

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра машиноведения

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА ПО КУРСУ
«ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ, МАШИН И МАНИПУЛЯТОРОВ» ДЛЯ
СТУДЕНТОВ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ

Брест 2004

УДК 531.8 (07)

Методические указания предназначены для оказания помощи при выполнении курсовых проектов по курсу «Теория машин, механизмов и манипуляторов».

Составитель: Н.И. Григорьева, ст. преподаватель.

Рецензент: А.М. Переверткин, Директор РУП «Брестский машиностроительный завод»

Оглавление

Общие сведения о проекте	4
Содержание графической части проекта	4
Рекомендуемая литература	8
1. Структурный анализ механизмов	8
2. Динамический синтез рычажного механизма	10
3. Динамический анализ рычажного механизма	15
4. Синтез зубчатого механизма	20
5. Синтез кулачкового механизма	24
Приложения	

Общие сведения о проекте

Материал курсового проекта делится на графическую часть и пояснительную записку. Графическая часть выполнена карандашом на пяти листах чертежной бумаги формата 594x840 мм (формат А1). Пояснительная записка пишется на бумаге формата 297x210 (формата А4). Обложка подписывается карандашом или авторучкой. Объем пояснительной записки 25 - 35 листов.

По мере выполнения проект предъявляется преподавателю на просмотр (это требование не распространяется на студентов заочников). До полного завершения проект хранится у студента. Законченный проект защищается и сдается преподавателю. Защита проводится путем собеседования, в ходе которого задаются вопросы по существу проекта. В зависимости от качества ответов и качества проекта выставляется оценка. При оценке “неудовлетворительно” выдается новое задание.

Содержание графической части проекта

Лист 1. Динамический синтез рычажного механизма

1. Определить недостающие размеры и построить схему рычажного механизма в 12 положениях, соответствующих повороту кривошипа на каждые 30 градусов. За начальное (нулевое) принять одно из крайних положений механизма. Масштаб построений - произвольный, стандартный.
2. Построить график заданной внешней силы и определить её величину во всех положениях механизма. Для машин орудий заданной внешней силой является полезное сопротивление, для машин-двигателей - движущая сила. У двухпоршневых машин (двигателей и орудий) число внешних сил равно двум. Определять и учитывать необходимо обе силы. Для четырёхтактных двигателей внешнюю силу определять за два оборота кривошипа. При этом положении механизма на втором обороте кривошипа нумеруется цифрами от 12 до 24.
3. Для каждого из 12 положений механизма построить план скоростей, повернутый против хода кривошипа на 90 градусов. На плане показать скорости всех шарниров и центров масс звеньев.
4. Все заданные внешние силы заменить приведенным моментом M_p , приложенным к кривошипу. С этой целью предположить, что момент создается парой сил P_p , приложенным к концам кривошипа под прямым углом к последнему. С помощью “Рычага Жуковского” (повернутого плана скоростей) определить величину и направление P_p . Вычислить момент M_p . Считать его положительным, если он направлен по ходу кривошипа. Построить график M_p в зависимости от угла поворота кривошипа φ . График построить для одного цикла работы машины (Все последующие графики этого листа строятся для одного цикла). У четырёхтактных двигателей внутреннего сгорания цикл составляет два оборота кривошипа, у остальных машин, предлагаемых в задании, - один оборот.
5. Интегрируя график моментов M_p построить график его работы A . Интегрирование может быть выполнено по методике, изложенной в пособии С. А. По-

пова [1, с.105], либо следующим вытекающим из геометрического смысла интеграла, способом. Через точки деления оси φ (они следуют через каждые 30 градусов) проводятся вертикальные прямые, которые делят площадь над кривой момента на полосы. Искомая работа $A_n = F \cdot \mu_m \cdot \mu_\varphi$, где F - выраженная в мм^2 площадь всех полос, лежащих левее текущего значения φ ; μ_m и μ_φ - масштабные коэффициенты по осям M и φ . Площадь, лежащая выше оси φ , считается положительной, ниже оси - отрицательной.

6. Считать, что не заданной внешней силой во всех заданиях является момент M_x , приложенный к кривошипу для машин-орудий это движущий момент; для машин-двигателей это момент полезного сопротивления. Полагая, что $M_x = \text{const}$, построить график работы $A_x = M_x \cdot \varphi$, момента M_x . В конце цикла работа A_x должна сравняться по величине с работой A_n . По знаку эти работы будут разные.

7. Методом графического дифференцирования определить момент M_x и построить его график.

8. Построить график приращения кинетической энергии ΔT . Это приращение равно алгебраической сумме работ A_x и A_n .

9. Вычислить приведенный к кривошипу момент инерции I_n механизма. Построить график I_n в функции от φ .

10. По результатам пунктов 1.1.8 и 1.1.9 построить диаграмму Виттенбауэра $\Delta T (I_n)$. Определить углы ψ_{\min} и ψ_{\max} - касательные к диаграмме.

11. Через отрезок ΔT , отсекаемый касательными на оси ΔT (графика Виттенбауэра), определить момент инерции маховика I_m .

Лист 2. Динамический анализ (силовой расчет) рычажного механизма

1. В положении, заданном для силового расчета, повторить на листе 2 схему механизма и план скоростей в его нормальном, не повернутом, виде. Определить масштабный коэффициент плана.

2. С помощью дифференциального уравнения движения механизма определить угловое ускорение ε_1 . При сложении моментов M_n и M_x учесть их знаки. Производную $J_n'(\varphi)$ определить через угол α наклона касательной к графику $J_n(\varphi)$. $J_n'(\varphi) = (\mu_j / \mu_\varphi) \cdot \text{tg } \alpha$. μ_j и μ_φ - масштабные коэффициенты по осям J_n и φ . Вместо действительной угловой скорости ω_1 кривошипа взять её среднее значение $\omega_1 \text{ ср}$.

3. Построить план ускорений. На плане показать ускорения шарниров и центров масс звеньев. Определить величины и направления угловых ускорений звеньев, следующих после кривошипа. Направления угловых ускорений показать на схеме механизма.

4. Определить величины главных векторов R_n и главных моментов M_n сил инерции всех звеньев.

5. Принимая кривошип за начальное звено, разложить механизм на группы Ассура.

6. Комбинируя уравнения равновесия отдельных звеньев и группы в целом, определить реакции внешних и внутренних связей группы. Таким же образом определить реакции в других группах.

7. Определить момент M_x . При этом исходить из того, что M_x уравновешивает действие присоединенных к кривошипу звеньев, а также действие сил инерции кривошипа с маховиком.

8. Правильность определения реакций проверить определением момента M_x с помощью «Рычага Жуковского». Разница в M_x не должна превышать 10% от M_x «Рычага».

Лист 3. Синтез зубчатого механизма.

1. Подобрать число зубьев планетарного механизма. Число зубьев самого маленького колеса должно быть не менее 15. Колеса должны быть нулевыми.

2. Начертить схему планетарного механизма в двух проекциях.

3. Построить картину линейных и угловых скоростей (студентам заочного отделения этот пункт не делать). По картине угловых скоростей определить передаточное отношение сравнить его с заданным.

4. Выполнить геометрический расчет внешнего эвольвентного зацепления с неподвижными осями колес.

При заданных коэффициентах смещения X_1 и X_2 сначала определяются (с точностью до 5 знака до занятой) инволута $\text{inv } \alpha_w$ угла зацепления. По таблицам эвольвентной функции (см. Пр.3) определяется угол зацепления (с точностью до минуты). Затем определяются: межосевое расстояние a_w , радиусы делительных r_1, r_2 , основных r_{b1}, r_{b2} и начальных r_{w1}, r_{w2} , окружностей, окружностей впадин r_{f1}, r_{f2} , и вершин r_{a2}, r_{a2} , шаг p и толщина S_1, S_2 зубьев по делительным окружностям, коэффициент перекрытия ϵ . При свободном выборе коэффициентов смещения, а также при равносмещенном зацеплении коэффициент X_1 смещения меньшего колеса принять равным минимальному из условия неподрезания ножки зуба. Коэффициент смещения X_2 большего колеса принять равным 0, если выбор коэффициентов свободный. При равносмещенном зацеплении принимается $X_2 = -X_1$. Если студент располагает блокирующими контурами [6], то коэффициенты смещения предпочтительно выбирают по этим контурам.

При заданном межосевом расстоянии a_w сначала определяется (с точностью до минуты) угол зацепления α_w . Косинус этого угла берется из формулы межосевого расстояния. Из формулы инволуты угла зацепления выводится и вычисляется сумма $X_1 + X_2$, обозначаемая далее X_Σ . Инволуту брать с точностью до пятого знака после запятой. Коэффициент X_1 в смещении меньшего колеса принять минимальным из условия неподрезания ножки зуба. Коэффициент X_2 смещения большого колеса определяется из условия $X_2 = X_\Sigma - X_1$. При наличии блокирующих контуров коэффициенты X_1 и X_2 могут быть приняты другими.

По расчетным размерам построить картину зацепления. На каждом колесе изобразить 3 - 5 зубьев. Высота зубьев на чертеже должна быть не менее 40 мм.

При этом центр одного из колес может оказаться за пределами чертежа, что допустимо. Показать теоретическую и активную линию зацепления, угол зацепления, активные профили зуба. Линии построения эвольвенты (касательные к основной окружности) не стирать. Эвольвенту построить из 5 - 6 дуг окружности с центрами на основной окружности.

По чертежу определить коэффициент перекрытия и сравнить его с расчетным. Построить график коэффициентов удельного скольжения λ_1 и λ_2 (студентам заочного отделения это не делать).

Лист 4. Синтез кулачкового механизма

1. Построить график аналога ускорения толкателя при построении проследить, чтобы площади под положительной и отрицательной частью графика на фазе подъема были одинаковыми. То же должно быть на фазе опускания.

2. Интегрированием аналога ускорения построить график аналога скорости. Для удобства интегрирования угол φ_n поворота кулачка на фазе поворота толкателя разбить на четыре - шесть равных частей в пределах положительных значений аналога ускорения и на столько же в пределах отрицательных значений. Точно так же разбить угол φ_o поворота на фазе опускания.

3. Интегрированием аналога скорости построить график функции пути толкателя.

4. Определить масштабные коэффициенты по осям построенных графиков. Первыми определяются масштабными коэффициенты по осям графиков функций пути, затем по оси аналога скорости и в последнюю очередь - по оси аналога ускорения. Если интегрирование выполняется измерением площадей, то масштабные коэффициенты вычисляются по следующим формулам. Для аналога скорости поступательно движущего толкателя $\mu_{dS/d\varphi} = S_{\max} / (F' \cdot \mu_\varphi)$, где S_{\max} - ход толкателя, выраженный в метрах; F' - площадь под положительной частью кривой аналога скорости; μ_φ - масштабный коэффициент по оси φ угла поворота кулачка. Площадь выражается в миллиметрах квадратных. Если толкатель коромысловый, то буква S в формуле масштаба заменяется на ψ - угол поворота толкателя, который подставляется в формулу, выраженную в радианах. Для аналога ускорения масштаб $\mu_{d^2S/d\varphi^2} = (dS/d\varphi)_{\max} / (F'' \cdot \mu_\varphi)$, где $(dS/d\varphi)_{\max}$ - истинный максимум аналога скорости, выраженный в метрах; F'' - выраженная в миллиметрах квадратных площадь под положительной частью кривой аналога ускорения на фазе подъема. При коромысловом толкателе $dS/d\varphi$ заменяется на $d\psi/d\varphi$, выраженное отвлеченным числом.

5. Графически определить минимальный начальный радиус теоретического (центрального) профиля кулачка.

6. Построить теоретические и действительные профили кулачка с минимальным начальным радиусом.

7. По построению, указанному в п.4.5., определить теоретические углы давления и построить их график.

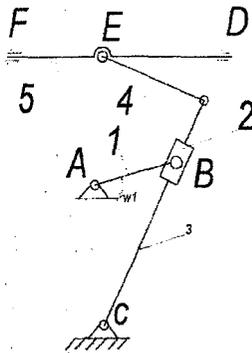
8. По чертежу кулачка измерить фактические углы давления и сравнить их теоретическими. Сделать это для двух положений, в которых углы давления достигают максимума.

Рекомендуемая литература

1. Попов С.А. Курсовое проектирование по ТММ. - М.: Высшая школа, 1986.
2. Коренько А.С. и др. Курсовое проектирование по ТММ. - Киев: Вища школа, 1970.
3. Левитская О.Н., Левицкий Н.И. Курс ТММ. -М.: Высшая школа, 1985.
4. Фролов К.В. и др. Теория механизмов и машин. -М.: Высшая школа, 1987.
5. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / Под ред. И.А. Болотовского. - М.: Машиностроение, 1986.

1 СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

1.1 Рычажный механизм



- Звенья механизма
- 1- кривошип,
 - 2- камень кулисы,
 - 3- кулиса,
 - 4- шатун,
 - 5- ползун

Рисунок 1 Рычажный механизм

A(1-0); B(1-2); C(3-0); B(3-4) - кинематические пары;
 E(4-5) - вращательная пара 5 класса;
 B(2-3); P(5-0) - поступательные пары 5 класса

Степень подвижности механизма

$$W=3 \cdot n - 2 \cdot P_5 - P_4,$$

где W - степень подвижности механизма;

n - число подвижных звеньев;

P₅ - число низших пар 5 класса;

P₄ - число высших пар 4 класса

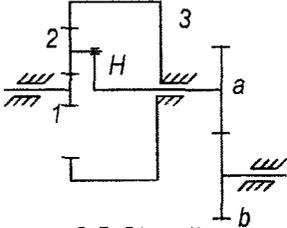
$$W=3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1$$

Структурная формула механизма

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

Механизм является механизмом II класса 3 вида

1.2 Зубчатый механизм



- Звенья механизма
 1- солнечное колесо,
 2- сателлит,
 3- опорное неподвижное колесо,
 H – водило,
 a,b- зубчатые колёса

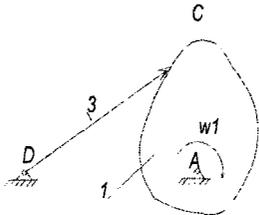
Рисунок 2 Зубчатый механизм

(1-0); (2-H); (3-H); (b-0) - кинематические пары 5 класса
 (1-2); (2-3); (a-b) - пары 4 класса

Степень подвижности механизма

$$W=3 \cdot p - 2 \cdot P_5 - P_4, p=4, W=3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 3=1$$

1.3 Кулачковый механизм



- Звенья механизма
 1 - кулачок;
 2 - ролик;
 3 - коромысло (толкатель)
 4

Рисунок 3 Кулачковый механизм

A(1-0); C(2-3); B(3-0) - кинематические пары 5 класса;
 B(1-2) - пара 4 класса

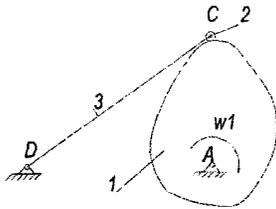
Степень подвижности механизма

$$W=3 \cdot p - 2 \cdot P_5 - P_4, p=3, \Rightarrow W=3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 1=2$$

Имеются звенья, вносящие лишнюю степень свободы, поэтому $W=2$,
 $q=W-W_1$,

где q - число звеньев, вносящих лишнюю степень свободы;

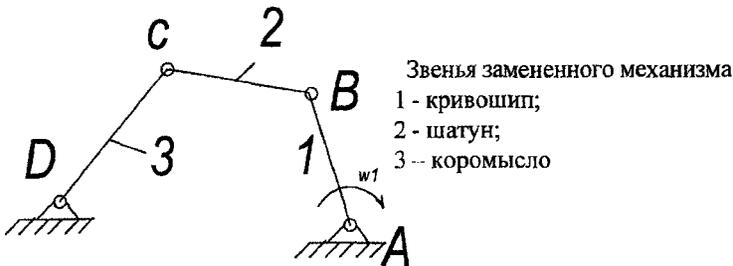
W_1 - число степеней свободы плоского механизма; $W=1, \Rightarrow q=2-1=1$ Звено 2 (ролик) вносит лишнюю степень свободы, отбросим его и рассчитаем W



A(1-0); B(3-0) - пары 5 класса;
 B(1-3) - пара 4 класса,
 $\pi=2$
 $W=3*2-2*2-1=1$

Рисунок 4 Кулачковый механизм

Для определения структурной формулы механизма заменим высшую пару 4 класса на 2 низших пары 5 класса



Звенья замененного механизма
 1 - кривошип;
 2 - шатун;
 3 - коромысло

Рисунок 5 Рычажный механизм

A(1-0); B(1-2); C(2-3); B(3-0) - кинематические пары 5 класса, $\pi=3$, $W=3*3-2*4-0=1$

Структурная формула

$$\frac{0-1}{HM} \rightarrow \frac{2-3}{II. кл. зв}$$

2 Динамический синтез рычажного механизма (лист 1 графической части)

2.1 Построение схемы механизма

Масштабный коэффициент построения планов положений механизма
 $\mu_l = \frac{l_{AB}}{AB} = \frac{0.175}{35} = 0.005 \frac{м}{мм}$, где μ_l - масштабный коэффициент положений механизма, $\frac{м}{мм}$; l_{AB} - длина кривошипа, м; $AB=35мм$ - длина кривошипа на чертеже, мм. Расчет звеньев рычажного механизма для построения схемы.

$CD = \frac{l_{CD}}{\mu_l} = \frac{0.68}{0.005} = 136мм.$, $DE = \frac{l_{DE}}{\mu_l} = \frac{0.17}{0.005} = 34мм.$, $AB = \frac{l_{AB}}{\mu_l} = \frac{0.175}{0.005} = 35мм.$ Крайнее левое положение механизма соответствует началу рабочего хода. Примем это положение за исходное и присвоим ему номер «ноль». Траекторию точки B

кривошипа разобьем на 12 равных частей, начиная от нулевого положения. Каждую точку деления пронумеруем в направлении вращения кривошипа. Положение кулисы определим, проводя прямые из точки С через точки B_0, B_1, B_2 и т.д. Положение точки Е получим засечками из точек D_0, D_1, D_2, \dots радиусом DE с учетом масштабного коэффициента μ_v .

2.2 Повернутые планы скоростей

2.2.1 Построение планов скоростей.

Планы скоростей строим повернутыми на 90° графо-аналитическим методом, решая системы векторных уравнений.

$$V_{B1} = \omega_1 \cdot l_{AB} = 10 \cdot 0.175 = 1.75 \text{ м/с},$$

$$V_{B1} = V_{B2} = 1.75 \text{ м/с},$$

μ_v – масштабный коэффициент планов скоростей, $\frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$

$\mu_v = \frac{V_{B2}}{p_{B2}} = \frac{1.75}{50} = 0.035 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$, где $p_{B2} = 50 \text{ мм}$ – вектор скорости точки B_2 , принят произвольно.

Положение точки B_3 определим через систему векторных уравнений

$$\begin{cases} \vec{V}_{B3} = \vec{V}_{B2} + \vec{V}_{B2B3} & (\vec{V}_{B2B3} \parallel BC) \\ \vec{V}_{B3} = \vec{V}_C + \vec{V}_{B3C} & (\vec{V}_{B3C} \perp BC) \end{cases}$$

Положение точки Д определим по теореме подобия

$$pd = \frac{CD}{CB} \cdot p_{B3}, \text{ мм}, \text{ где } pb - \text{ определяемый вектор скорости точки Д, мм};$$

CD – длина кулисы, мм;

CB – длина участка кулисы, снимаем с плана механизмов для каждого расчетного положения, мм;

p_{B3} – вектор скорости точки B_3 , снимаем с плана скоростей, мм.

Для определения положения точки Е решим систему векторных уравнений

$$\begin{cases} \vec{V}_E = \vec{V}_D + \vec{V}_{ED} & (\vec{V}_{ED} \parallel ED) \\ \vec{V}_E = \vec{V}_{X-X} + \vec{V}_{EX-X} & (\vec{V}_{EX-X} \perp X-X) \end{cases}$$

Положения точек центров масс определяем по соотношениям подобия.

2.2.2 Расчет скоростей точек и звеньев механизма.

$$V = \mu_v \cdot pv, \text{ м/с}$$

где V – скорость точки или звена, м/с ;

pv – вектор скорости точки или звена, снимаем с плана скоростей, мм.

Для расчетного положения механизма приводится расчет скоростей. Результат расчета скоростей для остальных положений механизма приведены в таблице 1.

Таблица 1. Векторы скоростей, мм (числитель); скорости, м/с (знаменатель)

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\frac{pb_3}{Vb_3}$												
$\frac{pd = dc}{VD = V_{DC}}$												
$\frac{pe = pS_5}{V_E = V_{S5}}$												
$\frac{e3e2}{V_{B3B2}}$												
$\frac{ed}{V_{ED}}$												
$\frac{pS_3}{V_{S3}}$												

2.3 Приведение внешних сил

Массы звеньев 2, 4 не заданы, поэтому силы их тяжести не учитываем. Приведенный момент M_n представим в виде пары сил P_n с плечом АВ. Приведение произведем с помощью "Рычага Жуковского". Силы тяжести звеньев 1, 5 и одна из составляющих пары сил P_n не будут иметь момента относительно полюса плана скоростей, поэтому их не показываем. Величину и направление P_n определим из равенства - по величине и направлению - момента силы P_n сумме моментов сил G_3 и P_c относительно полюса.

Например, для положения 6, это равенство будет иметь вид

$$- P_n \cdot pb_2 - P_c \cdot pe + g_3 \cdot hg_3 = 0$$

Отсюда

$$P_n = \frac{-2800 \cdot 45 + 150 \cdot 11}{50} = -2487 \text{ Н}$$

где P_n – приведенная сила, Н;

P_c – сила полезного сопротивления, Н;

G_3 – сила тяжести звена 3, кг;

$$G_3 = m \cdot g = 15 \cdot 10 = 150 \text{ кг};$$

pe, re, hg_3 – плечи соответствующих сил, сняты с плана скоростей, мм

$$M_c = P_n \cdot L_{AB}$$

где M_c – приведенный момент, Н*м;

$$M_c = 2487 \cdot 0,175 = 435 \text{ Н*м}$$

(В курсовом проекте привести расчет P_n для всех положений механизма, плечи сил нанести на одном плане скоростей.)

Аналогично определяем момент для всех остальных положений механизма. Результаты сводим в таблицу 2.

Таблица 2 Приведенные моменты внешних сил, Н*м

N	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
M_n	0	-252	-402	-490	-484	-438	-435	-227	-1.3	-6.9	1.1	5.5

По данным таблицы строим график $M_c(\varphi)$. Для изображения угла $\varphi_{12}=2\pi$ рад, возьмем отрезок $L_{1-1} = 240$ мм, тогда масштабный коэффициент

$$\mu_\varphi = \frac{\varphi_{12}}{L_{1-1}} = \frac{2\pi}{240} = 0,026 \quad \frac{\text{рад}}{\text{мм}}$$

$$\mu_M = \frac{M_c^{\max}}{M_c} = \frac{490}{160} = 3 \frac{H \cdot m}{mm}$$

где μ_M – масштабный коэффициент построения графиков моментов, Н*м/мм

M_c^{\max} – максимальный момент, Н*м

$M_c=160$ мм – отрезок, изображающий M_c^{\max} на графике.

2.4 Работа приведенного момента от сил сопротивления

Работу A_c приведенного момента M_c получим графическим интегрированием. С этой целью пространство под кривой момента делим на вертикальные полосы и заменяем равновеликими прямоугольниками. Подки прямоугольников сносим на ось М. Точки пересечения сноска с осью соединяем лучами с левым концом отрезка Н. Длину отрезка Н (полное расстояние) примем равной 100 мм. На плоскости $A_c(\varphi)$ выстраиваем цепочку хорд параллельных соответствующим лучам. Через концы хорд проводим плавную кривую, которая является искомым графиком $A_c(\varphi)$. Масштабный коэффициент графика

$$\mu_A = \mu_m \cdot \mu_\varphi \cdot H = 3 \cdot 0,026 \cdot 100 = 7,86 \quad \text{Дж/мм}$$

где μ_A – масштабный коэффициент графика работ, Дж/мм;

Н – полное расстояние, мм

2.5 Работа и величина движущегося момента

Движущий момент $M_{дв}$ будем считать постоянным. При этом его работа A_k будет изображаться прямой, идущей из начала координат. В конце цикла, т.е. в положении 1; $M_{дв} = -A_c$. Исходя из этого, строим график $A_{дв}(\varphi)$.

Величину движущегося момента определим графическим дифференцированием $A_{дв}$ по φ . Для этого из левого конца отрезка Н проводим луч, параллельный прямой $A_{дв}$. Луч отсекает на оси М искомый момент $M_{дв}$.

$$M_{дв} = 0-k \cdot \mu_m = 66,5 \cdot 3 = 200 \text{ Н}$$

2.6 Приращение кинетической энергии

$$\Delta T = A_n + A_x$$

Исходя из этого строим график $\Delta T(\varphi)$. Для облегчения суммирования построим зеркальное отражение прямой A_x , выделив это отражение пунктирной линией. Искомое ΔT будет заключено между кривой A_n и пунктирной линией. Знак ΔT определяем с учетом знаков A_n и A_x . Примем масштабный коэффициент кинетической энергии

$$\mu_T = \mu_A = 7,86 \text{ Дж/мм}$$

2.7 Приведенный момент инерции рычажного механизма

$$J_n = J_{s1} + J_{s3} \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 + m_5 \left(\frac{V_{s5}}{\omega_1} \right)^2,$$

где: J_n – приведенный момент инерции, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

J_{s1}, J_{s2} – моменты инерции звеньев относительно центров масс, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$

ω_3 – угловая скорость звена 3, $1/\text{с}^{-1}$;

m_5 – масса 5 звена, кг ;

V_{s5} – скорости центра масс 5, м/с

$$\omega_3 = \frac{V_D}{L_{CD}} \text{ с}^{-1}$$

Расчет ω_3 производится для одного (расчетного) положения механизма, для остальных положений механизма значение ω_3 привести в таблице 3.

Таблица 3. Угловые скорости кулисы, с^{-1}

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
ω_3												

Таблица 4. Результаты расчетов J_n , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$

	J_{s1}	$J_{s3}(\omega_3/\omega_1)^2$	$M_5(V_{s5}/\omega_1)^2$	J_n
1	0.1			0.10
2				0.58
3				1.35
4				1.96
5				1.93
6				1.6
7				1.18
8				1.51
9				1.19
10				4.49
11				11.9
12				2.49

По данным таблицы 4 строим график $J_n(\varphi)$

$$\mu_j = \frac{J_n^{\max}}{J_n} = \frac{11,9}{60} = 0,2 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{мм}}$$

где μ_j - масштабный коэффициент построения графика;

J_n^{\max} - максимальное значение J_n , кг · м²

$J_n = 60 \text{ мм}$ - отрезок, изображающий J_n^{\max} на графике

2.8. Момент инерции маховика

По графикам $j_n(\varphi)$ и $\Delta T(\varphi)$ строим диаграмму Виттенбауэра $\Delta T(j_n)$. Определяем углы наклона касательных к диаграмме:

$$\text{tg } \phi_{\min} = \frac{\mu_j}{2 \mu_T} \omega_1^2 (1 - \delta) = \frac{0,2}{2 \cdot 7,86} \cdot 10^2 \left(1 - \frac{1}{5}\right) = 1,018 ;$$

$$\phi_{\min} = 45,5^\circ ;$$

$$\text{tg } \phi_{\max} = \frac{\mu_j}{2 \mu_T} \omega_1^2 (1 + \delta) = \frac{0,2}{2 \cdot 7,86} \cdot 10^2 \left(1 + \frac{1}{5}\right) = 1,526 ;$$

$$\phi_{\max} = 56,7^\circ .$$

Момент инерции маховика

$$J_M = \frac{kl \mu_T}{\omega_1^2 \delta} = \frac{107 \cdot 7,86}{10^2 \cdot \frac{1}{5}} = 42 \quad \text{кг} \cdot \text{м}^2 ,$$

где J_M - момент инерции маховика, кг · м²

kl - отрезок, снимаемый по оси ΔT графика Виттенбауэра, мм;

δ - коэффициент неравномерности вращения кривошипа.

3 ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА (Лист 2 графической части)

3.1 Угловое ускорение кривошипа

Угловое ускорение ε_1 кривошипа определим с помощью дифференциального уравнения движения механизма.

$$\varepsilon_1 = \frac{M_x - M_n - \frac{\omega_1^2}{2} \left(\frac{dJ}{dt} \right)}{J_n + J_m} \quad \text{с}^{-2} ,$$

где ε_1 - угловое ускорение кривошипа, с⁻¹;

M_x - момент от сил движущих, Нм;

M_n - момент от сил сопротивления, Нм;

$\frac{dJ}{dt} = \frac{\mu_j}{\mu_\varphi} \text{tg } \alpha$ - производная, которая определяется графически;

$$\frac{dJ}{dt} = \frac{\mu_J}{\mu_\varphi} \operatorname{tg} \alpha - \text{производная, которая определяется графически ;}$$

α - угол между касательной, приведенной к графику $J_n(\varphi)$ в расчетном положении и осью φ , град.

Согласно заданию, силовой расчет (динамический анализ) требуется выполнить для $\varphi_1 = 60^\circ$, то есть для второго положения механизма. Поэтому касательную к графику $J_n(\varphi)$ проведем через точку 2', соответствующую именно второму положению. Угол наклона касательной $\alpha = 28^\circ$. Производная

$$\frac{dJ}{dt} = \frac{\mu_J}{\mu_\varphi} \operatorname{tg} \alpha = \frac{0,2}{0,026} \cdot 0,532 = 4,1$$

Угловое ускорение кривошипа в положении 2

$$\varepsilon_1 = \frac{-402 + 200 - \frac{10^2}{2} \cdot 4,1}{1,35 + 42} = -9,4 \text{ с}^{-2}$$

Знак "минус" означает, что ускорение направлено против хода кривошипа.

3.2 План ускорений

На листе 2 графической части проекта вычерчиваем схему положения механизма в положении 2, для которого необходимо выполнить силовой расчет. Для этого же положения строим нормальный расчет (не повернутый) план скоростей. Обоснование к его построению приведены в 2.2. Отрезок pb_2 , изображающий скорость т. В₂, примем равным 100 мм.

Масштабный коэффициент плана скоростей

$$\mu_v = \frac{V_{b_2}}{pb_2} = \frac{1,75}{100} = 0,0175 \quad \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$$

Таблица 5 Скорости необходимые для построения плана ускорения, м/с

V_{B3B2}	V_{B3}	V_D	V_{ED}
1,12	1,33	1,47	0,42

Ускорение точки В₁ векторной форме

$$\bar{a}_{B1} = \bar{a}_{B1}^n + \bar{a}_{B1}^r,$$

$$a_{B1}^n = \omega_1^2 \cdot AB = 10^2 \cdot 0,175 = 17,5 \quad \text{м} \cdot \text{с}^{-2}$$

$$a_{B1}^r = \varepsilon_1 \cdot AB = 9,4 \cdot 0,175 = 1,6 \quad \text{м} \cdot \text{с}^{-2}$$

Для построения плана ускорений используем графо-аналитический метод для решения систем векторных уравнений.

$$\begin{cases} \bar{a}_{B3} = \bar{a}_{B2} + \bar{a}_{B3B2}^k + \bar{a}_{B3B2}^r; \\ \bar{a}_{B3} = \bar{a}_C + \bar{a}_{B3C}^n + \bar{a}_{B3C}^r; \end{cases}$$

Ускорение Кариолиса

$$a_{B_3}^{kop} = 2 \cdot \omega_2 \cdot V_{B_3 B_2}$$

Угловая скорость звена 2 совпадает с угловой скоростью звена 3

$$\omega_2 = \omega_3 = \frac{V_D}{CD} = \frac{1,47}{0,068} = 2,16 \text{ с}^{-1};$$

$$a_{B_3 B_2} = 2 \cdot 2,16 \cdot 1,12 = 4,8 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$$

Направление $\bar{a}_{B_3 B_2}$ получим поворотом вектора $V_{B_3 B_2}$ в сторону ω_2 (по часовой стрелке) на 90 градусов.

Нормальное ускорение точки B_3

$$a_{B_3}^n = \frac{V_{B_3}^2}{BC \cdot \mu_L} = \frac{1,33^2}{104 \cdot 5 \cdot 10^{-3}} = 3,4 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$$

По уравнениям построим план ускорения. Отрезок $\bar{a}_{B_2}^n$, изображающий ускорение $a_{B_2}^n$, примем равным 100 мм. Тогда масштабный коэффициент плана ускорений

$$\mu_w = \frac{a_{B_2}^n}{\bar{a}_{B_2}^n} = \frac{17,5}{100} = 0,175 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2} / \text{мм}$$

$$\pi d = \frac{CD}{CB} \pi b_3 = \frac{136}{104} \cdot 38 = 49,6 \text{ мм}$$

$$\begin{cases} \bar{a}_E = \bar{a}_D + \bar{a}_{ED}^n + \bar{a}_{ED}^r; \\ \bar{a}_E = \bar{a}_{X-X}^k + \bar{a}_{EX-X}^r + \bar{a}_{EX-X}^r; \end{cases}$$

В этом уравнении

$$a_{ED}^n = \frac{V_{ED}^2}{l_{ED}} = \frac{0,42^2}{0,17} = 1,03 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$$

Ускорение точки S_3 найдем по теореме подобия. Ускорения других центров масс следующие: $a_{S_1} = 0$; $a_{S_5} = a_E$.

Таблица 6. Ускорения, необходимые для определения сил инерции звеньев, $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$

a_{S_3}	$a_{B_3}^r$	$a_{S_5} = a_E$
3,5	5,6	8,7

Угловое ускорение звена 3

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{ED}^r}{BC} = \frac{5,6}{0,52} = 10,76 \text{ с}^{-1}$$

Направление ε_3 - по часовой стрелке

Главная сила вектор P_U и главный момент M_U сил инерции какого либо звена определяется по формулам

$$P_U = -m a_S ; M_C = -J_S \cdot \varepsilon .$$

Для звена 1 с маховиком: $P_{И1} = 0$, т.к. $a_{S1} = 0$,

$$M_{U1} = (J_{S1} + J_M) \varepsilon_1 = (0,1 + 42) \cdot 0,94 = 396 \text{ Н} \cdot \text{м} .$$

Для звена 3:

$$P_{U3} = m_3 \cdot a_{S3} = 15 \cdot 3,5 = 52,5 \text{ Н}$$

$$M_{U3} = J_{S3} \varepsilon_3 = 0,9 \cdot 10,76 = 9,7 \text{ Н} \cdot \text{м} .$$

Смещение вектора $P_{ИЗ}$ для устранения $M_{ИЗ}$

$$\bar{x}_3 = \frac{M_{C3}}{m_{C3}} = \frac{9,7}{52,5} = 0,185 \text{ м} .$$

На положений рычажного механизма

$$\bar{x}_3 = \frac{x_3}{\mu_1} = \frac{0,185}{5 \cdot 10^{-3}} = 37 \text{ мм} .$$

Для звена 5:

$$m_{C5} = m_5 \cdot a_{S5} = 60 \cdot 8,7 = 522 \text{ Н} .$$

3.4 Силовой расчет

Начинаем с последней группы и заканчиваем начальным механизмом 0-1.

3.4.1 Расчет группы 4 - 5

Из равновесия звена 4 следует, что

$$\sum M_E = R_{34}^r \cdot ED = 0 ,$$

отсюда $R_{34}^r = 0$.

Векторная сумма внешних сил

$$\bar{P}_C + \bar{G}_5 + \bar{P}_{И5} + \bar{R}_{05} + \bar{R}_{34}^n = 0 .$$

Графическое решение этого уравнения (план сил) дает:

$$R_{05} = 420 , \quad R_{34}^n = 3800 \text{ Н}$$

Из равновесия звена 5 следует, что

$$\sum M_E = -G_5 \cdot ES_5 - P_C \cdot h_P + R_{05} \cdot x = 0 .$$

откуда

$$x = \frac{G_5 \cdot ES_5 + P_C \cdot h_P}{R_{05}} = \frac{600 \cdot 40 + 2800 \cdot 5}{420} = 90 \text{ мм} .$$

Из равновесия звена 4 следует, что $\bar{R}_{54} = -\bar{R}_{34}^n$

3.4.2 Расчет группы 2 , 3

3.4.2 Расчет группы 2, 3

Звено 2 находится в равновесии только под действием двух сил R_{12} и R_{32} , следовательно $\bar{R}_{32} = -\bar{R}_{12}$. Из равновесия звеньев 2, 3 следует, что

$$\sum M_C = G_3 \cdot h_{G3} + P_{C3} \cdot h_{C3} + R_{43} \cdot h_{43} - R_{12} \cdot BC = 0.$$

Отсюда

$$R_{12} = \frac{G_3 \cdot h_{G3} + P_{C3} \cdot h_{C3} + R_{43} \cdot h_{43}}{BC} = \frac{150 \cdot 18 + 52,5 \cdot 90 + 3280 \cdot 120}{104} = 3856 \text{ Н}$$

Из равновесия тех же звеньев следует, что

$$\bar{R}_{12} + \bar{R}_{43} + \bar{P}_{И3} + \bar{G}_3 + \bar{R}_{O3} = 0.$$

План сил, построенный на основе этого уравнения, дает $R_{O3} = 800 \text{ Н}$.

3.4.3 Расчет начального механизма 0,1.

Из равновесия звена 1 следует:

$$\sum M_A = R_{21} \cdot h_{21} - \mu_1 \cdot M_{И1} - M_X = 0;$$

$$M_X = R_{21} \cdot h_{21} - \mu_1 \cdot M_{И1} = 3856 \cdot 27 \cdot 5 \cdot 10^{-3} - 396 = 124,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$R_{O1} = -R_{21}$$

3.5 Проверка силового расчета

Проверку выполним с помощью «рычага Жуковского». Для этого к повернутому плану скоростей приложим внешние силы механизма и силы инерции его звеньев.

Моменты M_X и $M_{И1}$ представим в виде пар сил P_X и $P'_{И1}$ с плечом АВ. При этом получим, что

$$P'_{И1} = \frac{M_{И1}}{AB} = \frac{396}{0,175} = 2263 \text{ Н}.$$

План скоростей дополним отрезком

$$pt_3 = pd \cdot \frac{CT_3}{CD} = 98 \cdot \frac{105}{135} = 76 \text{ мм}.$$

Этот отрезок изображает скорость точки T_3 пересечение силы $P_{И3}$ со звеном 3. Силы, проходящие через полюс «Рычага», не показываем, т.к. они не дают момента относительно этого полюса. Сумма моментов всех сил, приложенных к «рычагу», должна быть равна нулю. Отсюда

$$P_X = \frac{(P_C + P_{C3}) \cdot pe + P_{C3} \cdot h_{C3}^* + G_3 \cdot h_{G3}^* + P_{C1} \cdot pb_2}{pb_2}$$

$$P_X = \frac{(2800 + 522)90 + 52,5 \cdot 58 + 150 \cdot 14 - 2263 \cdot 100}{100} = 778 \text{ Н}$$

$$\text{Момент } M_X = P_X \cdot AB = 778 \cdot 0,175 = 136 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$pe, h_{И3}^*, h_{C3}^*, pb$ – плечи сил, мм

Чтобы не путать этот момент с найденным ранее, обозначим его символом M_X^* .

Погрешность силового расчета

$$\Delta = \frac{|M_x^* - M_x|}{M_x^*} \cdot 100\% = \frac{136 - 124,5}{136} \cdot 100\% = 8\%$$

4 СИНТЕЗ ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМА (Лист 3 графической части)

4.1 Числа зубьев в планетарной передаче

Общее передаточное отношение зубчатого механизма

$$i_{15} = \frac{\omega_{15}}{\omega_5} = \frac{150}{10} = 15$$

Передаточное отношение между колесами 4,5

$$i_{45} = \frac{Z_5}{Z_4} = \frac{50}{15}$$

Передаточное отношение в планетарной ступени

$$i_{1H} = \frac{i_{15}}{i_{45}} = \frac{15 \cdot 15}{50} = 4,5$$

Согласно [1, с. 35]

$$Z_1 : Z_2 : Z_3 : C = 1 : \frac{i_{1H} - 2}{2} : (i_{1H} - 1) : \frac{i_{1H}}{K} \quad (1)$$

где C - любое целое число.

После подстановок и перевода десятичных дробей в обыкновенные правая часть последовательно примет следующий вид:

$$1 : \frac{4,5 - 2}{2} : (4,5 - 1) : \frac{4,5}{3} = 1 : \frac{5}{4} : \frac{7}{2} : \frac{3}{2}$$

Чтобы колеса получились с числом зубьев не менее 15..17 зубьев (это избавит от необходимости делать колеса со смещением), а также чтобы все числа зубьев и число «С» получились целыми, умножим правую часть отношения (1) на 16. Тогда с учетом (2) получим:

$$Z_1 : Z_2 : Z_3 : C = 16 : 20 : 56 : 24 \quad (2)$$

Отсюда $Z_1 = 16$, $Z_2 = 20$, $Z_3 = 56$.

Для вычерчивания схемы необходимы диаметры начальных окружностей. Полагая, что колеса 1..3 будут без смещения, вместо начальных окружностей воспользуемся делительными. Диаметр делительной окружности i -го колеса

$$d_i = m \cdot Z_i = 5 \cdot Z_i, \quad \text{мм}$$

после расчетов получим $d_1=80$; $d_2=100$; $d_3=280$ мм

Схему планетарного механизма вычертим в масштабе $M1:2$ ($\mu=2 \cdot 10^{-3}$ м/мм)

4.2. Картина линейных и угловых скоростей

Для построения картины линейных скоростей зададимся отрезком V_{B2} , изображающим скорость точки В сателлита. Такую же скорость будет иметь точка

В водила. Пользуясь тем, что мгновенный центр сателлита находится в точке С, графически определим отрезок V_{A_2} , изображающий скорость точки A_2 . Таким же будет отрезок, изображающий скорость точки A_1 . Соединив концы построенных скоростей с соответствующими центрами вращения, получим линии распределения скоростей всех подвижных звеньев.

Для построения картины угловых скоростей из точки D произвольного отрезка DE проведем лучи, параллельные линии распределения скоростей. Лучи отсекают на горизонтальной прямой отрезки E-1, E-2, E-H, пропорционально угловым скоростям $\omega_1, \omega_2, \omega_H$ соответственно.

По картине угловых скоростей передаточное отношение будет равно

$$i_{1H} = \frac{E-1}{E-H} = \frac{54}{12} = 4,5,$$

что совпадает с заданным i_{1H} .

4.3 Геометрический расчет зацепления

4.3.1 Исходные данные

Таблица 7

Наименование	параметра	обозн.	Числ. Зн.
Число зубьев		z_4	15
		z_5	50
Модуль, мм		m	8
Параметры производящего реечного конт.	Угол профиля, град	α	1
	Коэффициент высоты головки	h_4^*	20
	Коэффициент реечного зазора	c	0.25
Межосевое	расстояние, мм	a_w	265

4.3.2 Коэффициенты смещения, радиусы, делительный шаг и толщины зубьев.

Из формулы (23.26) [4,с.190] следует, что

$$\cos \alpha_w = \frac{m \cdot (z_4 + z_5) \cdot \cos \alpha}{2 \cdot a_w} = \frac{8(15 + 50) \cdot 0,94}{2 \cdot 265} = 0,922,$$

отсюда угол зацепления $\alpha_w = 22^{\circ}48'$

Из формулы (23.14) [4,с.190] находим сумму коэффициентов смещения.

$$\begin{aligned} X_{\Sigma} &= X_4 + X_5 = \frac{(z_4 + z_5) \cdot (\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha)}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha} = \\ &= \frac{(15 + 50) \cdot (0,02253 - 0,01490)}{2 \cdot 0,364} = 0,582 \end{aligned}$$

По блокирующему контуру [6,с.48] принимаем

$$X_4 = 0,5; \quad X_5 = 0,182$$

Как видно из контура, при этих коэффициентах обеспечивается : примерно одинаковое удельное скольжение зубьев, толщина зуба при вершине $S_{a4} > 0.4m$ и коэффициент перекрытия $\varepsilon > 1,2$.

Радиусы делительных окружностей

$$r_4 = \frac{m \cdot z_4}{2} = \frac{8 \cdot 15}{2} = 60 \text{ мм},$$

$$r_5 = \frac{m \cdot z_5}{2} = \frac{8 \cdot 50}{2} = 200 \text{ мм}$$

Радиусы основных окружностей

$$r_{b4} = r_4 \cdot \cos \alpha = 60 \cdot 0,94 = 56,4 \text{ мм},$$

$$r_{b5} = r_5 \cdot \cos \alpha = 200 \cdot 0,94 = 188 \text{ мм}$$

Расчет начальных окружностей

$$r_{w4} = r_4 \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 60 \cdot \frac{\cos 20^\circ}{\cos 20^\circ,489} = 61 \text{ мм},$$

$$r_{w5} = r_5 \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 200 \cdot \frac{\cos 20^\circ}{\cos 20^\circ,489} = 204 \text{ мм}$$

Радиусы окружностей впадин

$$r_{f4} = r_4 - 1,25 \cdot m + X \cdot m = 60 - 1,25 \cdot 8 + 0,5 \cdot 8 = 54 \text{ мм},$$

$$r_{f5} = r_5 - 1,25 \cdot m + X \cdot m = 200 - 1,25 \cdot 8 + 0,182 \cdot 8 = 191,4 \text{ мм}$$

Радиусы окружностей вершин

$$r_{a4} = a_w - r_{f5} - c^* \cdot m = 265 - 191,4 - 0,25 \cdot 8 = 71,6 \text{ мм},$$

$$r_{a5} = a_w - r_{f4} - c^* \cdot m = 265 - 54 - 0,25 \cdot 8 = 209 \text{ мм}$$

Шаг по делительной окружности

$$p = \pi \cdot m = 3,14 \cdot 8 = 25,13 \text{ мм}$$

Толщина зубьев по делительной окружности

$$S_4 = (0,5 \cdot \pi + 2 \cdot x_4 \cdot \text{tg} \alpha) \cdot m = (0,5 \cdot 3,14 + 2 \cdot 0,5 \cdot 0,364) \cdot 8 = 15,5 \text{ мм},$$

$$S_5 = (0,5 \cdot \pi + 2 \cdot x_5 \cdot \text{tg} \alpha) \cdot m = (0,5 \cdot 3,14 + 2 \cdot 0,182 \cdot 0,364) \cdot 8 = 13,6 \text{ мм}$$

4.3.3 Коэффициент перекрытия

Углы профиля на окружности вершин

$$\cos \alpha_{a4} = \frac{r_{b4}}{r_{a4}} = \frac{56,4}{71,6} = 0,788 ; \quad \alpha_{a4} = 38^\circ,$$

$$\cos \alpha_{a5} = \frac{r_{b5}}{r_{a5}} = \frac{188}{209} = 0,899 ; \quad \alpha_{a5} = 25^\circ 54'$$

Коэффициент перекрытия

$$\varepsilon = \frac{z_4 \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a4} - \operatorname{tg} \alpha_w) + z_5 \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a5} - \operatorname{tg} \alpha_w)}{2 \cdot \pi}$$

$$\varepsilon = \frac{15(0,781 - 0,420) + 50(0,481 - 0,420)}{2 \cdot 3,14} = 1,37.$$

По чертежу

$$\varepsilon = \frac{ab}{pc} = \frac{34}{26} = 1,3$$

4.4 Вычерчивание зацепления

Высота зуба колес 4, 5

$$h_4 = h_5 = r_{a5} - r_{f5} = 209 - 191,4 = 17,6 \quad \text{мм}$$

На чертеже зуб должен иметь высоту не менее 50 мм.

μ_1 – масштабный коэффициент построения эвольвентного зубчатого зацепления.

$$\mu_1 = \frac{h_4}{50} = \frac{17,6}{50} = 0,352 \quad \text{мм/мм}$$

С учетом μ_1 заносим в таблицу размеры зубчатого зацепления, мм

Таблица 8 Размеры зубчатого зацепления, мм

	r	rb	rw	rf	ra	s	p	aw
z4	170	160	173	153	203	44	71	753
z5	568	534	580	544	594	38		

Зацепление вычерчиваем в следующей последовательности:

- отмечаем центр колес;
- проводим основные окружности;
- по касательной к ним проводим теоретическую линию зацепления и отмечаем полюс зацепления;
- строим две эвольвенты, соприкасающиеся в полюсе;
- проводим делительные окружности;
- откладываем толщины зубьев по этим окружностям;
- находим оси симметрии зубьев и строим противоположные стороны этих зубьев;
- проводим окружности впадин и вершин зубьев;
- через полюс проводим начальные окружности;
- часть зуба, лежащую внутри основной окружности, очерчиваем по радиальной прямой;
- в основаниях зубьев делаем скругление радиуса 0,25m;
- отмечаем границы теоретической и активной линии зацепления;
- находим границы активных профилей зубьев;

5 СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА (Лист 5 графической части)

5.1 Кинематические диаграммы толкателя

Примем отрезок a' , изображающий амплитуду аналога ускорения на фазе подъема, равным 40 мм. Тогда, согласно [1, с.113], отрезок a'' для фазы опускания определяется по формуле

$$a'' = a' \frac{\varphi_0^2}{\varphi_n^2} = 40 \frac{70^2}{60^2} = 54,5 \text{ мм}$$

Примем отрезок $\varphi_n = 70$ мм, тогда масштабный коэффициент

$$\mu_\varphi = \frac{\varphi_n}{\varphi_n} = \frac{70}{70} = 1 \text{ град/мм} = 0,0174 \text{ рад/мм}$$

Отрезки H_1 и H_2 при графическом интегрировании примем одинаковыми и равными 20 мм. В результате интегрирования получаем аналог скорости и функцию положения. Отрезок ψ_{\max} на графике функции положения получается равным 120 мм. Через этот отрезок определяется масштабный коэффициент μ_ψ и другие

$$\mu_\psi = \frac{\psi_{\max}}{\psi_{\max}} = \frac{15}{120} = 0,125 \text{ град/мм} = 0,00218 \text{ рад/мм};$$

$$\mu_{d\psi/d\varphi} = \frac{\mu_\psi}{\mu_\varphi \cdot H_1} = \frac{0,00216}{0,0174 \cdot 20} = 0,00627 \text{ 1/мм};$$

$$\mu_{d^2\psi/d\varphi^2} = \frac{\mu_{d\psi/d\varphi}}{\mu_\varphi \cdot H_2} = \frac{0,00627}{0,0174 \cdot 20} = 0,018 \text{ 1/мм.}$$

5.2. Начальный радиус кулачка

Изобразим коромысло в масштабе $M1:1$ ($\mu_c = 1 \cdot 10^{-3}$ м/мм). Разбив угловой ход коромысла в соответствии с графиком $\psi(\varphi)$, отложим на каждой линии коромысла отрезок FH

$$\begin{aligned} F_i H_i &= \frac{d\psi}{d\varphi_i} \cdot \mu_{\frac{d\psi}{d\varphi}} \cdot FG = \frac{d\psi}{d\varphi_i} \cdot 0,00627 \cdot 150 = \\ &= \frac{d\psi}{d\varphi_i} \cdot 0,94 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Величины $\frac{d\psi}{d\varphi}$ сводим в таблицу 9.

Таблица 9. Величины $\frac{d\psi}{d\varphi}$ и FH , мм

N	0	1	2	3	4	5	6	7	8	8'	9	10	11	12	13	14	15
$\frac{d\psi}{d\varphi_i}$	0	17	35	52	70	52	35	17	0	0	20	41	61	82	61	41	20
$F_i H_i$	0	16	33	49	66	49	33	16	0	0	19	39	57	17	57	39	19

Учитывая направление вращения кулачка, отрезки $F_1H_1, F_2H_2 \dots F_iH_i$, соответствующие фазе подъема толкателя, откладываем вправо от F_i . Через точки H_i проводим лучи, образующие с толкателем угол

$$\gamma_{\text{доп}} = 90^\circ - \vartheta_{\text{доп}} = 90^\circ - 40^\circ = 50^\circ.$$

Центр Q кулачка располагается при вершине заштрихованной зоны. При этом начальный радиус кулачка QF_0 будет минимальным

$$QF_0 = r_{\text{min}} = 0,065 \text{ м}.$$

5.3. Профиль кулачка

Примем масштаб построения кулачка 1:1, как при определении начального радиуса. Из центра Q на чертеже кулачка - проводим окружности радиусов r_{min} и GQ . Используя метод обращенного движения, строим теоретический профиль кулачка. Для этого траекторию точки G в её движении относительно кулачка разбиваем на части, пропорционально разбивке оси φ графика $\psi(\varphi)$. Строим мгновенные положения точки F . Соединяя их плавной кривой, получаем теоретический профиль кулачка.

Минимальный радиус кривизны теоретического профиля $\rho_{\text{min}} = 25$ мм. Исходя из условия $R \leq \rho_{\text{min}}$, примем радиус ролика на чертеже $R = 15$ мм. Действительный профиль кулачка получим как огибающую дуг радиуса $\langle R \rangle$, проведенных из всех точек теоретического профиля.

5.4 Углы давления

Теоретические углы давления получим из построения, с помощью которого определялся минимальный радиус кулачка. Для этого соединим точку Q с точками H_i и замерим угол γ_i между прямыми QH_i и GF_i . Угол давления

$$\vartheta_i = 90^\circ - \gamma_i.$$

Результаты замеров и вычисления заносим в таблицу 10.

Таблица 10. Углы давления, град

N°	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
γ	-4	10	22	35	40	34	28	19	10	-5	20	32	40	-31	18	-8

Фактические углы давления изменим на кулачке в положениях 4 и 12, где эти углы достигают максимума. Замеры показывают, что фактические углы хорошо совпадают с теоретическими.

График силы полезного сопротивления

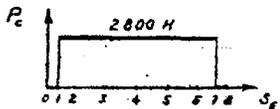
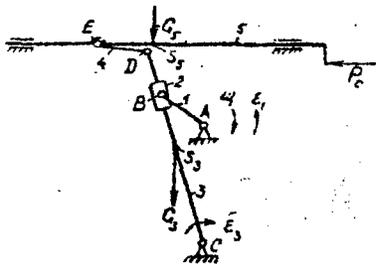
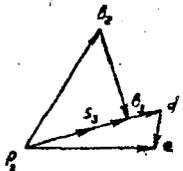


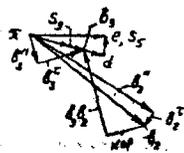
Схема механизма в положении 2
 $\mu_1 = 5 \cdot 10^{-3}$ н/мм



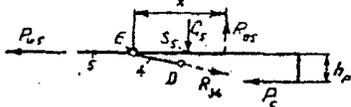
План скоростей
 $\mu_v = 0.00175$ м.с./мм



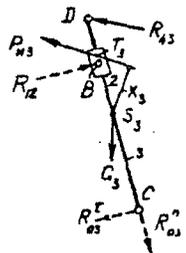
План ускорений
 $\mu_w = 0.175$ м.с.²/мм



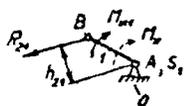
Группа Ассур 5-4



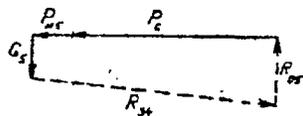
Группа Ассур 3-2



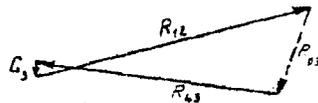
Начальная система 1-0
 $\mu_1 = 5 \cdot 10^{-3}$ н/мм



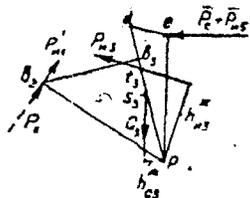
План сил группы 5-4
 $\mu_p = 20$ Н/мм



План сил группы 3-2
 $\mu_p = 20$ Н/мм



Рычаг Жуковского



КП	Тема	Лекция

Учебное издание

Составитель: Григорьева Наталья Ивановна

Методические указания

к выполнению курсового проекта по курсу
«Теория механизмов, машин и манипуляторов»
для студентов машиностроительных специальностей

Ответственный за выпуск *Григорьева Н.И.*

Редактор *Строкач Т.В.*

Компьютерная вёрстка *Боровикова Е.А.*

Корректор *Никитчик Е.В.*

Подписано к печати *6.10.* . 2004 г. Формат 60x84 ¹/₁₆. Бумага писчая.
Гарнитура Times New Roman. Усл. п. л. *1,86*. Уч.-изд. л. *2,6*. Тираж *100* экз. Заказ
1043 Отпечатано на ризографе Брестского государственного технического уни-
верситета. 224017, Брест, ул. Московская, 267.