой расчет проводим по группам Ассура, начиная с наиболее удаленной от ведущего звена группы (4, 5). Рассматриваемую группу строим в масштабе $\mu_s = 0,002$ м / мм. Действие отброшенных звеньев заменяем реакциями F_{43} и F_{50} .

Реакцию F_{43} раскладываем на составляющие $\vec{F}_{43}^n$, направленную вдоль звена CB , и $\vec{F}_{43}^{\tau}$, направленную перпендикулярно CB .

Составляющую $\vec{F}_{43}^{\tau}$, Н, находим из уравнения моментов всех сил, действующих на звено 4, относительно точки C :

$$\sum M_C = 0 \text{ или } \sum M_C = G_4 h_1 - F_{и4} h_2 - M_{и4} / \mu_l - F_{43}^{\tau} BC = 0 \Rightarrow$$

$$F_{43}^{\tau} = \frac{G_4 h_1 - F_{и4} h_2 - M_{и4} / \mu_l}{BC} = \frac{37 \cdot 37,1 - 14 \cdot 30,8 - 0,54 / 0,002}{75} = 9 .$$

Составляющую $\vec{F}_{34}^n$ и реакцию $\vec{F}_{05}$ находим путем построения плана сил согласно уравнению равновесия группы, которое записываем в соответствии с принципом Даламбера:

$$\vec{F}_{50} + \vec{F}_{\text{ПС}} + \vec{F}_{\text{И5}} + \vec{G}_5 + \vec{F}_{43}^n + \vec{F}_{43}^r + \vec{G}_4 + \vec{F}_{\text{И4}} = 0.$$

В уравнениях неизвестны силы $\vec{F}_{50}$ и $\vec{F}_{43}^n$, для определения их строим план сил.

Масштабный коэффициент μ_F принимаем равным 20 Н / мм.

Тогда силы изображаем следующими отрезками, мм:

$$ab = \frac{F_{43}^r}{\mu_F} = \frac{9}{20} = 0,5 ;$$

$$bc = \frac{G_4}{\mu_F} = \frac{37}{20} = 1,9 ;$$

$$cd = \frac{F_{\text{И4}}}{\mu_F} = \frac{14}{20} = 0,7 ;$$

$$de = \frac{G_5}{\mu_F} = \frac{406}{20} = 20,3 ;$$

$$ef = \frac{F_{\text{И5}}}{\mu_F} = \frac{94}{20} = 4,7 ;$$

$$fg = \frac{F_C}{\mu_F} = \frac{550}{20} = 27,5 .$$

Из плана сил находим F_{43} и F_{50} , Н, которые равны

$$F_{43} = 282,9 \cdot 20 = 5658 ;$$

$$F_{50} = gk\mu_F = 17,7 \cdot 20 = 354.$$

Реакцию F_{45} во внутренней кинематической паре, образованную звеньями 4 и 5, найдем из условия равновесия звена 4:

$$\vec{F}_{45} + \vec{F}_{43}^n + \vec{F}_{43}^r + \vec{G}_4 + \vec{F}_{и4} = 0.$$

Для нахождения F_{45} , Н, на плане сил достаточно соединить точки d и k :

$$F_{45} = dk \mu_F = 282,3 \cdot 20 = 5646.$$

На звенья 2 и 3 группы Ассура кроме сил тяжести G_3 и результирующей силы инерции $P_{и3}$ действуют силы реакции F_{34}, F_{30}, F_{21} .

Сила F_{21} прикладывается в центре вращательной пары A . Направление ее определяем из условия равновесия камня кулисы A :

$$\vec{F}_{21} + \vec{F}_{23} = 0,$$

где F_{32} — давление со стороны кулисы на камень.

При этом

$$\vec{F}_{21} = -\vec{F}_{32} = \vec{F}_{23}.$$

Величину силы $\vec{F}_{21}$ определяем из уравнения моментов всех сил, действующих на звенья 2 и 3 группы Ассура относительно точки O_2 :

$$\sum M_{O_2}(P_i) = F_{21}h_3 - F_{34}h_4 - G_3h_5 - F_{и3}h_6 - \frac{M_{и3}}{\mu_l} = 0.$$

Откуда

$$F_{21} = \frac{F_{43}h_4 + G_3h_5 + F_{и3}h_6 + \frac{M_{и3}}{\mu_l}}{h_3} =$$

$$= \frac{5658 \cdot 413,1 + 203 \cdot 17,3 + 64 \cdot 78,5 + \frac{6,9}{0,002}}{372,2} = 6312.$$

Приравнивая к нулю векторную сумму всех сил, действующих на звенья 2 и 3 и построив план сил, находим реакцию F_{30} . Масштаб плана сил μ_F , Н, принимаем равным 25 Н / мм:

$$\vec{F}_{21} + \vec{F}_{34} + \vec{G}_3 + \vec{F}_{из} + \vec{F}_{30} = 0 ;$$

$$F_{30} = ea\mu_F = 34,5 \cdot 25 = 863.$$

Рассматриваем равновесие ведущего звена кривошипа O_1A .

Величину уравнивающей силы F_y , Н, определяем из уравнения

$$\sum M_0(F_i) = F_{12}h_7 - F_y h_8 - \frac{M_{ил}}{\mu_l} = 0 \Rightarrow$$

$$F_y = \frac{F_{12}h_7 - \frac{M_{ил}}{\mu_l}}{h_8} = \frac{6312 \cdot 90,8 - \frac{733,3}{0,002}}{93,85} = 2201 \text{ Н.}$$

Для определения давления F_{10} в паре O решаем графически векторное уравнение

$$\vec{F}_{12} + \vec{F}_y + \vec{G}_1 + \vec{F}_{10} = 0 .$$

Построения производим в масштабе $\mu_F = 50$ Н / мм.

На плане силу $\vec{G}_1$ изображаем в виде точки, так как она значительно меньше $\vec{F}_{21}$ и $\vec{F}_y$.

Из плана сил

$$\vec{F}_{10} = da\mu_F = 84,4 \cdot 50 = 4220 .$$

4.3.3 Определение уравнивающей силы методом Жуковского

В произвольном масштабе строим повернутый на 90° план скоростей для заданного положения механизма. В соответствующих точках

плана прикладываем все внешние силы (в том числе и F_y , Н), силы инерции, а также пары сил, заменяющие моменты сил инерции:

$$F'_{M1} = F''_{M1} = \frac{M_{и1}}{l_{O4}} = \frac{733,3}{0,1877} = 3906,8;$$

$$F'_{M3} = F''_{M3} = \frac{M_{и3}}{l_{O2B}} = \frac{6,9}{0,8275} = 8;$$

$$F'_{M4} = F''_{M4} = \frac{M_{и4}}{l_{CB}} = \frac{0,54}{0,15} = 3,6.$$

Силу F'_{M4} учитывать не будем, так как она очень мала.

Составляем уравнение моментов относительно полюса плана скоростей:

$$\begin{aligned} -F_y \cdot 152,3 - F'_{M1} \cdot 152,3 + F'_{M3} \cdot 163,7 + F_{и4} \cdot 106,4 + G_4 \cdot 6,9 + G_3 \cdot 6,9 + \\ + F_{и3} \cdot 31,1 + F_{и5} \cdot 165 + F_{пс} \cdot 165 = 0; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_y = (-F'_{M1} \cdot 152,3 + F'_{M3} \cdot 163,7 + F_{и4} \cdot 106,4 + G_4 \cdot 6,9 + G_3 \cdot 6,9 + F_{и3} \cdot 31,1 + \\ + F_{и5} \cdot 165 + F_{пс} \cdot 165) / 152,3 = (-3906,9 \cdot 152,3 + 8 \cdot 163,7 + 14 \cdot 106,4 + 37 \cdot 6,9 + \\ + 203 \cdot 6,9 + 64 \cdot 31,1 + 94 \cdot 165 + 5500 \cdot 165) / 152,3 = 2196. \end{aligned}$$

Погрешность расчета Δ , %, выполненного двумя методами, составляет

$$\Delta = \frac{2201 - 2196}{2196} 100 = 0,23.$$

Силовой анализ механизма выполнен верно.

5 ПРОЕКТИРОВАНИЕ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

5.1 Задачи проектирования. Исходные данные

Задачами проектирования кулачкового механизма (см. рис. А.3) являются:

- 1) определение основных размеров из условия ограничения угла давления;
- 2) построение профиля кулачка, обеспечивающего заданный закон движения толкателя.

Исходными данными для синтеза являются схема механизма (рис. 5.1) и параметры, приведенные в таблице 5.1.

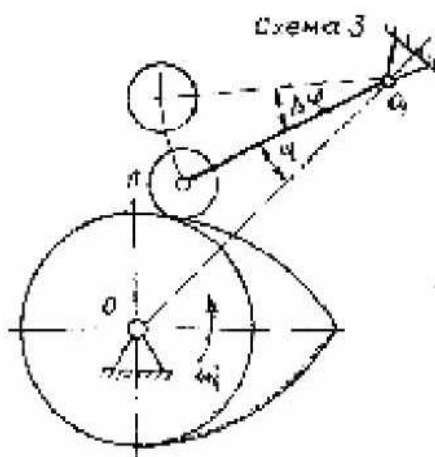


Рисунок 5.1 — Схема механизма

Таблица 5.1 — Исходные данные проектирования

Угол качания, град	Длина коромысла	Фазовые углы, град			$\theta_{\max}$, град	Закон движения толкателя	
		φ_y	$\varphi_{до}$	$\varphi_{в}$		при удалении	при возвращении
25	0,18	125	50	100	35	Равномерно убывающий	Параболический

5.2 Определение кинематических характеристик толкателя

Рабочий угол кулачка φ_p равен

$$\varphi_p = \varphi_x + \varphi_{дс} + \varphi_B = 125 + 50 + 100 = 275,$$

в радианах:

$$\varphi_p^p = \frac{\pi}{180} \varphi_p = \frac{3,14}{180} \cdot 275 = 4,7972.$$

Фазовые углы φ_y^p , $\varphi_{дс}^p$, φ_B^p в радианах равны

$$\varphi_y^p = \frac{\pi}{180} \varphi_y = \frac{3,14}{180} \cdot 125 = 2,1806;$$

$$\varphi_{дс}^p = \frac{\pi}{180} \varphi_{дс} = \frac{3,14}{180} \cdot 50 = 0,8722;$$

$$\varphi_B^p = \frac{\pi}{180} \varphi_B = \frac{3,14}{180} \cdot 100 = 1,7444.$$

Примем отрезок $[0—15]$, изображающий на графиках рабочий угол, равным 275 мм.

Тогда масштабные коэффициенты μ_φ и μ_φ^p , град / мм составляют

$$\mu_\varphi = \frac{\varphi_p}{[0-15]} = \frac{275}{275} = 1;$$

$$\mu_\varphi^p = \frac{\varphi_p^p}{[0-15]} = \frac{4,7972}{275} = 0,01745.$$

Отрезки, изображающие на графиках фазовые углы, мм, равны

$$[0-6] = \frac{\varphi_y}{\mu_\varphi} = \frac{125}{1} = 125;$$

$$[6-7] = \frac{\Phi_{\text{ДС}}}{\mu_{\Phi}} = \frac{50}{1} = 50;$$

$$[7-17] = \frac{\Phi_{\text{В}}}{\mu_{\Phi}} = \frac{100}{1} = 100.$$

Отрезки [0—6] и [7—15] делим на 6 и 8 равных частей соответственно.

На фазе удаления толкатель движется по закону с равномерно убывающим ускорением, а на фазе возвращения — по параболическому закону изменения ускорения.

Максимальное линейное перемещение центра ролика коромысла h , м, равно

$$h = \pi l \psi / 180 = 3,14 \cdot 180 \cdot 25 / 180 = 78,5 = 0,0785.$$

По исходным данным определяем максимальные значения аналогов скоростей и ускорений толкателя: S'_y , S'_B , S''_y , S''_B , м,

$$S'_y = \frac{3 \cdot h}{2\Phi_y^p} = \frac{3 \cdot 0,0785}{2 \cdot 2,1806} = 0,054;$$

$$S'_B = 2 \frac{h}{\Phi_B^p} = \frac{2 \cdot 0,0785}{1,7444} = 0,09;$$

$$S''_y = \pm \frac{6 \cdot h}{\Phi_y^{2p}} = \pm \frac{6 \cdot 0,0785}{2,1806^2} = \pm 0,099;$$

$$S''_B = -2(1 + \nu) \frac{h}{\Phi_B^2} = 2(1 + 1) \frac{0,0785}{1,7444^2} = 0,1032;$$

$$S''_B = 2 \left(\frac{1 + \nu}{\nu} \right) \frac{h}{\Phi_B^2} = 2 \left(\frac{1 + 1}{1} \right) \frac{0,0785}{1,7444^2} = 0,1032.$$

Масштабные коэффициенты μ_s'' , μ_s' , равны

$$\mu_s'' = \frac{S''_{\text{max}}}{y_{s''\text{max}}} = \frac{0,1032}{51,6} = 0,002;$$

$$\mu_s' = \frac{S'_{\max}}{y_{s'\max}} = \frac{0,09}{90} = 0,001.$$

Построение графиков скоростей и перемещений толкателя будем производиться методом графического интегрирования. При этом полюсные расстояния h_1 и h_2 , мм, равны

$$h_1 = \frac{\mu_s'}{\mu_s'' \mu_{\Phi_p^p}} = \frac{0,001}{0,002 \cdot 0,01744} = 28,67;$$

$$h_2 = \frac{1}{\mu_{\Phi_p^p}} = \frac{1}{0,01745} = 57,3.$$

5.3 Определение основных размеров кулачкового механизма

Определяем минимальный радиус кулачка R_0 и межосевое расстояние l_0 из условия незаклинивания на фазах удаления и возвращения. Используя график $S = S(\varphi)$, строим положения коромысла для фаз удаления и возвращения. На линиях, соответствующих этим положениям, от точки B (центра ролика) откладываются векторы аналогов скорости s' (в масштабе $\mu_{s'} = \mu_s = 0,001$ м / мм), повернутые на 90° в сторону с вращения кулачка. Из концов этих векторов проводятся лучи под углами $\vartheta_{\text{доп}} = 35^\circ$ на фазе удаления и $\vartheta_{\text{доп}} = 40^\circ$ на фазе возвращения к положениям коромысла. Центр вращения кулачка выбирается в зоне, свободной от пересечения лучей. Чтобы избежать резкого изменения кривизны профиля кулачка, переменное смещение e должно иметь небольшие значения. В этом случае за центр вращения кулачка следует выбирать точку, лежащую на перпендикуляре (или вблизи его), восстановленном из точки A среднего положения коромысла. Из чертежа получаем минимальный радиус кулачка R_o , м, равный

$$R_o = O_1 B \cdot \mu_s = 69 \cdot 0,001 = 0,069.$$

5.4 Построение профиля кулачка

Строим центровый профиль кулачка. Выбирается масштаб построения $\mu_s = 0,001 \text{ м / мм}$. Откладывается линия центров $O_1 O_0$. Из точки O_1 проводятся окружности радиусами R_0 , мм, и $L_0 = O_1 O_0$ мм, из точки O_0 — центра вращения коромысла — радиусом, равным длине коромысла L_{OA} — дуга до пересечения с окружностью радиусом r_0 .

Точка пересечения их A_0 определит положение центра ролика коромысла, соответствующее началу фазы удаления. От точки A_0 откладывается перемещение центра ролика согласно графику $S = S(\varphi)$. Из центра O_1 через точки $A_0, A_1, \dots, A_{15}$, проводятся концентрические дуги. От линии центров $O_1 A_0$ в сторону, противоположную вращению кулачка, откладываются фазовые углы $\varphi_y = 125^\circ; \varphi_{дс} = 50^\circ; \varphi_B = 100^\circ$. Дуги максимального радиуса, стягивающие углы φ_y и φ_B , делятся на части согласно графику $S = S(\varphi)$. Полученные точки $O_0, O_1, \dots, O_{15}$ определяют положение центра вращения коромысла в обратном движении. Для определения положения второй точки коромысла A в обратном движении следует из точек $O_0, O_1, \dots, O_{15}$ радиусом, равным длине коромысла l_{OA} , сделать засечки по соответствующим концентрическим дугам. Соединив плавной кривой точки 0, 1, ..., 15, получают центровый профиль кулачка на фазах удаления и возвращения. На фазе дальнего стояния профиль кулачка очерчиваются дугой максимального радиуса, на фазе ближнего стояния — дугой минимального радиуса R_0 .

Строим действительный профиль кулачка. Радиус ролика выбирается с учетом двух условий:

- 1) $r_p \leq 0,4r_0$ (конструктивное условие);
- 2) $r_p \leq 0,7\rho_{\min}$ (условие отсутствия заострения действительного профиля кулачка), где $\rho_{\min}$ — минимальный радиус кривизны выпуклых участков центрового профиля кулачка.

Радиус $\rho_{\min}$ определяется с помощью следующего построения. В зоне наибольшей кривизны центрового профиля отмечаем точку. Вблизи от нее на равном расстоянии отмечаем еще две точки и соединяем их с первой точкой хордами. Через середины полученных хорд проводим к ним перпендикуляры, пересекающиеся в точке, которая является центром окружности, проходящей через все три точки. Радиус этой окружности приближенно можно принять за $\rho_{\min}$.

Тогда радиус $\rho_{\min}$, м, равен

$$\rho_{\min} = 26,5 \cdot \mu_l = 77,8 \cdot 0,001 = 0,0778;$$

$$r_p \leq 0,4r_{\Pi} = 0,4 \cdot 0,069 = 0,0276;$$

$$r_p \leq 0,7\rho_{\min} = 0,7 \cdot 0,0778 = 0,0544.$$

Принимаем радиус ролика $r_p = 0,002$ м.

При геометрическом замыкании кулачок имеет форму диска с фигурным пазом, ширина которого теоретически равняется диаметру ролика. Для построения паза на центровом профиле выбирается ряд точек, из которых проводятся окружности радиусом, равным радиусу ролика. Две огибающие к семейству этих окружностей являются двумя сторонами паза.

5.5 Определение углов давления

Строим график зависимости угла давления Θ_l от угла поворота кулачка для фаз удаления и возвращения, так как высшая пара имеет геометрическое замыкание (рис. А.4). Определение углов давления производим графическим методом — путем измерения на чертеже.

Результаты определения угла давления Θ приведены в таблице 5.2, на основании которой построен график $\Theta(\varphi)$. Масштабный коэффициент μ_{Θ} , град / мм, равен

$$\mu_{\Theta} = \frac{\Theta_{\max}}{y_{\Theta\max}} = \frac{40}{40} = 1.$$

Примечание. Для определения $S_T(\varphi_1)$, $S'_T(\varphi_1)$, $S''_T(\varphi_1)$ и углов давления можно использовать аналитические зависимости [3] для соответствующих законов движения.

Т а б л и ц а 5.2 — Определение углов давления

Номер положения	Θ , град	y_{Θ} , мм
0	−3,5	−3,5
1	20,9	20,9
2	29	29
3	26,6	26,6
4	19,5	19,5
5	10,2	10,2

Окончание табл. 5.2

Номер положения	θ , град	y_θ , мм
6	-1,7	-1,7
7	-1,7	-1,7
8	-10,4	-10,4
9	-19,8	-19,8
10	-29,8	-29,8
11	-39,8	-39,8
12	-35	-35
13	-28,6	-28,6
14	-18,8	-18,8
5	-3,5	-3,5

6 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ

6.1 Задачи проектирования

Задачами проектирования планетарной передачи являются (рис. 6.1):

1) подбор чисел зубьев $z_1—z_3$;

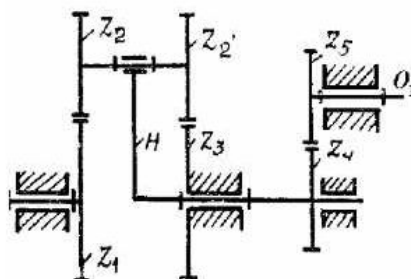


Рисунок 6.1 — Схема зубчатого механизма

2) расчет параметров эвольвентного зацепления $z_4—z_5$;

3) построение планов скоростей планетарного механизма.

6.2 Подбор числа зубьев и числа сателлитов планетарного механизма

Общее передаточное число механизма U_M , равно

$$U_M = \frac{n_1}{n_5} = \frac{955}{102,8} = 9,29.$$

Передаточное число зубчатой пары $z_4 — z_5$ равно

$$U_{45} = -\frac{z_5}{z_4} = -\frac{19}{14} = -1,357.$$

Тогда передаточное число планетарной части редуктора U_{1H} составляет

$$U_{1H} = \frac{U_M}{U_{45}} = \frac{9,29}{(-1,357)} = -6,846.$$

Для правильного подбора чисел зубьев примем $U_{H5} = -6,84$.

При этом $U_M = 6,84 \cdot 1,357 = 9,282$. Отклонение от заданного передаточного отношения Δ , %, равно

$$\Delta = \frac{9,29 - 9,282}{9,282} \cdot 100 = 0,09.$$

Уравнение передаточного отношения следующее:

$$U_{1H}^3 = 1 - \frac{z_2 z_3}{z_1 z'_2}.$$

Откуда

$$\frac{z_2 z_3}{z_1 z'_2} = -U_{1H}^3 + 1 = 6,84 + 1 = 7,84 = \frac{196}{25} = \frac{14 \cdot 14}{5 \cdot 5}.$$

Запишем условия соосности:

$$m_{12}(z_1 + z_2) = m_{2'3}(z_3 + z'_2);$$

$$m_{12}(z_1 + z_2) = 4(5 + 14) = 76;$$

$$m_{2'3}(z_3 + z'_2) = 4(14 + 5) = 76.$$

Условие соосности выполняется.

Таким образом, получаем

$$\frac{z_2 z_3}{z_1 z'_2} = -\frac{14 \cdot 14}{5 \cdot 5} = \frac{56 \cdot 56}{20 \cdot 20}.$$

Из условия сборки определим возможные числа сателлитов:

$$k = \frac{z_2 \cdot z_3 - z_1 \cdot z'_2}{CP} = \frac{56 \cdot 56 - 20 \cdot 20}{C \cdot 4} = \frac{684}{C},$$

где C — любое целое число;

P — общий наибольший делитель чисел зубьев венцов сателлитов, в нашем случае равный 4.

При $c = 342$, $k = 2$.

При $c = 228$, $k = 3$.

При $c = 171$, $k = 4$.

Принимаем $k = 3$.

Производим проверку по условиям соседства:

$$\begin{aligned} (z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{k} &> z_2 + 2 \quad (z'_2 + z_3) \sin \frac{\pi}{k} > z_4 + 2 = \\ &= (20 + 56) \sin \frac{180}{3} = 66 > 56 + 2 = 58; \\ (20 + 56) \sin \frac{180}{3} &= 66 > 56 + 2 = 58. \end{aligned}$$

Условия выполняются.

Передаточное отношение зубчатого механизма также определяем графическим методом.

Находим начальные диаметры колес d_1 , d_2 , d'_2 , d_3 , мм, планетарной передачи и вычерчиваем кинематическую схему механизма, приняв масштабный коэффициент $\mu_l = 0,002$ м / мм:

$$d_1 = m_{12} z_1 = 4 \cdot 20 = 80;$$

$$d_2 = m_{12} z_2 = 4 \cdot 56 = 224;$$

$$d'_2 = m_{2'3} z'_2 = 4 \cdot 20 = 80;$$

$$d_3 = m_{2'3} \cdot z_3 = 4 \cdot 56 = 224.$$

Строим план линейных скоростей. Из точки a откладываем вектор aa' , изображающий скорость точки A колес 1 и 2:

$$V_A = \omega_1 d_1 / 2 = \frac{\pi n_1}{30} d_1 / 2 = \frac{3,14 \cdot 955}{30} \cdot \frac{0,08}{2} = 4.$$

Принимаем масштабный коэффициент $\mu_V = 0,1 \frac{\text{м}}{\text{с} \cdot \text{мм}}$.

Тогда

$$pa = \frac{V_A}{\mu_V} = \frac{4}{0,1} = 40.$$

Производим построение планов скоростей (см. рис. А.3).

Строим план угловых скоростей. На продолжении OC откладываем отрезок PS произвольной длины. Из точки P проводим прямые, параллельные линиям $1, 2, 2', 3$ и H до пересечения их в точках $1, 2, 2', 3$ и H с перпендикуляром к линии PS .

Таким образом, передаточное отношение редуктора равно

$$i_{16} = \frac{S1}{S5} = \frac{40}{4,31} = 9,281.$$

Погрешность построения $\Delta, \%$, составляет

$$\Delta = \frac{9,282 - 9,281}{9,281} \cdot 100 = 0,01.$$

Построения выполнены правильно.

6.3 Расчет параметров эвольвентного зацепления

Исходные условия:

- число зубьев шестерни z_4 , равно 14;
- число зубьев колеса z_5 , равно 19;
- модуль зубчатого зацепления m , равно 10;
- угол зацепления α , равно 20° .

1. Шаг зацепления по делительной окружности t , мм, составляет:

$$t = m\pi = 10 \cdot 3,14159 = 31,42.$$

2. Диаметр делительной окружности d_4 и d_5 , мм, равен

$$d_4 = mz_4 = 10 \cdot 14 = 140,$$

$$d_5 = mz_5 = 10 \cdot 19 = 190.$$

3. Диаметр основной окружности d_{b4} и d_{b5} , мм, равен

$$d_{b4} = d_4 \cdot \cos \alpha = 140 \cdot \cos 20^\circ = 140 \cdot 0,93969 = 131,56 ;$$

$$d_{b5} = d_5 \cdot \cos \alpha = 190 \cdot \cos 20^\circ = 190 \cdot 0,93969 = 178,54 .$$

4. Относительные смещения ξ_1 и ξ_2 инструментальной рейки при нарезании колес равны

$$\xi_1 \geq (17 - z_4)/17 = (17 - 14)/17 = 0,17647, \text{ при } (z_1 < 17);$$

$$\xi_2 = 0, \text{ при } (z_2 \geq 17).$$

5. Угол зацепления $\text{inv} \alpha_w$ составляет

$$\text{inv} \alpha_w = \text{inv} \alpha + \frac{2(\xi_1 + \xi_2)}{(z_1 + z_2)} \text{tg} \alpha = 0,0149 + \frac{2 \cdot (0,17647 + 0)}{(14 + 19)} \text{tg} 20^\circ = 0,01879;$$

$$\alpha_w = 21^\circ 32' 46'' = 21,546.$$

6. Диаметр начальной окружности d_{w4} и d_{w5} , мм, равен

$$d_{w4} = d_4 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 1140 \cdot \frac{\cos 20^\circ}{\cos 21,546^\circ} = 141,44;$$

$$d_{w5} = d_5 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 210 \cdot \frac{\cos 20^\circ}{\cos 21,546^\circ} = 191,95 .$$

7. Толщина зуба по делительной окружности S_4 и S_5 , мм, составляет

$$S_4 = m \left(\frac{\pi}{2} + 2\xi_4 \text{tg} \alpha \right) = 10 \left(\frac{3,14}{2} + 2 \cdot 0,17647 \text{tg} 20^\circ \right) = 16,98;$$

$$S_5 = m \left(\frac{\pi}{2} + 2\xi_5 \text{tg} \alpha \right) = 10 \left(\frac{3,14}{2} + 2 \cdot 0 \cdot \text{tg} 20^\circ \right) = 15,7.$$

8. Межосевое расстояние a_w , мм, равно

$$a_w = m \frac{(z_4 + z_5)}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 10 \cdot \frac{33}{2} \frac{\cos 20^\circ}{\cos 21,546^\circ} = 166,7.$$

9. Радиусы окружностей впадин r_{f4} и r_{f5} , мм, составляют

$$r_{f4} = 0,5m(z_4 - 2,5 - 2\xi_4) = 0,5 \cdot 10(14 - 2,5 + 2 \cdot 0,17647) = 59,26;$$

$$r_{f5} = 0,5m(z_5 - 2,5 - 2\xi_5) = 0,5 \cdot 10(19 - 2,5 + 2 \cdot 0) = 82,5.$$

10. Радиусы окружностей вершин r_{a4} и r_{a5} , мм, равны

$$r_{a4} = a_w - r_{f5} - 0,25m = 166,7 - 82,5 - 0,25 \cdot 10 = 81,7;$$

$$r_{a5} = a_w - r_{f4} - 0,25 \cdot m = 166,7 - 59,26 - 0,25 \cdot 10 = 104,94.$$

11. Определение коэффициента торцового перекрытия ε_α , °, равно

$$\varepsilon_\alpha = [(\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_w) / \tau_1] + [(\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_w) / \tau_2],$$

где

$$\alpha_{a1} = \arccos \left(\frac{r_{b4}}{r_{a4}} \right) = \arccos \left(\frac{65,78}{81,7} \right) = 36,38;$$

$$\alpha_{a2} = \arccos \left(\frac{r_{b5}}{r_{a5}} \right) = \arccos \left(\frac{89,27}{104,94} \right) = 31,71;$$

$$\tau_1 = \frac{2\pi}{z_4} = \frac{2 \cdot 3,14}{14} = 0,44857;$$

$$\tau_2 = \frac{2\pi}{z_2} = \frac{2 \cdot 3,14}{19} = 0,3305.$$

Тогда коэффициент торцового перекрытия ε_α равен

$$\varepsilon_\alpha = [(\operatorname{tg} 36,38 - \operatorname{tg} 21,546) / 0,44857] + [(\operatorname{tg} 31,71 - \operatorname{tg} 21,546) / 0,3305] = 1,437.$$

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. *Артоболевский, И. И.* Теория машин и механизмов / И. И. Артоболевский. — М. : Наука, 1988.
2. *Кожевников, С. Н.* Теория механизмов и машин / С. Н. Кожевников. — М. : [б. и.], 1973.
3. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин : учеб. для вузов / под ред. Г. Н. Девойно. — Минск : Выш. шк., 1986. — 285 с.
4. *Левитская, О. Н.* Курс теории механизмов и машин / О. Н. Левитская, Н. И. Левитский. — М. : Выш. шк., 1978. — 269 с.
5. *Попов, С. А.* Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин : учеб. пособие для вузов / С. А. Попов, Г. А. Тимофеев ; под ред. К. В. Фролова. — 5-е изд., перераб. и доп. — М. : Выш. шк. — 458 с. : ил.
6. Синтез кулачкового механизма : метод. рекомендации по курсовому проектированию по дисциплине «Теория механизмов, машин и манипуляторов» для студентов инженер. специальностей / сост. В. Г. Заяц. — Барановичи : РИО БарГУ, 2009. — 17, [3] с.
7. Синтез передаточного зубчатого механизма : метод. рекомендации по курсовому проектированию по дисциплине «Теория механизмов, машин и манипуляторов» для студентов инженер. специальностей / сост. В. Г. Заяц. — Барановичи : РИО БарГУ, 2009. — 25, [7] с.
8. *Фролов, К. В.* Теория механизмов и механика машин / учеб. для вузов / К. В. Фролов [и др.] ; под ред. К. В. Фролова. — 4-е изд., испр. — М. : Выш. шк., 2003. — 496 с. : ил.
9. *Юдин, В. А.* Теория механизмов и машин : учеб. пособие для вузов. — Изд. 2-е перераб. и доп. / В. А. Юдин, Л. В. Петрокас. — М. : [б. и.], 1977. — 527 с.