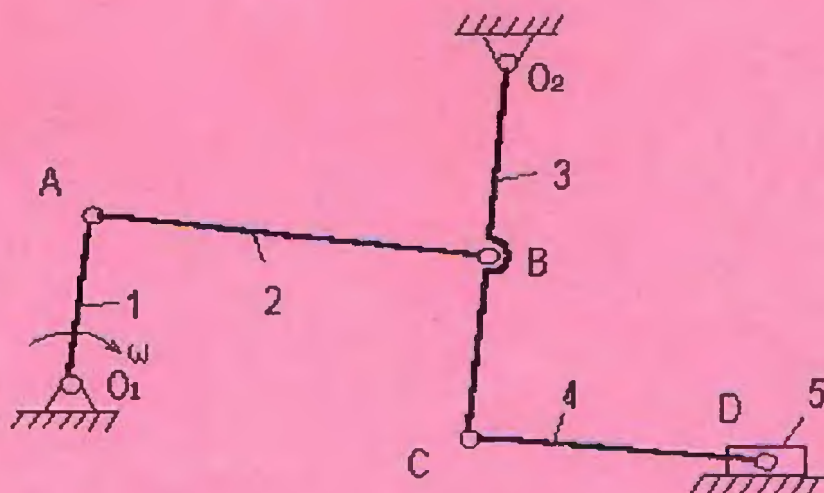


Кафедра «Детали машин»

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

(содержание и оформление курсового проекта)



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
ГОУ ВПО «УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ – УПИ»**

Кафедра «Детали машин»

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

содержание и оформление курсового проекта

методические указания

**для студентов всех специальностей и направлений всех форм обучения,
выполняющих курсовой проект, курсовую или самостоятельную работу
по дисциплине «Теория механизмов и машин»**

Екатеринбург 2006

Составители: Э.А. Бубнов, А.Г. Черненко

Научный редактор: доцент, канд. техн. наук И.В. Троицкий.

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН, содержание и оформление курсового проекта: методические указания для студентов всех специальностей и направлений всех форм обучения, выполняющих курсовой проект, курсовую или самостоятельную работу по дисциплине «Теория механизмов и машин» / Э.А. Бубнов, А.Г. Черненко. ГОУ ВПО УГТУ — УПИ, 2006. 44 с.

Методические указания предназначены для студентов всех специальностей и направлений всех форм обучения, выполняющих курсовой проект, курсовую или самостоятельную работу по дисциплине «Теория механизмов и машин». Содержат рекомендации по выполнению всех разделов проекта, требования к оформлению графической части проекта и пояснительной записки, пример выполнения курсового проекта.

Библиогр.: 5 назв. Рис. 14. Табл. 10.

Подготовлено кафедрой «Детали машин».

УДК 531.8(075)

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. Введение	4
2. Содержание курсового проекта.....	4
3. Методические указания по выполнению разделов проекта.....	5
3.1. Кинематический синтез и анализ рычажного механизма.....	5
3.2. Кинетостатический силовой расчет рычажного механизма.....	5
3.3. Исследование движения машинного агрегата.....	6
3.4. Геометрический синтез зубчатого эвольвентного зацепления	7
3.5. Синтез кулачкового механизма.....	9
3.6. Защита курсового проекта.....	9
4. Требования к оформлению пояснительной записки.....	9
4.1. Состав и структура пояснительной записки.....	10
5. Пример выполнения пояснительной записки проекта.....	12
5.1. Задание на проектирование.....	12
5.2. Структурный анализ рычажного механизма.....	13
5.3. Кинематический анализ рычажного механизма.....	14
5.3.1. Построение положений звеньев.....	14
5.3.2. Определение скоростей звеньев механизма.....	14
5.3.3. Определение ускорений точек звеньев механизма.....	16
5.3.4. Кинематический анализ механизма методом графического дифференцирования	18
5.4. Кинетостатический анализ механизма.....	19
5.4.1. Определение сил, действующих на звенья механизма.....	19
5.4.2. Определение реакций в кинематических парах.....	20
5.4.3. Силовой расчет входного звена механизма.....	21
5.4.4. Определение уравновешивающей силы методом Жуковского.....	22
5.5. Динамический расчет механизма.....	22
5.5.1. Приведение сил, построение диаграммы работ и их разностей.....	22
5.5.2. Приведение моментов инерции.....	24
5.5.3. Расчет маховика.....	25
5.5.4. Проверка величины махового момента инерции маховика по методу Мерцалова.....	26
5.6. Синтез эвольвентного зубчатого зацепления.....	26
5.6.1. Геометрические параметры зацепления.....	26
5.6.2. Качественные показатели зацепления.....	28
5.7. Синтез кулачкового механизма	29
5.7.1. Кулачковый механизм с плоским толкателем.....	30
5.7.2. Кулачковый механизм с поступательно перемещающимся толкателем с роликом.....	31
5.7.3. Кулачковый механизм с качающимся роликовым толкателем (коромыслом).....	32
5.8. Заключение.....	33
6. Приложение (примеры выполнения графических работ проекта).....	33
Библиографический список.....	34

1. ВВЕДЕНИЕ

Методические указания разработаны в соответствии с требованиями

ГОСТ 1.5—93. Государственная система стандартизации РФ. Общие требования к построению, изложению, оформлению и содержанию стандартов

ГОСТ 2.105—95. Единая система конструкторской документации. Общие требования к текстовым документам

ГОСТ 2.111—68. Единая система конструкторской документации. Нормоконтроль

ГОСТ 2.109-73. Единая система конструкторской документации.

Стандартов специальностей.

Рабочих программ указанных дисциплин.

Основной задачей данной разработки является ознакомление студентов всех видов обучения с содержанием курсовых проектов по теории механизмов и машин и требованиями к оформлению чертежей и пояснительной записки.

В состав курсовых проектов входят текстовые и графические материалы.

Вся графическая часть проекта выполняется в карандаше на плотной бумаге в соответствии с правилами машиностроительного черчения и всех требований ГОСТ (размер листа, условные обозначения, шрифт и т.д.). На всех планах и графиках должны быть указаны масштабные коэффициенты. Масштабы построений следует подбирать так, чтобы на листе не оставалось неиспользованного места. Все вспомогательные построения сохраняются. Плохо оформленные чертежи возвращаются для перечерчивания.

Текстовый материал оформляется в виде расчетно-пояснительной записки (в дальнейшем – пояснительная записка).

2. СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Тема проекта

Кинематический и динамический анализ и синтез механизмов технологической машины или машины двигателя (указывается наименование конкретной машины, например строгального станка).

Объем проекта

Проект состоит из трех – пяти листов графического материала и пояснительной записки и включает рассмотрение следующих разделов курса:

- структурный анализ рычажного механизма;
- кинематический анализ рычажного механизма включает в себя:
 - построение двенадцати положений механизма;
 - построение планов скоростей и ускорений для положений, указанных преподавателем;
 - построение кинематических диаграмм для выходного звена методом хорд;
- кинетостатический анализ рычажного механизма для рабочего положения механизма, при котором преодолевается наибольшая сила технологического сопротивления;
- определение приведенного момента инерции маховика, обеспечивающего заданный коэффициент неравномерности хода машины; построение графиков зависимостей угловой скорости и ускорения кривошипа рычажного механизма от его положения (угла поворота);
- синтез эвольвентного зубчатого зацепления;
- синтез кулачкового механизма.

3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РАЗДЕЛОВ ПРОЕКТА

3.1. Кинематический синтез и анализ рычажного механизма

При выполнении первого раздела проекта необходимо по заданным условиям рассчитать размеры звеньев проектируемого механизма, произвести структурный анализ, синтез кинематический анализ рычажного механизма. Графическая часть состоит из построения планов механизма в двенадцати положениях, планов скоростей и ускорений и кинематических диаграмм выходного звена.

Порядок выполнения

1. Произвести структурный анализ и синтез механизма (в пояснительной записке).
2. Определить неизвестные размеры звеньев по заданным условиям.
3. Построить 12 положений механизма, равноотстоящих по углу поворота кривошипа при этом отсчет начать от одного из крайних положений (по рабочему звену). Положения механизма пронумеровать в направлении вращения кривошипа. Одно положение механизма (на рабочем ходу) вычерчивается контурными линиями, а остальные – тонкими. Звенья механизма следует пронумеровать, а центры шарниров обозначить заглавными буквами в одном положении механизма. В остальных положениях центры шарниров можно пронумеровать только цифрами, обозначающими порядковый номер положения механизма.
4. Построить планы скоростей для всех положений механизма и два плана ускорений (для одного из положений рабочего хода и одного положения холостого хода) из разных полюсов. Планы скоростей для экономии бумаги могут быть построены из одного полюса. В рассмотренном ниже примере они построены из различных полюсов. Планы вычерчиваются тонкими линиями. На них должны быть показаны все характерные точки механизма, включая центры тяжести звеньев. Модули скоростей и ускорений характерных точек, угловые скорости и угловые ускорения звеньев механизма указываются в специальных таблицах, помещенных в пояснительной записке.
5. Построить кинематические диаграммы перемещения и скорости выходного звена зависимости от времени или угла поворота кривошипа. Диаграмму перемещений построить на основе планов положений механизма. Диаграмму скоростей получить графическим дифференцированием по методу хорд. Величины скоростей полученные методом графического дифференцирования и на плане скоростей, сравнить между собой.

3.2. Кинетостатический силовой расчет рычажного механизма

Задачей силового расчета является определение сил, действующих на звенья механизма, реакций во всех кинематических парах и величины уравновешивающей силы (момента) на начальном звене механизма. При выполнении второго листа проекта используют данные, полученные в результате кинематического анализа.

Решение названных задач необходимо для проведения прочностных расчетов звеньев механизма. Прочностные расчеты в настоящем проекте не производятся.

Порядок выполнения

1. Построить в масштабе план механизма, для которого построен план ускорений (рабочее положение механизма).
- 2) Определить внешние силы, действующие на звенья в рассматриваемом положении механизма:

G_i — сила тяжести, Н

$$G_i = m_i g \dots$$

Если массы m_i кг, и моменты инерции J_{Si} кг·м², заданы в задании на курсовой проект отсутствуют, то, для стержневых звеньев определять их по следующим формулам:

$$m_i = (10 \dots 20) l_i;$$

$$J_{Si} = m_i l_i^2 / 10.$$

Здесь l_i — длина звена, в метрах.

Массу ползуна принимать в пять раз больше массы кривошипа.

F_C — сила сопротивления, Н, для технологических машин или движущая сила F_d для машин двигателей определяется по формуле

$$F_C = K_F y,$$

где K_F — масштабный коэффициент диаграммы сил сопротивления, указанный в задании; y — ордината диаграммы сил сопротивления, изображенная в задании, мм.

3. Определить главные векторы F_{ni} , Н, сил инерции и главные моменты M_{ni} , кг·м², сил инерции звеньев для заданного положения механизма. (Здесь i — номер звена). Главные векторы сил инерции прикладываются к центру масс звеньев.

$$F_{ni} = -m_i a_{Si}, \text{ Н}; \quad M_{ni} = -J_{Si} \varepsilon_i,$$

где a_{Si} — вектор ускорения центра масс i — го звена, ε_i — вектор углового ускорения i — го звена.

4. Определить полные реакции F_{ij} во всех кинематических парах, а также уравновешивающую силу F_y или уравновешивающий момент M_y , приложенный к кривошипу графоаналитическим (методом планов сил) или аналитическим методами.

3.3. Исследование движения машинного агрегата

В задачу третьего листа проекта входят подбор маховых масс рычажного механизма с учетом заданного коэффициента « δ » неравномерности хода машины и определение истинной угловой скорости входного звена (кривошипа).

Порядок выполнения

1. Для всех положений механизма определить значения приведенного момента $M_{пр}$ от внешней силы, действующей на рабочее звено. Построить график « $M_{пр} - \varphi$ » приведенного момента $M_{пр}$ в зависимости от угла φ поворота звена приведения.

2. Графическим интегрированием по методу хорд кривой приведенного момента построить график работы « $A_C - \varphi$ » силы полезного сопротивления (для технологических машин) или « $A_d - \varphi$ » движущей силы (для машин-двигателей).

3. Соединив прямой начало и конец предыдущего графика, получить график работы A_d движущих сил (для технологических машин) или график работы A_C силы сопротивления (для машин-двигателей). Определить и указать на графике приведенных моментов « $M_{пр} - \varphi$ » величину постоянного приведенного момента $M_{прд}$ движущей силы (для рабочих машин) или $M_{прс}$ силы сопротивления (для машин-двигателей).

4. Построить график изменения кинетической энергии машинного агрегата « $\Delta T - \varphi$ », где $\Delta T = A_d - A_C$.

5. Рассчитать значения приведенного момента инерции $I_{пр}$ звеньев механизма для всех положений. Построить график « $I_{пр} - \varphi$ » приведенного момента инерции звеньев механизма в функции угла поворота звена приведения.

6. Путем исключения угла φ поворота звена приведения построить график « $\Delta T - I_{пр}$ » изменения кинетической энергии машинного агрегата в функции приведенного момента инерции (кривую Виттенбауэра).

7. По заданному коэффициенту « δ » неравномерности хода машины и кривой Виттенбауэра определить момент инерции маховика и его размеры. Вычертить эскиз маховика с указанием его размеров.

8. По кривой Ф.Виттенбауэра построить график угловой скорости звена приведения в зависимости от угла поворота кривошипа.

9. По заданию преподавателя произвести определение момент инерции маховика методом Мерцалова.

10. По заданию преподавателя построить графики истинной угловой скорости « $\omega_{01} - \varphi$ » и углового ускорения « $\epsilon_{01} - \varphi$ » входного звена.

3.4. Геометрический синтез зубчатого эвольвентного зацепления

В настоящем разделе производится расчет геометрических и качественных параметров и построение профилей зубьев пары цилиндрических эвольвентных прямозубых колес при неравносменном их исправлении. Параметры инструментальной рейки: $\alpha = 20^\circ$; $h_o^* = 1$; $c^* = 0,25$. Если в задании используются конические зубчатые колеса, то расчет и построение проводят для цилиндрических колес с приведенными числами зубьев.

Порядок выполнения

1. Выбрать коэффициенты смещения инструментальной рейки для зубчатых колес, образующих зацепление.

При выборе коэффициентов смещения можно использовать следующие рекомендации.

Для передач общего назначения при отсутствии дополнительных условий синтеза для выбора коэффициентов смещения можно пользоваться рекомендациями, приведенными [3, 5] или в табл. 3.1 и 3.2. Увеличение коэффициентов смещения улучшает эксплуатационные качества зубчатой передачи, однако при этом снижается коэффициент перекрытия и возможно заострение зуба.

Таблица 3.1.

Коэффициенты смещения x_1 и x_2 для силовых передач при свободном выборе межосевого расстояния (ГОСТ 16532-70, рекомендации ИСО)

z_1 и z_2	x_1	x_2
$z_{1,2} \geq 30$	0	0
$z_1 = 14 - 20$ $n \geq 3,5$	0,3	-0,3
$z_1 = 10 - 30$ $z_2 \leq 30$	0,5	0,5. При $z_1 < 16$ возможно падение коэффициента перекрытия
$z_1 = 10 - 30$ $z_2 > 32$	0,5	0
$z_1 = 5 - 9$ $z_2 \leq 30$	$x_1 = 0,03 (30 - z_1)$	$x_2 = 0,03 (30 - z_2)$

Таблица 3.2

Разбивка коэффициента суммы смещений x_Σ на составляющие x_1 , x_2 для передач с внешним зацеплением при заданном межосевом расстоянии (ГОСТ 16532-70)

x_Σ	x_1	x_2	Область применения передач	
			кинематические	силовые
$0 < x_\Sigma \leq 0,5$	x_Σ	0	$z_1 \geq 17; z_2 \geq 17$	$z_1 \geq 19; z_2 \geq 19$
$0,5 < x_\Sigma \leq 1$	0,5	$x_\Sigma - 0,5$	$z_1 \geq 10; z_2 \geq 17$	$z_1 \geq 11; z_2 \geq 19$

2. Рассчитать геометрические и качественные параметры зубчатых колес и зацепления. Все расчетные формулы с подстановками числовых значений привести в пояснительной записке. Значения эвольвентной функции $\text{inv}\alpha$, используемой в расчетах геометрических параметров колес и зацепления указаны в табл. 3.3.

Таблица 3.3

Эвольвентная функция $\text{inv}\alpha = \text{tg}\alpha - \alpha$

Угол α						
Градусы	Минуты					
	0	10	20	30	40	50
20	0,0149	0,0153	0,0157	0,0161	0,0165	0,0169
21	0,0173	0,0178	0,0182	0,0187	0,0191	0,0196
22	0,0200	0,0205	0,0210	0,0215	0,0220	0,0225
23	0,0230	0,0236	0,0241	0,0247	0,0252	0,0258
24	0,0263	0,0269	0,0275	0,0281	0,0287	0,0293
25	0,0300	0,0306	0,0313	0,0319	0,0326	0,0333
26	0,0339	0,0346	0,0353	0,0361	0,0368	0,0375
27	0,0383	0,0390	0,0398	0,0406	0,0414	0,0422
28	0,0430	0,0438	0,0447	0,0455	0,0464	0,0473
29	0,0482	0,0491	0,0500	0,0509	0,0518	0,0529
30	0,0538	0,0547	0,0557	0,0567	0,0577	0,0588
31	0,0598	0,0608	0,0619	0,0630	0,0641	0,0652
32	0,0664	0,0675	0,0685	0,0698	0,0710	0,0722
33	0,0734	0,0747	0,0759	0,0772	0,0785	0,0798
34	0,0811	0,0824	0,0838	0,0851	0,0865	0,0879
35	0,0893	0,0908	0,0922	0,0937	0,0951	0,0967
36	0,0982	0,0998	0,1013	0,1029	0,1045	0,1062
37	0,1078	0,1094	0,1111	0,1128	0,1145	0,1163
38	0,1180	0,1200	0,1220	0,1235	0,1253	0,1272
39	0,1290	0,1310	0,1330	0,1350	0,1370	0,1390
40	0,1410	0,1430	0,1450	0,1470	0,1490	0,1510
41	0,1537	0,1559	0,1582	0,1604	0,1627	0,1650
42	0,1674	0,1697	0,1721	0,1745	0,1770	0,1795
43	0,1820	0,1846	0,1871	0,1898	0,1924	0,1951
44	0,1977	0,2005	0,2032	0,2060	0,2089	0,2117
45	0,2145	0,2175	0,2205	0,2235	0,2265	0,2296
46	0,2327	0,2358	0,2390	0,2450	0,2455	0,2487

3. Выполнить построение эвольвентного зацепления.

Все построения выполнить с соблюдением следующих требований:

масштаб построения выбрать таким, чтобы полная высота зуба изображалась отрезком от 60 до 80 мм.

На каждом из колес должно быть вычерчено по три зуба. Все вспомогательные построения при вычерчивании эвольвентных профилей зубьев производятся тонкими линиями.

На чертеже указать: теоретическую и практическую линии зацепления; дугу зацепления; рабочие части профилей зубьев; радиусы всех характерных окружностей зубчатых колес, шаг и толщины зубьев по делительным окружностям.

4. В стороне от основного построения вычертить в масштабе практическую линию зацепления с указанием на ней полюса зацепления и зон двухпарного зацепления.

5. Построить графики относительной и удельных скоростей скольжения в зацеплении вдоль по линии зацепления.

3.5. Синтез кулачкового механизма

Задача этого листа состоит в определении графическим методом действительного профиля кулачка наименьших размеров, удовлетворяющего заданным условиям.

Дано: h_{\max} (ψ_{\max}) — максимальный ход толкателя, m (угол поворота в градусах). Фазовые углы поворота кулачка: φ_u , φ_c и φ_b . Минимальный угол передачи движения — γ_{\min} . Для коромысловых толкателей задана длина коромысла l , мм.

Закон движения ведомого звена кулачкового механизма задан графиком « $d^2S/d\varphi^2 = f_1(\varphi)$ » для поступательно перемещающегося толкателя. Для качающегося толкателя — графиком « $d^2\psi/d\varphi^2 = f_1(\varphi)$ ».

Порядок выполнения

1. На основании заданного графика $d^2S/d\varphi^2 = f_1(\varphi)$ методом графического интегрирования строятся графики аналога скорости $dS/d\varphi = f_2(\varphi)$ и перемещения толкателя и $S = f_3(\varphi)$ (или $\psi/d\varphi = f_2(\varphi)$ и $\psi = f_3(\varphi)$) и определяем масштабы построения $K(d^2S/d\varphi^2)$, $K(dS/d\varphi)$, $K(S)$, $K(\varphi)$. (Для качающегося толкателя выполняется то же для или $d^2\psi/d\varphi^2 = f_1(\varphi)$, $d\psi/d\varphi = f_2(\varphi)$ и $\psi = f_3(\varphi)$.)

2. Графическим методом определяется r_{\min} — минимальный радиус-вектор теоретического профиля кулачка, а также величина эксцентриситета e для случая кулачкового механизма со смещенным, поступательно движущимся толкателем. (Для коромыслового толкателя определяются r_{\min} — минимальный радиус-вектор теоретического профиля кулачка и величина межцентрового расстояния l_{OC} .)

3. Выполняется построение теоретического профиля кулачка. Для механизмов с роликовым толкателем рассчитывается радиус ролика и производится построение практического профиля кулачка. Для механизмов с плоским толкателем сначала строят практический профиль кулачка, а затем определяют длину контактной поверхности толкателя. Практический профиль кулачка, ролик, толкатель, кинематические пары и пружина, замыкающая высшую кинематическую пару, вычерчиваются контурными линиями. Остальные построения выполняются тонкими линиями.

3.6. Защита курсового проекта

Защита курсового проекта представляет собой обоснование правильности полученных решений, зачет по теоретическому материалу, использованному при выполнении проекта. Кроме того, при защите учитывается качество графических работ, пояснительной записки и ритмичность работы студента над проектом.

4. ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

Пояснительная записка должна в краткой и четкой форме раскрывать замысел проекта. Терминология должна быть единой, соответствовать установленной стандартами и общепринятой в технической литературе.

Пояснительная записка к курсовому проекту подписывается сначала студентом, затем руководителем проекта

Пояснительная записка должна быть либо сброшюрована, либо оформлена в твердую обложку. В последнем случае листы записки должны быть прошнурованы.

4.1. Состав и структура пояснительной записки

В общем случае пояснительная записка должна содержать:

- титульный лист;
- задание на проектирование;
- содержание (оглавление);
- введение;
- основную часть;
- заключение;
- список использованных источников;

Титульный лист курсового проекта выполняют на стандартных листах. Пример заполнения титульного листа курсового проекта приведен ниже.

Задание на проектирование

Содержание

Содержание начинается с введения и включает основную часть, заключение, список использованных источников и приложения. В содержании должны быть указаны наименования всех разделов, подразделов, пунктов (если они имеют наименование) основной части и номера страниц, на которых размещается начало структурных частей проекта.

Листы пояснительной записки выполняются без оформления рамки с соблюдением следующих размеров полей: левое, верхнее и нижнее – 20 мм, правое – 10 мм.

Текст основной части пояснительной записки делят на разделы, подразделы, пункты, подпункты.

Иллюстрации должны быть расположены так, чтобы их было удобно рассматривать без поворота отчета или с поворотом по часовой стрелке. Иллюстрации располагают после первой ссылки на них. Иллюстрации должны иметь наименование.

Таблицы нумеруют последовательно арабскими цифрами. Номер со словом «таблица» размещают слева над таблицей без абзацного отступа. При переносе части таблицы на другой лист слово «таблица» и номер указывают один раз слева над первой частью таблицы. Над другими частями слева без абзацного отступа пишут слово «продолжение» и указывают номер таблицы. Например: «Продолжение таблицы 1.2».

В формулах следует применять общепринятые обозначения. Пояснение значений символов и числовых коэффициентов следует приводить непосредственно под формулой в той же последовательности, в какой они даны в формуле. Значение каждого символа и числового коэффициента дают с новой строки и после занятой указывают его размерность. Первую строку пояснения начинают со слова «где» без двоеточия после него.

После формулы, записанной в общем виде, в нее подставляют числовые значения входящих параметров и приводят результаты вычисления с обязательным указанием размерности полученной величины. Если необходимо указать численные значения входящих в формулу величин, то расшифровку величин приводят в скобках при расшифровке соответствующего символа.

Страницы пояснительной записки нумеруют арабскими цифрами, соблюдая сквозную нумерацию по всему тексту записки, включая приложения. Номер страницы проставляют в центре нижней части листа без точки.

Титульный лист и задание на проектирование включают в общую нумерацию пояснительной записки. Номер страницы на них не ставят.

Разделы должны иметь порядковую нумерацию в пределах всей основной части и обозначаться арабскими цифрами без точки.

Все иллюстрирующие материалы пояснительной записки (рисунки, чертежи, схемы, диаграммы, графики, фотографии и т.п.) называют рисунками. Рисунки обозначают словом «рис.» и нумеруют последовательно арабскими цифрами. Все рисунки выполняют карандашом или одноцветной пастой (черной, синей, фиолетовой) на листах пояснительной записки.

Федеральное агентство по образованию
ГОУ ВПО «Уральский государственный технический университет - УПИ»

Кафедра «Детали машин»

Оценка за проект

Члены комиссии:

СТРОГАЛЬНЫЙ СТАНОК
анализ и синтез механизмов

Курсовой проект
по теории механизмов и машин

Пояснительная записка

1703.303110.000.ПЗ

Руководитель

П.А.Иванов

Студент
гр. М 332

И.Н.Петров

Екатеринбург
2006

Уравнения и формулы следует выделять из текста в отдельную строку. Если уравнение не помещается в одну строку, оно должно быть перенесено после знака равенства (=) или после знаков плюс (+), минус (−), умножения (·), причем знаки равенства и действий пишутся дважды.

В документе следует применять стандартизованные единицы физических величин, их наименования и обозначения в соответствии с ГОСТ 8.417.

Ссылки на источники приводят в тексте, указывая их порядковый номер по списку использованных источников и выделяя квадратными скобками. Например: «... [5]» (книга, статья и т.п., имеющая в списке использованных источников порядковый номер 5).

5. ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ ПРОЕКТА

В рассмотренном примере не приведено введение. Во введении должен быть описан принцип действия машины и назначения всех его механизмов. Поставлены задачи, выполняемые в данном проекте.

5.1. Задание на проектирование

Кинематическая схема рычажного механизма показана на рис. 5.1. Диаграмма технологической силы, действующей на ползун *D*, изображена на рис. 5.2. Размеры и массы звеньев механизма указаны в табл. 5.1.

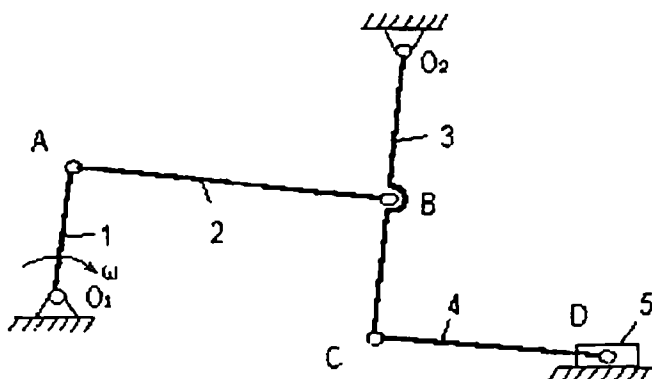


Рис. 5.1. Кинематическая схема рычажного механизма

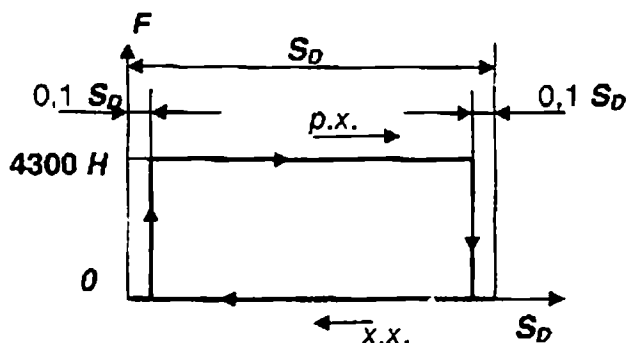


Рис. 5.2. Диаграмма силы сопротивления, действующей на ползун *D*

В задании на проект указываются также:

- кинематическая схема зубчатого механизма, числа зубьев и модуль зубчатых колес,
- кинематическая схема, фазовые углы поворота кулачка и диаграмма аналога ускорения катящегося кулачкового механизма (см. п. 5.7).

Таблица

Исходные данные для проекта

Наименование параметра	Обозначение и величина
Длина кривошипа O_1A , м	$L_{O_1A} = 0,1$
Длина шатуна AB , м	$L_{AB} = 0,4$
Длина коромысла O_2B , м	$L_{O_2B} = 0,3$
Длина коромысла O_2C , м	$L_{O_2C} = 0,5$
Длина шатуна CD , м	$L_{CD} = 0,5$
Масса кривошипа O_1A , кг	$m_1 = 25,1$
Масса шатуна AB , кг	$m_2 = 8,4$
Масса коромысла O_2C , кг	$m_3 = 9,95$
Масса шатуна CD , кг	$m_4 = 10,2$
Масса ползуна D , кг	$m_5 = 40,5$
Моменты инерции звеньев I_{S_i} относительно их центров тяжести, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$. Если моменты инерции звеньев I_{S_i} относительно их центров тяжести не заданы, то для стержневых звеньев момент инерции определять по формуле $I_{S_i} = (m_i \cdot L_i^2) / 10$.	$I_{S1} = 0,0209$; $I_{S2} = 0,132$; $I_{S3} = 0,106$; $I_{S4} = 1,264$
Частота вращения O_1A , об/мин	$n_{O1A} = 200$
Коэффициент неравномерности хода машины	$\delta = 0,1$
Числа зубьев зубчатых колес	$z_1 = 12$; $z_2 = 18$
Модуль зубчатых колес, мм	$m = 10$
Центры тяжести звеньев, обозначенные буквой S , расположены на середине звеньев	
Схема и параметры кулачкового механизма представлены в соответствующем разделе проекта	
Технологическое усилие, действующее на ползун D при его движении вправо, равно $F = 4300 \text{ Н}$. При движении ползуна D влево усилие $F = 0$ (см. рис. 2.)	

Задаются также

- кинематическая схема зубчатого механизма, числа зубьев и модуль зубчатых колес,
- кинематическая схема, фазовые углы поворота кулачка и диаграмма аналога ускорения катящегося кулачкового механизма (см. п. 5.7).

5.2. Структурный анализ рычажного механизма

Кинематическая схема рычажного механизма показана на рис. 1.

Механизм плоский рычажный.

Для этого механизма: $n = 5$; $p_5 = 7$; $p_4 = 0$.

Степень подвижности плоского механизма определяется по формуле

П. Л. Чебышева:

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

где n — число подвижных звеньев;

p_5 — число пар пятого класса;

p_4 — число пар четвертого класса.

Согласно полученному результату для определенности движения всех звеньев механизма необходимо иметь одно входное звено.

Разложение механизма на группы Ассра показано на рис. 5.3

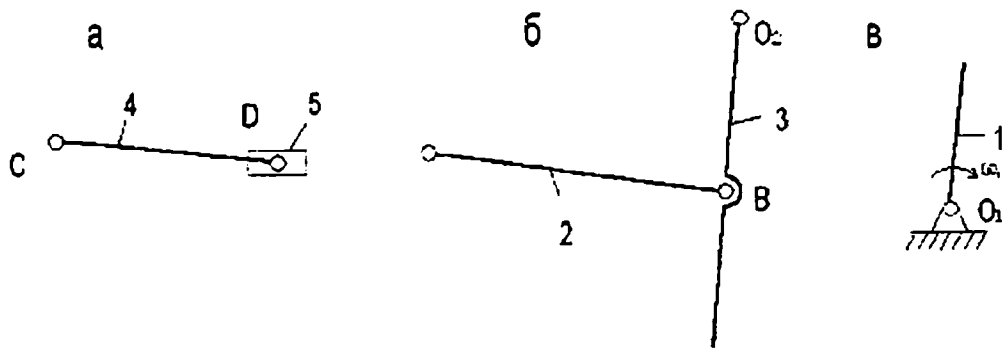


Рис. 5.3. Строение механизма:

а — группа Ассра 2-го класса, 2-го вида, 2-го порядка;

б — группа Ассра 2-го класса, 1-го вида 2-го порядка;

в — механизм 1-го класса или группа начальных звеньев

Определим степень подвижности каждой группы в отдельности:

а) группа Ассра 2-го класса, 2-го вида:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 - 0 = 0,$$

б) группа Ассра 2-го класса, 1-го вида:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 - 0 = 0,$$

в) механизм 1-го класса:

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

Вывод: рассматриваемый механизм является механизмом 2-го класса.

5.3. Кинематический анализ рычажного механизма

Целью кинематического анализа является установление положений звеньев механизма, определение скоростей и ускорений его звеньев. Графическое решение этих задач представлено на рис. 6.1, 6.2 «кинематический расчет».

5.3.1. Построение положений звеньев

Задача о положениях звеньев решается на первом листе проекта графически путем построения кинематической схемы механизма в двенадцати положениях механизма. На плане механизма отобразим входное звено O_1A отрезком длиной 20 мм.

Масштабный коэффициент планов механизма

$$k_s = \frac{L_{O_1A}}{(O_1A)} = \frac{0.1}{20} = 0.005 \text{ м/мм}.$$

5.3.2. Определение скоростей звеньев механизма

Для примера рассмотрим 2-е положение механизма

Угловая скорость начального звена OA

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_{O_1A}}{30} = \frac{3 \cdot 14 \cdot 200}{30} = 21 \text{ рад/с.}$$

Скорость точки A

$$V_A = \omega_1 \cdot L_{O_1A} = 21 \cdot 0,1 = 2,1 \text{ м/с.}$$

Скорости остальных точек механизма находим путем построения плана скоростей. Принимаем длину отрезка (p,a) , изображающего скорость V_A точки A, равной 105 мм.

Тогда масштабный коэффициент плана скоростей

$$k_v = \frac{V_A}{(p,a)} = \frac{2,1}{105} = 0,02 \text{ м/(с} \cdot \text{мм)}.$$

Рассматривая движение точки B вместе с точками A и O₂ (переносное движение) и относительно этих точек, получим векторные уравнения для построения скорости точки

$$\begin{cases} \vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA} ; \\ \vec{V}_B = \vec{V}_{O_2} + \vec{V}_{BO_2} \end{cases}$$

$$\vec{V}_{BA} \perp BA; \vec{V}_{O_2} = 0; V_{BO_2} \perp BO_2.$$

Величина (модуль) скорости точки B

$$V_B = (p_v b) k_v = 40 \cdot 0,02 = 0,8 \text{ м/с.}$$

Скорость точки C коромысла определяем с помощью теоремы подобия:

$$\frac{V_{CO}}{V_{BO}} = \frac{V_C}{V_B} = \frac{(p_v c) \cdot k_v}{(p_v b) \cdot k_v} = \frac{L_{CO}}{L_{BO}} ;$$

отсюда $V_C = (p_v c) k_v = 67 \cdot 0,02 = 1,34 \text{ м/с.}$

Векторные уравнения для нахождения скорости точки D имеют следующий вид:

$$\begin{cases} \vec{V}_D = \vec{V}_C + \vec{V}_{DC} ; \\ \vec{V}_D = \vec{V}_{Dx} + \vec{V}_{DDx} . \end{cases}$$

где $\vec{V}_{Dx} = 0$ — абсолютная скорость точки, принадлежащей неподвижной направляющей ползуна D;

$V_{DC} \perp DC$; \vec{V}_{DDx} параллельна направляющей ползуна.

Скорость точки D

$$V_D = (p_v d) k_v = 123 \cdot 0,02 = 2,46 \text{ м/с.}$$

Определение скоростей центров тяжести звеньев производится с помощью теоремы подобия:

$$V_{S_1} = (p_v s_1) k_v = 52 \cdot 0,02 = 1,05 \text{ м/с,}$$

$$V_{S_2} = (p_v s_2) k_v = 60 \cdot 0,02 = 1,2 \text{ м/с,}$$

$$V_{S_3} = (p_v s_3) k_v = 33 \cdot 0,02 = 0,66 \text{ м/с,}$$

$$V_{S_4} = (p_v s_4) k_v = 65 \cdot 0,02 = 1,3 \text{ м/с.}$$

Определение угловых скоростей звеньев:

$$\omega_1 = 21 \text{ с}^{-1}$$

$$\omega_2 = \frac{V_{AB}}{L_{AB}} = \frac{(ab) k_v}{L_{AB}} = \frac{70 \cdot 0,02}{0,4} = 3,5 \text{ с}^{-1},$$

$$\omega_3 = \frac{V_B}{L_{BO_2}} = \frac{(p_v b) k_v}{L_{BO_2}} = \frac{76 \cdot 0,02}{0,3} = 5,06 \text{ с}^{-1}.$$

$$\omega_4 = \frac{V_{DC}}{L_{DC}} = \frac{(cd) k_v}{L_{DC}} = \frac{26 \cdot 0,02}{0,5} = 1,04 \text{ с}^{-1}.$$

Направление угловой скорости ω_2 определяем по относительной линейной скорости. Например, если в положении 2 к точке B приложить вектор V_{BA} , то ω_2 будет направлена по часовой стрелке. Направление угловых скоростей остальных звеньев отыскивается аналогично.

5.3.3. Определение ускорений точек звеньев механизма

Ускорение точки A

$$a_A = a_{AO}'' = \omega_1^2 L_{AO} = 21^2 \cdot 0,1 = 44,1 \text{ м/с}^2.$$

В общем случае $\vec{a} = \vec{a}_{AO}'' + \vec{a}_{AO}'$.

но так как $\omega_1 = \text{const}$, то $\vec{a}_{AO}' = 0$, поэтому $\vec{a}_A = \vec{a}_{AO}''$.

Принимаем длину отрезка $(p_a a)$, изображающего вектор ускорения точки A , равной 89 мм. Тогда масштабный коэффициент плана ускорений

$$k_a = \frac{a_A}{(p_a a)} = \frac{44,1}{89} = 0,5 \text{ м/с}^2.$$

Рассматривая движение точки B вместе с точками A и O_2 (переносное движение) и относительно этих точек, получим векторные уравнения для построения ускорения точки:

$$\begin{cases} \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}'' + \vec{a}_{BA}' \\ \vec{a}_B = \vec{a}_{O_2} + \vec{a}_{BO_2}'' + \vec{a}_{BO_2}' \end{cases}$$

Первое уравнение: $\vec{a}_A \perp AO$;

$$\vec{a}_{BA}'' \parallel AB; \quad \vec{a}_{BA}' \perp BA;$$

$$a_{BA}'' = \omega_2^2 L_{AB} = 3,5^2 \cdot 0,4 = 4,9 \text{ м/с}^2.$$

Графическое изображение вектора нормального ускорения a_{BA}'' на плане ускорений равно отрезку an_{BA} определяется по формуле

$$an_{BA} = \frac{a_{BA}''}{k_a} = \frac{4,9}{0,5} = 9,8 \text{ мм}.$$

Второе уравнение: $\vec{a}_{O_2} = 0$;

$$\vec{a}_{BO_2}'' \parallel BO_2; \quad \vec{a}_{BO_2}' \perp BO_2;$$

$$a_{BO_2}^n = \omega_3^2 L_{BO_2} = 5,06^2 \cdot 0,3 = 7,68 \text{ м/с}^2.$$

Графическое изображение нормального ускорения $a_{BO_2}^n$ определим по формуле

$$(an_{BO_2}) = \frac{a_{BO_2}^n}{k_a} = \frac{7,68}{0,5} = 15,36 \text{ мм.}$$

Величина (модуль) ускорения точки B

$$a_B = (p_a b) k_a = 53 \cdot 0,5 = 26,5 \text{ м/с}^2.$$

Ускорение точки C коромысла определяем по теореме подобия:

$$\frac{a_{CO_2}}{a_{BO_2}} = \frac{(p_a c)}{(p_a b)} = \frac{L_{CO_2}}{L_{BO_2}},$$

откуда $(p_a c) = (p_a b) \cdot \frac{L_{CO_2}}{L_{BO_2}} = 53 \cdot \frac{0,5}{0,3} = 88,3 \text{ мм.}$

Абсолютное ускорение точки C

$$a_C = (p_a c) \cdot k_a = 88,3 \cdot 0,5 = 44,15 \text{ м/с}^2.$$

Векторные уравнения для нахождения ускорения точки D :

$$\begin{cases} \vec{a}_D = \vec{a}_C + \vec{a}_{DC}^n + \vec{a}_{DC}^r ; \\ \vec{a}_D = \vec{a}_{Dx} + \vec{a}_{DDx}^k + \vec{a}_{DDx}^r , \end{cases}$$

где $\vec{a}_{DC}^n \parallel DC$; $\vec{a}_{DC}^r \perp DC$;

$$a_{DC}^n = \omega_4^2 L_{CD} = 1,04^2 \cdot 0,5 = 0,54 \text{ м/с}^2 ;$$

графическое изображение нормального ускорения a_{DC}^n

$$(cn_{DC}) = \frac{(a_{DC}^n)}{k_a} = \frac{0,54}{0,5} = 1,08 \text{ мм ;}$$

$$\vec{a}_{Dx} = 0; \quad \vec{a}_{DDx}^k = 0; \quad \vec{a}_{DDx}^r \parallel XX.$$

Абсолютное ускорение точки D

$$a_D = (p_a d) k_a = 87 \cdot 0,5 = 43,5 \text{ м/с}^2.$$

Определение ускорений центров тяжести звеньев производится с помощью теорем подобия:

$$a_{S_1} = (p_a S_1) \cdot k_a = 44 \cdot 0,5 = 22 \text{ м/с}^2 ,$$

$$a_{S_2} = (p_a S_2) \cdot k_a = 60 \cdot 0,5 = 30 \text{ м/с}^2 ,$$

$$a_{S_3} = (p_a S_3) \cdot k_a = 45 \cdot 0,5 = 22,5 \text{ м/с}^2 .$$

$$a_{S_4} = (p_a S_4) \cdot k_a = 88 \cdot 0,5 = 44 \text{ м/с}^2 ,$$

$$a_{S_5} = a_D = 43,5 \text{ м/с}^2 .$$

Определение угловых ускорений звеньев механизма:

Угловое ускорение звена 1 равно $\epsilon_1 = 0$ (так как $\omega_1 = \text{const}$).

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^{\tau}}{L_{BA}} = \frac{(n_{BA} b) k_a}{L_{BA}} = \frac{80 \cdot 0,5}{0,4} = 100 \text{ с}^{-2},$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{BO_2}^{\tau}}{L_{BO_2}} = \frac{(n_{BO_2} b) k_a}{L_{BO_2}} = \frac{50 \cdot 0,5}{0,3} = 83,3 \text{ с}^{-2},$$

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{DC}^{\tau}}{L_{DC}} = \frac{(n_{DC} d) k_a}{L_{DC}} = \frac{7 \cdot 0,5}{0,5} = 7 \text{ с}^{-2}.$$

$\varepsilon_5 = 0$, так как звено 5 совершает только поступательное движение.

Направление углового ускорения ε_2 определяем по направлению вектора \vec{a}_{BA}^{τ} , перенесенного в точку В. Угловое ускорение ε_2 направлено против вращения стрелки часов. Направления угловых ускорений остальных звеньев отыскиваются аналогично.

5.3.4. Кинематический анализ механизма методом графического дифференцирования

Этим методом определяем величины скоростей, ускорений точки D механизма. Сначала строим диаграмму перемещений ползуна « $S_D - t$ » в функции времени. Диаграммы « $V_D - t$ » и « $a_D - t$ » строим методом графического дифференцирования соответственно диаграмм $S = S(t)$ и $V = V(t)$. Принимаем масштабный коэффициент $k_s = 0,0044 \text{ м/мм}$.

Время одного оборота кривошипа равно $T = 60/n \text{ с}^{-1}$.

Вычислим масштабы:

$$k_t = \frac{T}{L} = \frac{60}{L \cdot n_{OA}} = \frac{60}{145 \cdot 200} = 0,0021 \text{ с/мм},$$

$$k_v = \frac{k_s}{k_t H_1} = \frac{0,004}{0,0021 \cdot 25} = 0,0768 \text{ м/(с} \cdot \text{мм)},$$

$$k_a = \frac{k_v}{k_t H_2} = \frac{0,0768}{0,0021 \cdot 25} = 1,47 \text{ м/(с}^2 \cdot \text{мм)}.$$

Для второго положения механизма по кинематическим диаграммам

$$V_D = V_{2\text{граф}} k_v = 31,5 \cdot 0,0768 = 2,4 \text{ м/с},$$

где $V_{2\text{граф}}$ — ордината графика $V = V(t)$ в точке 2.

$$a_D = a_{2\text{граф}} k_a = 29,5 \cdot 1,47 = 43,50 \text{ м/с}^2,$$

где $a_{2\text{граф}}$ — ордината графика « $a - t$ » в точке 2.

Скорости и ускорения точек и звеньев механизма в рассматриваемом положении механизма приведены в табл. 5.2, табл. 5.3.

Таблица 5.2

Скорости и ускорения точек механизма в положении 2

Параметры	Точки								
	A	B	C	D	S_1	S_2	S_3	S_4	S_5
$V, \text{ м/с}$	2.1	0.8	1.34	2.46*	1.05	1.02	0.66	1.3	2.46
$a, \text{ м/с}^2$	44.1	26.5	44,15	43.5*	22	30	22.5	44	43.5

По кинематическим диаграммам $V_D = 2,42 \text{ м/с}$.

Погрешность от определения скорости точки D различными методами составляет 1,6%.

$a_D = 43,50 \text{ м/с}^2$ (соответственно погрешность 0,02%).

Таблица 5.3

Угловые скорости и ускорения звеньев механизма в положении 2

Параметры	Звенья				
	OA	AB	BO ₂	CD	Ползун D
Угловые скорости $\omega, \text{с}^{-1}$	21	3,5	5,06	1,04	0
Угловые скорости $\epsilon, \text{с}^{-2}$	0	100	83,3	7	0

5.4. Кинестатический анализ механизма

Целью силового анализа является определение сил, действующих на звенья механизма, реакций в кинематических парах и уравновешивающей силы. В курсовом проекте задачи силового расчета решается в первом приближении, предполагая, что трение в кинематических парах отсутствует. Необходимые графические построения для решения этих задач приведены на рис. 6.3 «силовой расчет».

5.4.1. Определение сил, действующих на звенья механизма

Сила тяжести звеньев:

$$G_1 = m_1 g = 25,1 \cdot 9,81 = 246,2 \text{ Н},$$

$$G_2 = m_2 g = 8,4 \cdot 9,81 = 82,4 \text{ Н},$$

$$G_3 = m_3 g = 9,95 \cdot 9,81 = 97,6 \text{ Н},$$

$$G_4 = m_4 g = 10,2 \cdot 9,81 = 100 \text{ Н},$$

$$G_5 = m_5 g = 40,5 \cdot 9,81 = 397,3 \text{ Н}.$$

Сила сопротивления перемещению ползуна, направленная в противоположную сторону скорости V_D . (см. табл. 1):

$$F = 4300 \text{ Н}.$$

Величины сил инерции:

$$\Phi_{H1} = m_1 \cdot a_{S1} = 25,1 \cdot 22 = 552,5 \text{ Н},$$

$$\Phi_{H2} = m_2 \cdot a_{S2} = 8,4 \cdot 30 = 252 \text{ Н},$$

$$\Phi_{H3} = m_3 \cdot a_{S3} = 9,95 \cdot 22,5 = 224 \text{ Н},$$

$$\Phi_{H4} = m_4 \cdot a_{S4} = 10,2 \cdot 44 = 450 \text{ Н},$$

$$\Phi_{H5} = m_5 \cdot a_{S5} = 40,5 \cdot 43,5 = 1764 \text{ Н}.$$

Эти силы прикладываем к центрам тяжести соответствующих звеньев и направляем в сторону, противоположную вектору ускорения центра тяжести.

Моменты от сил инерции звеньев:

$$M_{H1} = I_{S1} \cdot \epsilon_1 = 0,0209 \cdot 0 = 0,$$

$$M_{H2} = I_{S2} \cdot \epsilon_2 = 0,132 \cdot 100 = 13,2 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{H3} = I_{S3} \cdot \epsilon_3 = 0,1062 \cdot 83,3 = 8,85 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{H4} = I_{S4} \cdot \epsilon_4 = 1,264 \cdot 7 = 8,85 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

5.4.2. Определение реакций в кинематических парах

Силовой расчет механизма начинаем с группы Ассура $CD - D$, наиболее удаленной от входного звена O_1A . На звенья этой группы действуют известные по величине и направлению силы веса G_4 и G_5 , силы инерции Φ_{H_4} и Φ_{H_5} , момент M_{H_4} от сил инерции, технологическое усилие F .

Эту группу Ассура освобождаем от связей и вместо них прикладываем в паре C реакцию R_{34} , а в паре D реакцию R_{05} . Обе реакции не известны по величине. Реакция R_{05} направлена перпендикулярно направляющей хх ползуна D . Реакция R_{34} неизвестна по направлению.

Реакцию R_{34} раскладываем на две взаимно перпендикулярные составляющие $R_{34}^r \perp CD$ и $R_{34}'' \parallel CD$.

Запишем уравнение моментов всех сил, действующих на звено 4 относительно точки D :

$$\sum M_{D(на 4)} = -R_{34}^r \cdot L_{CD} + \Phi_{H_4} \cdot h_2 \cdot k_5 + G_4 \cdot h_1 \cdot k_5 + M_{H_4} = 0,$$

отсюда

$$\begin{aligned} R_{34}^r &= \frac{\Phi_{H_4} \cdot h_2 \cdot k_5 + G_4 \cdot h_1 \cdot k_5 + M_{H_4}}{L_4} = \\ &= \frac{450 \cdot 3,5 \cdot 0,005 + 100 \cdot 50 \cdot 0,005 + 4,125}{0,5} = 64 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Далее, приняв масштаб сил $k_F = 20 \text{ Н/мм}$, строим план сил по векторному уравнению

$$\overline{R_{34}^r} + \overline{R_{34}''} + \overline{\Phi_{H_4}} + \overline{G_4} + \overline{G_5} + \overline{\Phi_{H_5}} + \overline{F} + \overline{R_{05}} = 0.$$

Из плана сил находим величины и направления сил R_{34}'' и R_{05} , а также полную реакцию в паре с R_{34}'' ($R_{34} = R_{34}'' + R_{34}^r$).

Для того чтобы отыскать реакцию R_{45} во вращающейся кинематической паре D , приравняем нулю сумму всех сил, действующих на звено 5:

$$\overline{R_{45}} + \overline{G_5} + \overline{\Phi_{H_5}} + \overline{F} + \overline{R_{05}} = 0 \quad \text{, учитывая зависимость } \overline{R_{45}} = -\overline{R_{05}}.$$

Переходим к силовому расчету группы Ассура $AB - C(2)$. Освобождаемся от связей и прикладываем реакции R_{12} и R_{03} , которые неизвестны по ни по величине, ни по направлению. Реакцию R_{12} раскладываем на $R_{12}^r \perp AB$ и

$$R_{12}'' \parallel AB, \text{ аналогично } R_{03}^r \perp CO_2 \text{ и } R_{03}'' \parallel CO_2.$$

Составим уравнение моментов всех сил, действующих на звено 3 относительно точки B :

$$\sum M_{B(на 3)} = R_{03}^r L_{BO_2} - R_{43} h_5 k_5 + \Phi_{H_3} h_4 k_5 - G_3 h_2 k_5 - M_{H_3} = 0.$$

$$\text{Откуда } R_{03}^r = \frac{R_{43} h_5 k_5 - \Phi_{H_3} h_4 k_5 + G_3 h_2 k_5 + M_{H_3}}{L_{BO_2}} =$$

$$= \frac{6500 \cdot 40 \cdot 0,005 - 224 \cdot 10 \cdot 0,005 + 97,6 \cdot 2 \cdot 0,005 + 8,85}{0,3} = 4270 \text{ Н}.$$

Составим уравнение моментов всех сил, действующих на звено 2 относительно точки

B:

$$\sum M_{B(зв.2)} = R_{12}^r \cdot L_2 - \Phi_{и_2} \cdot h_3 \cdot k_s + G_2 \cdot h_1 \cdot k_s - M_{и_2} = 0.$$

Откуда

$$R_{12}^r = \frac{\Phi_{и_2} \cdot h_3 \cdot k_s + G_2 \cdot h_1 \cdot k_s + M_{и_2}}{L_2} =$$

$$= \frac{252 \cdot 18 \cdot 0,005 - 82,4 \cdot 34 \cdot 0,005 + 13,195}{0,4} = 52,5 \text{ Н}.$$

Задавшись масштабом $k_F = 35 \text{ Н/мм}$, строим план сил для всей группы Ассура *AB-CO₂* согласно векторному уравнению

$$\overrightarrow{R_{03}''} + \overrightarrow{R_{03}^r} + \overrightarrow{R_{43}} + \overrightarrow{\Phi_{и_3}} + \overrightarrow{G_3} + \overrightarrow{\Phi_{и_2}} + \overrightarrow{G_2} + \overrightarrow{R_{12}^r} + \overrightarrow{R_{12}''} = 0.$$

Из плана сил находим величины и направления сил $\overrightarrow{R_{03}''}$ и $\overrightarrow{R_{12}''}$, а также полные реакции в кинематических парах *A* и *O₂*.

$$\bar{R}_{12} = R_{12}^r + \bar{R}_{12}'';$$

$$\bar{R}_{03} = \bar{R}_{03}'' + \bar{R}_{03}^r.$$

Для того чтобы отыскать реакцию R_{12} во вращательной паре *B*, рассмотрим равновесие всех сил, действующих на звено 2:

$$\bar{R}_{12} + \bar{G}_2 + \bar{\Phi}_{и_2} + \bar{R}_{32} = 0.$$

5.4.3. Силовой расчет входного звена механизма

Для определения реакции R_{01} кинематической пары, образованной входным звеном со стойкой, необходимо привести в равновесие все силы, действующие на это звено с учетом уравновешивающей силы. Уравновешивающая сила является реальной внешней силой, которая представляет собой действие привода на в звено *OA*.

Величину уравновешивающей силы находим из уравнения моментов относительно точки *O₁* всех сил, действующих на звено 1:

$$\sum M_{O_1(зв.1)} = -F_{yp} h_4 + R_{21} h_3 + \Phi_{и_1} h_1 = 0.$$

Откуда

$$F_{yp} = (R_{21} h_3 + \Phi_{и_1} h_2 + G_1 h_1) / h_4 = (11050 \cdot 24 + 552,5 \cdot 1 + 246 \cdot 8) / 28 = 9376,1 \text{ Н}.$$

Для определения численного значения R_{01} строим план сил в масштабе $k_F = 85 \text{ Н/мм}$ согласно векторному уравнению

$$\bar{R}_{21} + \bar{F}_{yp} + \bar{\Phi}_{и_1} + \bar{G}_1 + \bar{R}_{01} = 0.$$

Результаты силового расчета с использованием планов сил указаны в табл. 5.4.

Таблица 5. 4

Реакции в кинематических парах рычажного механизма для положения 2. Н.

R_{01}	R_{12}	R_{23}	R_{03}	R_{34}	R_{45}	R_{05}	F_{yp}
14110	11060	10832,5	4690	11382	10640	1025,5	9376,13

5.4.4. Определение уравновешивающей силы методом Жуковского

Для нахождения уравновешивающей силы методом Н.Е. Жуковского строится план скоростей, в соответствующие точки которого переносятся все силы (внешние и силы инерции), предварительно повернутые в одном направлении на угол 90° .

Моменты сил инерции заменяем парами сил:

$$F_{и2} = \frac{M_{и2}}{L_{AB}} = \frac{13,195}{0,4} = 32,98 \text{ Н},$$

$$F_{и3} = \frac{M_{и3}}{L_{CO_2}} = \frac{8,85}{0,5} = 17,7 \text{ Н},$$

$$F_{и4} = \frac{M_{и4}}{L_{DC}} = \frac{4,125}{0,5} = 8,25 \text{ Н}.$$

Рассматривая план скоростей как жесткий рычаг, который находится в равновесии, определим сумму моментов всех сил относительно его полюса:

$$\sum M_{P_V}(F_i) = -F_{ур}h_8 - G_2h_4 - G_3h_3 + G_1h_1 - \Phi_{и1}h_9 - F_{и2}h_{10} + F_{и2}h_{10}' + \Phi_{и2}h_7 + G_2h_2 - \Phi_{и3}h_4' + F_{и3}h_{11} + \Phi_{и4}h_6 - F_{и4}h_{12} + (F + \Phi_{и1})(p_V d) = 0.$$

Откуда

$$\begin{aligned} F_{ур} = & [-G_4h_4 - G_1h_3 + G_1h_1 - \Phi_{и1}h_9 - F_{и2}h_{10} + F_{и2}h_{10}' - \Phi_{и2}h_7 + \\ & + G_2h_2 - \Phi_{и3}h_4' + F_{и3}h_{11} + \Phi_{и4}h_6 - F_{и4}h_{12} + (F + \Phi_{и1})(p_V d)] / h_8 = \\ = & [-100 \cdot 13 - 97,6 \cdot 13 + 246,2 \cdot 27 - 552,5 \cdot 3 - 32,99 \cdot 73 + 0 + 252 \cdot 53 + \\ & + 82,4 \cdot 19 + 224 \cdot 62 + 17,7 \cdot 130 + 450 \cdot 127 - 8,25 \cdot 27 + \\ & + (1764 + 4300) \cdot 127] / 92 = 9361,85 \text{ Н}. \end{aligned}$$

По методу Н.Е. Жуковского $F_{ур} = 9361,85 \text{ Н}$ (погрешность от определения величины уравновешивающей силы различными методами составляет 0,15%).

5.5. Динамический расчет механизма

Задачей динамического расчета механизма является определение расхода мощности и основных геометрических размеров маховика по заданному коэффициенту δ неравномерности хода машины. Графические построения для настоящего раздела представлены на рис. 6.4 «динамический расчет».

5.5.1. Приведение сил, построение диаграммы работ и их разностей

С использованием диаграммы силы сопротивления (см. рис. 5.2), действующей на ползун D , изображаем на соответствующем листе проекта график характеристики технологической силы от положения механизма. Если численные значения силы сопротивления не заданы, то определяем ее величину по формуле

$$F = k_p \cdot h_{pi},$$

где k_p — масштаб диаграммы сил;

h_{pi} — ордината диаграммы для данного положения механизма.

Численные значения силы сопротивления указываем в табл.5.5.

Приведение сил для i -го положения механизма по методу Жуковского осуществляется по формуле:

$$F_{пр i} = [\sum(F_j \cdot h_i)]/(p_i a).$$

Здесь $F_{пр i}$ — приведенная сила.

F_i — активная сила, приложенная к звену j . В настоящем курсовом проекте рассматривается только сила технологического сопротивления, приложенная к ползуну D , указанная в задании (см. рис. 5. 2);

h_i — плечо этой силы в плане скоростей относительно его полюса;

($p_i a$) — графическое изображение скорости точки приведения (пальца кривошипа) на плане скоростей.

Таблица 5.5

Внешняя сила, действующая на ползун D

Сила	Положение механизма											
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
F, H	0	0	4300	4300	4300	4300	0	0	0	0	0	0

Момент приведенной силы, или приведенный момент

$$M_{пр i} = F_{пр i} \cdot L_{01A}.$$

где L_{01A} — удаление точки приведения от оси вращения начального звена (длина кривошипа).

Для 2-го положения механизма

$$F_{пр 2} = 4300 \cdot 123 / 105 = 5078 \text{ Н};$$

$$M_{пр 2} = 5078 \cdot 0,1 = 507,8 \text{ Н·м}.$$

Поскольку цикл машины соответствует одному обороту ведущего звена, то приведенные силы и их моменты отыскиваются для двенадцати положений механизма. В соответствии с результатами расчета на чертежном листе строится диаграмма приведенных моментов в функции угла φ поворота кривошипа.

Численные значения приведенных сил и приведенных моментов сил сопротивления указаны в табл. 5.6.

Во 2-м положении механизма приведенный момент изобразим на диаграмме « $M_{пр} - \varphi$ » отрезком $L = 60$ мм. Масштаб приведенных моментов на диаграмме « $M_{пр} - \varphi$ »

$$k_M = \frac{M_{пр}}{L} = \frac{507,8}{60} \approx 8,5 \text{ Н·м/мм}.$$

Масштаб угла поворота начального звена (кривошипа)

$$k_\varphi = \frac{2\pi}{L} = \frac{2 \cdot \pi}{120} = 0,052 \text{ рад/мм}.$$

Путем графического интегрирования диаграммы приведенных моментов строится диаграмма работ заданных сил сопротивления ($A_c - \varphi$) за цикл. На этом же графике строится диаграмма работ движущихся сил. При этом предполагается, что приведенный движущий момент есть величина постоянная. Следовательно, работа этого момента будет выражаться прямолинейной зависимостью в системе координат « $A_d - \varphi$ ».

Приведенные силы и их моменты сил сопротивления

Приведенные сила, момент	Положение механизма											
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$F_{\text{пр}}, \text{Н}$	0	0	5078	7044	7330,5	4545,7	0	0	0	0	0	0
$M_{\text{пр}}, \text{Н}\cdot\text{м}$	0	0	507,8	704,4	733,05	454,57	0	0	0	0	0	0

При установившемся движении за цикл справедливо равенство $A_d = A_c$, поэтому в начале и в конце цикла ординаты A_d и A_c будут одинаковы между собой по абсолютной величине, а прямая, выражающая работу движущихся сил, соединит начало координат с концом графика « $A_c - \varphi$ ».

Масштаб диаграммы работ

$$k_A = H k_u k_\varphi = 30 \cdot 8,5 \cdot 0,052 = 13,35 \text{ Дж/мм.}$$

где H – полюсное расстояние при графическом интегрировании.

Расход мощности за цикл, т.е. средняя мощность без учета потерь трения в приводе, равен

$$N_{\text{ср}} = \frac{h_u k_A}{t_u} = \frac{89 \cdot 13,35}{0,3} = 3960,5 \text{ Вт} = 3,96 \text{ кВт}.$$

Здесь $t_u = 60/n = 60/200 = 0,3 \text{ с}$.

где h_u – ордината графика « $A_c - \varphi$ », соответствующая концу цикла;

n – частота вращения кривошипа.

На полученной диаграмме работ ординаты поля между криволинейным графиком, изображающим работу сил сопротивления, и прямолинейным, отображающим работу движущих сил, будут определять собой разность работ, или приращение кинетической энергии машины.

Замеряя разность ординат $\Delta A = A_d - A_c$ для каждого положения механизма, строим диаграмму разности работ – диаграмму приращения кинетической энергии.

5.5.2. Приведение моментов инерции

Приведенный момент инерции определяется для каждого положения механизма по формуле

$$I_{\text{пр}} = \frac{1}{\omega_1^2} \cdot \sum_i [m_i \cdot V_{Si}^2 + I_{Si} \cdot \omega_i^2].$$

Для рассматриваемого положения механизма

$$I_{\text{пр}2} = (21,5 \cdot 1,05^2 + 0,0209 \cdot 21^2 + 8,4 \cdot 1,2^2 + 0,132 \cdot 3,5^2 + 9,95 \cdot 0,66^2 + 0,1062 \cdot 5,06^2 + 10,2 \cdot 1,3^2 + 0,1062 \cdot 1,04^2 + 40,5 \cdot 2,46^2) / 21^2 = 314,68 / 21^2 = 0,713 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Результаты расчетов приведенных моментов инерции указаны в табл. 5.7.

Пользуясь данными табл. 5.7, строим диаграмму приведенных моментов инерции звеньев в функции угла поворота кривошипа, отобразив максимальную величину $I_{\text{пр max}}$ отрезком $L_{\text{пр}} = 88 \text{ мм}$. Масштаб диаграммы приведенных моментов инерции:

$$k_{I_{\text{пр}}} = \frac{I_{\text{пр max}}}{L_{\text{пр}}} = \frac{1,49}{88} = 0,017 \text{ кг}\cdot\text{м}^2 / \text{мм}.$$

Приведенные моменты инерции механизма

Поло- жение	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$I_{пр},$ кг·м ²	0,073	0,24 6	0,71 3	1,35 1	1,49	0,57 3	0,07 3	0,48 9	1,25	1,44 3	0,89	0,32 3

5.5.3 Расчет маховика.

Определяем углы ψ_{\max} и ψ_{\min} по выражениям

$$\operatorname{tg} \psi_{\max} = \frac{\omega_{\text{ср}}^2 k_J}{2 k_T} [1 + \delta] = \frac{21^2 \cdot 0,017}{2 \cdot 8,9} \cdot [1 + 0,1] = 0,46329;$$

$$\operatorname{tg} \psi_{\min} = \frac{\omega_{\text{ср}}^2 k_J}{2 k_T} [1 - \delta] = \frac{21^2 \cdot 0,017}{2 \cdot 8,9} \cdot [1 - 0,1] = 0,37906;$$

$$\psi_{\max} = \operatorname{arctg} 0,46329 = 24^\circ 44' 30'';$$

$$\psi_{\min} = \operatorname{arctg} 0,37906 = 20^\circ 39' 31''.$$

С использованием данных диаграммы разности работ « $\Delta A - \varphi$ » и диаграммы приведенных моментов инерции « $I_{пр} - \varphi$ » строим диаграмму кинетической энергии в функции приведенного момента инерции « $\Delta A - I_{пр}$ » — диаграмму Виттенбауэра. К полученной замкнутой кривой проводим наклоненные к оси абсцисс две касательные: снизу под углом ψ_{\min} , к оси абсцисс и сверху под углом ψ_{\max} . Касательные пересекают ось ординат в точках А и В. Приведенный момент инерции маховика

$$I_{\text{мах-ка}} = \frac{(AB) k_I}{\omega_{\text{ср}}^2 \delta} = \frac{104 \cdot 8,9}{21^2 \cdot 0,1} = 20,99 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Средний диаметр обода маховика

$$D_{\text{ср}} = \xi \cdot \frac{4 I_{\text{мах-ка}}}{k_1 k_2 \pi \gamma} = \xi \cdot \frac{4 \cdot 20,99}{0,2 \cdot 0,2 \cdot 3,14 \cdot 7850} = 0,608 \text{ м}.$$

Принимаем $k_1 = a \cdot D_{\text{ср}} = 0,2,$

$$k_2 = b \cdot D_{\text{ср}} = 0,2.$$

Здесь

a и b — размеры поперечного сечения обода маховика;

γ — плотность материала маховика, кг/м³.

Определив $D_{\text{ср}}$, находим

$$a = k_1 D_{\text{ср}} = 0,2 \cdot 0,608 = 0,1216 \text{ м} = 122 \text{ мм};$$

$$b = k_2 D_{\text{ср}} = 0,2 \cdot 0,608 = 0,1216 \text{ м} = 122 \text{ мм}.$$

5.5.4. Проверка величины махового момента инерции маховика по методу Мерцалова

Для контроля последних этапов расчета маховика и окончательного результата производим проверку по методу Мерцалова.

$$\Delta T_M = \Delta T - \Delta T_{ЗВ}.$$

где ΔT_M — приращение кинетической энергии маховика;

ΔT — приращение кинетической энергии машины;

$\Delta T_{ЗВ}$ — приращение кинетической энергии звеньев механизма.

Диаграмма приращения кинетической энергии звеньев механизма строится путем использования приближенного выражения

$$\Delta T_{ЗВ} = \frac{\omega_{ср}^2}{2} \cdot (I_{прi} - I_{прo}),$$

где $I_{прo}$ — приведенный момент инерции звеньев механизма в начальном положении;

$I_{прi}$ — приведенный момент инерции звеньев механизма в остальных промежуточных положениях механизма.

Замеряем по оси ординат расстояние между самой верхней и самой нижней точками диаграммы изменения кинетической энергии машины и маховика, находим отрезок CD , затем определяем приведенный момент инерции маховика:

$$I_M^1 = \frac{(CD) k_T}{\omega_{ср}^2 \delta} = \frac{102 \cdot 8,9}{21^2 \cdot 0,1} = 20,59 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

где k_T — масштаб диаграммы ΔT .

Определяем погрешность результатов, полученных методами Виттенбауэра и Мерцалова

$$\frac{I_{\text{max-ка}} - I_M^1}{I_{\text{max-ка}}} 100\% = \frac{20,99 - 20,59}{20,99} \cdot 100\% = 1,9\%.$$

5.6. Синтез эвольвентного зубчатого зацепления

Для синтеза зубчатого зацепления используются следующие данные, имеющиеся в задании:

Числа зубьев колес: $z_1 = 12$; $z_2 = 18$; модуль $m = 10$ мм.

Угол профиля инструментальной рейки $\alpha = 20^\circ$; коэффициент высоты зуба

$h_a^* = 1$, коэффициент радиального зазора $c^* = 0,25$.

Коэффициенты смещения исходного производящего контура $x_1 = 0,609$, $x_2 = 0,358$ [3, 5].

5.6.1. Геометрические параметры зацепления

Радиусы делительных окружностей

$$r_1 = \frac{m \cdot z_1}{2} = \frac{10 \cdot 12}{2} = 60 \text{ мм}, \quad r_2 = \frac{m \cdot z_2}{2} = \frac{10 \cdot 18}{2} = 90 \text{ мм}.$$

Радиусы основных окружностей

$$r_{h_1} = r_1 \cos \alpha = 60 \cdot 0,9397 = 56,38 \text{ мм.}$$

$$r_{h_2} = r_2 \cos \alpha = 90 \cdot 0,9397 = 84,57 \text{ мм.}$$

Делительный окружной шаг

$$p_t = \pi m = \pi \cdot 10 = 31,416 \text{ мм.}$$

Делительная окружная толщина зуба

$$S_{t1} = \frac{\pi m}{2} + 2x_1 m \operatorname{tg} \alpha = \frac{3,14 \cdot 10}{2} + 2 \cdot 0,609 \cdot 10 \cdot 0,364 = 20,141 \text{ мм.}$$

$$S_{t2} = \frac{\pi m}{2} + 2x_2 m \operatorname{tg} \alpha = \frac{3,14 \cdot 10}{2} + 2 \cdot 0,358 \cdot 10 \cdot 0,364 = 18,314 \text{ мм.}$$

Угол зацепления

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \cdot \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{inv} \alpha = \frac{2(0,609 + 0,258)}{12 + 18} \cdot 0,364 + 0,014904 = 0,0381679.$$

По табл. 3.3 находим $\alpha_w = 26^\circ 58' 25''$.

Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = \frac{10(10 + 18)}{2} \cdot \frac{0,9397}{0,8909} = 158,20 \text{ мм.}$$

Радиусы начальных окружностей

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{18}{12} = 1,5; \quad r_{w1} = \frac{a_w}{u + 1} = \frac{158,20}{1,5 + 1} = 63,28 \text{ мм.}$$

$$r_{w2} = \frac{a_w \cdot u}{u + 1} = \frac{158,20 \cdot 1,5}{1,5 + 1} = 94,92 \text{ мм.}$$

Радиусы окружностей впадин

$$\begin{aligned} r_{f1} &= r_1 - h_a^* m - c^* \cdot m + x_1 \cdot m = \\ &= 60 - 1,0 \cdot 10 - 0,25 \cdot 10 + 0,609 \cdot 10 = 53,59 \text{ мм,} \\ r_{f2} &= r_2 - h_a^* m - c^* \cdot m + x_2 \cdot m = \\ &= 90 - 1,0 \cdot 10 - 0,25 \cdot 10 + 0,358 \cdot 10 = 81,08 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Радиусы окружностей вершин

$$\begin{aligned} r_{o1} &= a_w - r_2 - x_2 \cdot m + h_a^* \cdot m = \\ &= 158,20 - 90 - 0,358 \cdot 10 + 1,0 \cdot 10 = 74,62 \text{ мм.} \\ r_{o2} &= a_w - r_1 - x_1 \cdot m + h_a^* \cdot m = \\ &= 158,20 - 60 - 0,609 \cdot 10 + 1,0 \cdot 10 = 102,1 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Шаг по основной окружности (основной шаг)

$$p_{br} = p_t \cos \alpha = \pi m \cos \alpha = \pi \cdot 10 \cdot 0,9397 = 29,52 \text{ мм.}$$

Углы профилей зубьев колес по окружностям вершин зубьев (градусы):

$$\alpha_{a1} = \arccos\left(\frac{r_{b1}}{r_{a1}}\right) = \arccos\left(\frac{56,38}{74,62}\right) = 40^{\circ}55'32'' :$$

$$\alpha_{a2} = \arccos\left(\frac{r_{b2}}{r_{a2}}\right) = \arccos\left(\frac{84,57}{102,1}\right) = 34^{\circ}4'30'' .$$

Инволюты углов α_{a1} и α_{a2} найдем из табл. 3.3

$$\text{inv } \alpha_{a1} = 0,1525; \text{inv } \alpha_{a2} = 0,0816.$$

Толщина зуба по окружности вершин, мм:

$$S_{a1} = 2r_{a1} \left(\frac{S_{r1}}{2r_1} + \text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_{a1} \right) = 2 \cdot 74,62 \cdot \left(\frac{20,141}{2 \cdot 60} + 0,0149 - 0,1525 \right) = 4,51 \text{ мм};$$

$$S_{a2} = 2r_{a2} \left(\frac{S_{r2}}{2r_2} + \text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_{a2} \right) = 2 \cdot 102,1 \cdot \left(\frac{18,314}{2 \cdot 90} + 0,0149 - 0,0816 \right) = 7,156 \text{ мм} .$$

*Об отсутствии заострения зубьев свидетельствует неравенства:

$$S_{a1} = 4,51 \text{ мм} > 0,2 m = 2 \text{ мм};$$

$$S_{a2} = 7,156 \text{ мм} > 0,2 m = 2 \text{ мм}.$$

5.6.2. Качественные показатели зацепления

$$\alpha_{a1} = \arccos\left(\frac{r_{e1}}{r_{a1}}\right); \quad \alpha_{a2} = \arccos\left(\frac{r_{e2}}{r_{a2}}\right) .$$

Коэффициент перекрытия

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_w \sin \alpha_w}{\pi m \cos \alpha} = \\ &= \frac{\sqrt{74,62^2 - 56,38^2} + \sqrt{102,1^2 - 84,57^2} - 158,20 \cdot 0,4538}{\pi \cdot 10 \cdot 0,9397} = 1,16. \end{aligned}$$

Относительная скорость скольжения

$$V_{1-2} = (PA) \cdot (\omega_1 + \omega_2) = 58 \cdot \left(0,15 + \frac{0,15}{1,5} \right) = 15,04 \text{ м/с};$$

$$k_v = \frac{V_{1-2}}{h} = \frac{15,04}{10} = 1,504 \text{ м/(с} \cdot \text{мм)};$$

Коэффициенты удельного скольжения

$$\lambda_1 = 1 - \frac{\rho_2 \cdot z_1}{\rho_1 \cdot z_2}, \quad \lambda_2 = 1 - \frac{\rho_1 \cdot z_2}{\rho_2 \cdot z_1} .$$

При входе в зацепление (первое колесо принято за ведущее) в точке a практической линии зацепления

$$\rho_2 = \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} = \sqrt{102,1^2 - 84,57^2} = 57,2 \text{ мм},$$

$$\rho_1 = a_w \cdot \sin \alpha_w - \rho_2 = 158,2 \cdot 0,4538 - 57,2 = 14,6 \text{ мм},$$

$$\lambda_1 = 1 - \frac{\rho_2 \cdot z_1}{\rho_1 \cdot z_2} = 1 - \frac{57,2 \cdot 12}{14,6 \cdot 18} = -1,61,$$

$$\lambda_2 = 1 - \frac{\rho_1 \cdot z_2}{\rho_2 \cdot z_1} = 1 - \frac{14,6 \cdot 18}{57,2 \cdot 12} = 0,62.$$

При выходе из зацепления в точке b

$$\rho_1 = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} = \sqrt{74,62^2 - 56,38^2} = 48,88 \text{ мм},$$

$$\rho_2 = a_w \cdot \sin \alpha_w - \rho_1 = 158,2 \cdot 0,4538 - 48,88 = 22,94 \text{ мм}.$$

$$\lambda_1 = 1 - \frac{\rho_2 \cdot z_1}{\rho_1 \cdot z_2} = 1 - \frac{22,94 \cdot 12}{48,88 \cdot 18} = 0,66,$$

$$\lambda_2 = 1 - \frac{\rho_1 \cdot z_2}{\rho_2 \cdot z_1} = 1 - \frac{48,88 \cdot 18}{22,94 \cdot 12} = -1,94.$$

Масштабный коэффициент, применяемый при построении диаграммы коэффициентов удельного скольжения,

$$k_\lambda = \frac{\lambda_A}{h} = \frac{1}{20} = 0,05 \text{ мм}^{-1}.$$

Графические построения для настоящего раздела представлены на рис. 6.5 п. «синтез эвольвентного зацепления».

5.7. Синтез кулачкового механизма

Целью настоящего раздела проекта является определение координат оси вращения кулачка относительно выходного звена и построение профиля кулачка по заданному закону движения толкателя.

Для синтеза кулачкового механизма в задании на проект определены следующие параметры:

- диаграмма аналогов ускорений толкателя в функции угла поворота кулачка $\varphi - d^2 S/d\varphi^2$;
- угол поворота φ_d кулачка на фазе удаления толкателя от центра кулачка;
- угол поворота φ_c кулачка на фазе сближения толкателя с центром кулачка;
- угол поворота φ_s кулачка на фазе дальнего стояния толкателя;
- максимальное перемещение толкателя S_{\max} ;
- минимально допустимый угол передачи движения γ_{\min} или максимально допустимый угол давления $\lambda_{\max} = 90^\circ - \gamma_{\min}$.

В рассматриваемом примере диаграмма аналогов ускорений толкателя представлена графиком, изображенным на рис.5. 4; $\varphi_d = 75^\circ$; $\varphi_c = 75^\circ$; $\varphi_{dc} = 0$; $S_{\max} = 0,01 \text{ м}$; $\gamma_{\min} = 60^\circ$; $\lambda_{\max} = 90^\circ - 60^\circ = 30^\circ$.

В данном примере рассмотрено три различных кулачковых механизма:

- а) кулачковый механизм с плоским толкателем (см. рис. 6.6).
- б) кулачковый механизм с поступательно движущимся толкателем с роликом (см. рис. 6.7).
- в) кулачковый механизм с качающимся толкателем — с роликом (см. рис. 6.8).

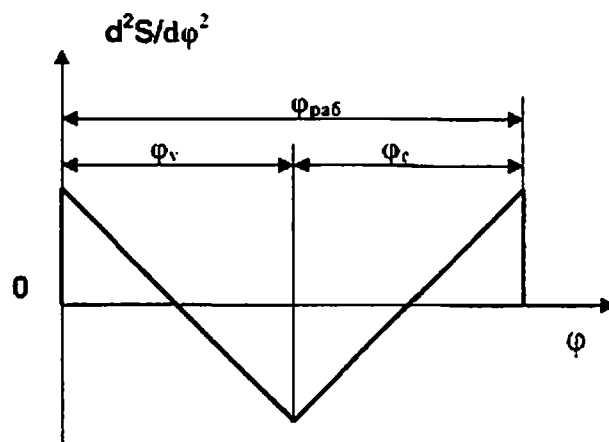


Рис. 5.4. Диаграмма аналогов ускорений толкателя

5.7.1. Кулачковый механизм с плоским толкателем (Рис. 5.5)

5.7.1.1. В произвольном масштабе вычерчиваем диаграмму аналогов ускорений толкателя в функции угла поворота кулачка « $d^2S/dφ^2 - φ$ ».

5.7.1.2. Методом графического интегрирования диаграммы аналогов ускорений строим диаграмму аналогов скорости « $dS/dφ - φ$ » и диаграмму перемещения толкателя « $S - φ$ » в зависимости от угла поворота кулачка $φ$.

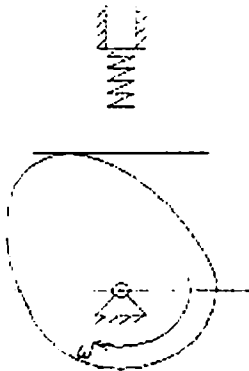


Рис. 5.5 Кулачковый механизм с плоским толкателем

5.7.1.3. Определяем масштабы построенных диаграмм.

Масштаб угла поворота кулачка по оси абсцисс

$$k_{\varphi} = \frac{\varphi_{\text{раб}}^0 \pi}{L_{\text{гр}\varphi} 180} = \frac{(\varphi_{\text{н}}^0 + \varphi_{\text{дс}}^0 + \varphi_{\text{с}}^0) \pi}{L_{\text{гр}\varphi} 180} = \frac{(75 + 0 + 75) \cdot \pi}{150 \cdot 180} = 0,01745 \text{ рад/мм.}$$

Здесь $\varphi_{\text{раб}}^0$ — угол рабочего профиля кулачка (в градусах) и его составляющие при удалении $\varphi_{\text{н}}^0$, дальнем состоянии $\varphi_{\text{дс}}^0$ и сближении $\varphi_{\text{с}}^0$.

Масштаб перемещения толкателя определяется исходя из максимальной ординаты $h_{\text{черг}}^{\text{max}}$ диаграммы « $S - φ$ »

$$k_S = \frac{S_{\text{max}}}{h_{\text{черг}}^{\text{max}}} = \frac{0,01}{97} = 1,0309 \text{ м/мм.}$$

Масштаб диаграммы аналогов скоростей

$$k_{\frac{ds}{d\varphi}} = \frac{k_s}{H_2 k_\varphi} = \frac{1,0309 \cdot 10^{-4}}{20 \cdot 0,01745} = 2,9534 \cdot 10^{-4} \text{ м/(рад} \cdot \text{мм)},$$

где H_2 — полюсное расстояние по диаграмме « $d^2S/d\varphi^2 - \varphi$ ».

$$k_{\frac{d^2s}{d\varphi^2}} = \frac{k_{\frac{ds}{d\varphi}}}{H_1 \cdot k_\varphi} = \frac{2,9534 \cdot 10^{-4}}{30 \cdot 0,01745} = 5,64 \cdot 10^{-4} \text{ м/(рад}^2 \cdot \text{мм)},$$

где H_1 — полюсное расстояние по диаграмме « $dS/d\varphi - \varphi$ ».

5.7.1.4. Определяем положение центра вращения и минимального радиуса-вектора теоретического профиля кулачка.

Строится диаграмма « $S - d^2S/d\varphi^2$ », при соблюдении условия

$$k_s = k_{\frac{d^2s}{d\varphi^2}} = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м/мм}.$$

К полученной кривой, расположенной слева от оси ординат, проводится касательная под углом 45° к оси S . Точка пересечения этой касательной с осью ординат соответствует положению центра вращения кулачка с наименьшими габаритами. Расстояние от начала координат диаграммы « $S - d^2S/d\varphi^2$ » до точки пересечения касательной с осью ординат равно r_{\min} — минимальному радиус-вектору теоретического профиля кулачка.

5.7.1.5. Вычерчиваем профиль кулачка, используя метод обращенного движения.

Всем звеньям механизма условно сообщается вращение с угловой скоростью, равной скорости кулачка, но противоположно направленной. При этом кулачок условно неподвижен, а стойка вращается относительно центра вращения кулачка совместно с толкателем. Движение толкателя относительно профиля кулачка в действительном и обращенном движении одинаково. В каждом положении толкатель перемещается на заданное расстояние S_i от нулевого положения и поворачивается вместе со стойкой в обратном движении на угол φ_i . Построив все положения тарелки толкателя, строят огибающую к тарелкам, которая и является искомым профилем кулачка.

5.7.2 Кулачковый механизм

с поступательно перемещающимся толкателем с роликом (Рис. 5.6)

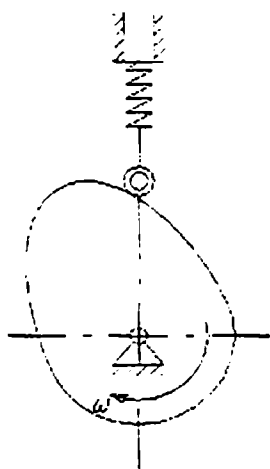


Рис. 5.6. Механизм с роликовым, поступательно перемещающимся толкателем

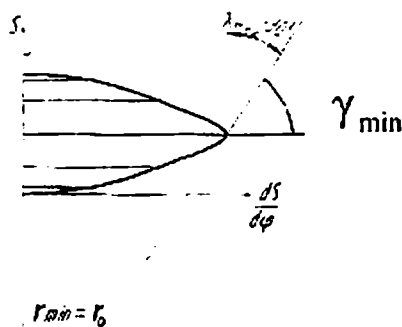


Рис. 5.7. Определение r_{\min} кулачка

Последовательность синтеза кулачкового механизма с роликовым толкателем такая же, что и при синтезе кулачкового механизма с плоским толкателем, но за некоторыми исключениями.

Вычерчивание диаграмм аналогов ускорений толкателя « $d^2S/d\varphi^2 - \varphi$ », аналогов скорости $dS/d\varphi - \varphi$ и диаграммы перемещения толкателя « $S - \varphi$ » в зависимости от угла поворота кулачка φ производим так же как указано в п. 5.7.1.1....5.7.1.3.

5.7.2.1. Для определения минимального радиуса-вектора теоретического профиля кулачка строится диаграмма « $S - dS/d\varphi$ » (Рис. 5.7). При построении этой диаграммы должно

соблюдаться условие $k_s = k \frac{dS}{d\varphi}$

Направление отрезков $dS/d\varphi$ определяется поворотом на 90° вектора скорости толкателя в сторону угловой скорости кулачка. На рис.7 показана только фаза удаления толкателя от центра кулачка. Левая сторона графика в нашем примере симметрична относительно оси S , так как $\varphi_y = \varphi_c$ и диаграмма « $d^2S/d\varphi^2 - \varphi$ » на фазах удаления и сближения толкателя одинаковы.

К полученной кривой проводятся касательные под углом λ_{\max} к оси ординат или под углом γ_{\min} к оси абсцисс. Область ограниченная этими лучами ниже точки их пересечения и есть область возможного расположения центров вращения кулачка.

5.7.2.2. Профилирование кулачка методом обращенного движения

Определяется радиус ролика по формулам $r_p \leq 0,8 \rho_{\min}$ и $r_p \leq 0,4 r_{\min}$,

где ρ_{\min} — минимальный радиус кривизны теоретического профиля кулачка;
 r_{\min} — минимальный радиус- вектор теоретического профиля кулачка.

Всем звеньям механизма условно сообщается вращение с угловой скоростью, равной скорости кулачка, но противоположно направленной. В каждом положении толкатель перемещается на заданное расстояние S_i от нулевого положения и поворачивается вместе со стойкой в обращенном движении на угол φ_i . Графическим построением определяются все положения центров ролика толкателя. Последовательно соединяя кривыми соседние положения центров ролика, на чертеже получаем теоретический профиль кулачка. Затем вычерчиваются тонкими линиями контуры ролика во всех положениях механизма. Огибающая к контурам ролика во всех положениях образует практический профиль кулачка.

5.7.2.3. Далее, используя построенный профиль кулачка, строим диаграмму углов передачи движения « $\gamma - \varphi$ ».

5.7.3. Кулачковый механизм с качающимся роликовым толкателем (коромыслом) (рис. 5.8)

Для синтеза кулачкового механизма с коромысловым толкателем задаются:

- диаграмма аналогов угловых ускорений толкателя в функции угла поворота кулачка $\varphi - d^2\beta/d\varphi^2$;
- угол поворота φ_y кулачка на фазе удаления толкателя от центра кулачка;
- угол поворота φ_c кулачка на фазе сближения толкателя с центром кулачка;
- угол поворота $\varphi_{в.в}$ кулачка на фазе дальнего стояния толкателя;
- максимальный угол качания толкателя β_{\max} ;
- минимально допустимый угол передачи движения γ_{\min} или максимально допустимый угол давления $\lambda_{\max} = 90^\circ - \gamma_{\min}$.

5.7.3.1. При определении минимального радиуса теоретического профиля кулачка производим разметку положений точки (оси) вращения ролика коромысла. Разметку производим как для фазы подъема, так и для фазы опускания. При этом должно соблюдаться условие

$$k_s = k_l \frac{d\beta}{d\varphi},$$

где l — длина коромысла.

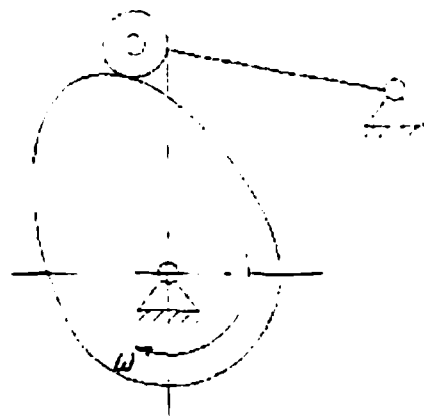


Рис. 8. Кулачковый механизм с качающимся толкателем

5.7.3.2. Профилируем кулачок методом обращенного движения.

5.7.3.3. Используя построенный профиль кулачка, строим диаграмму углов передачи « $\gamma - \varphi$ ».

5.8. Заключение

1. Выполнен структурный анализ механизма. Выявлены основные особенности и разновидности групп Асура состав и последовательность присоединений структурных групп. Рассмотренный механизм, являющийся механизмом второго класса, структурно работоспособен.
2. Найдены положения звеньев механизма и траектории отдельных точек. Решены задачи определения линейных скоростей и ускорений точек, а так же угловых скоростей и ускорений звеньев.
3. Получены реакции в кинематических парах. Найдена величина уравнивающего момента. Максимальная сила инерции в рассмотренном положении механизма в 2,4 раза меньше технологического усилия. Максимальная сила Веса звена меньше технологического усилия почти в 11 раз. Следовательно, основная часть усилий на звенья и реакций в кинематических парах обусловлена технологическим усилием.
4. Реализован переход от многозвенового механизма к его одномассовой модели. Определены размеры маховика, установленного на вал кривошипа O_1A , обеспечивающие заданный коэффициент неравномерного движения. Получена предварительная оценка величины средней мощности, необходимой для определения сил сопротивления движению механизма. На равномерность движения начального звена основное влияние оказывает технологическая нагрузка.
5. Определены геометрические параметры показателей качества зубчатой передачи. Проанализировано взаимодействие сопряженных профилей. Анализ зацепления дает основание утверждать, что наибольший износ поверхности зубьев имеет место у основания ножек.
6. Спроектированы кулачковые механизмы, обеспечивающие заданные законы движения толкателя при выполнении обязательных и желательных условиях синтеза.

6. ПРИЛОЖЕНИЕ

(примеры выполнения графических работ проекта)

Ниже представлены копии чертежей проекта, рассмотренного в п. 5.

Библиографический список

1. Теория механизмов и машин: методические указания по выполнению курсового проекта /под ред. В.И. Соколовского. Свердловск: УПИ, 1978. Ч. 1. 16 с.
2. Теория механизмов и машин: методические указания по выполнению курсового проекта/ под ред. В.И.Соколовского - Свердловск.: УПИ, 1978.Ч. 2. 16 с.
3. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин /под ред. А.С. Кореняко. Киев.: Вища школа, 1970. 332 с.
4. Теория механизмов и механика машин /под ред. К.В. Фролова. М.: Высш. шк., 1998. 496 с.
5. Попов С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. С.А. Попов, Т.А. Тимофеев. М.: Высш. шк., 1998. 351 с.

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

содержание и оформление курсового проекта

Составители Бубнов Эдуард Александрович
 Черненко Александр Григорьевич.

Редактор Южакова И.Г.
Компьютерный набор авторский

ИД № 06263 от 12.11.2001

Подписано в печать	10.01.2008	Формат 60х84 1/16
Бумага 80 г/м ²	Печать цифровая	Усл. печ. л. 2.85
Уч. изд. л. 2.99	Тираж 30	Заказ 18
		Цена "С"

Редакционно-издательский отдел ГОУ ВПО УГТУ – УПИ
620002, Екатеринбург, ул. Мира, 19

Отпечатано в отделении полиграфии ИВТОБ
620002, Екатеринбург, ул. Мира, 19, ауд. И-120
Тел. (343)375-41-43

и правая часть

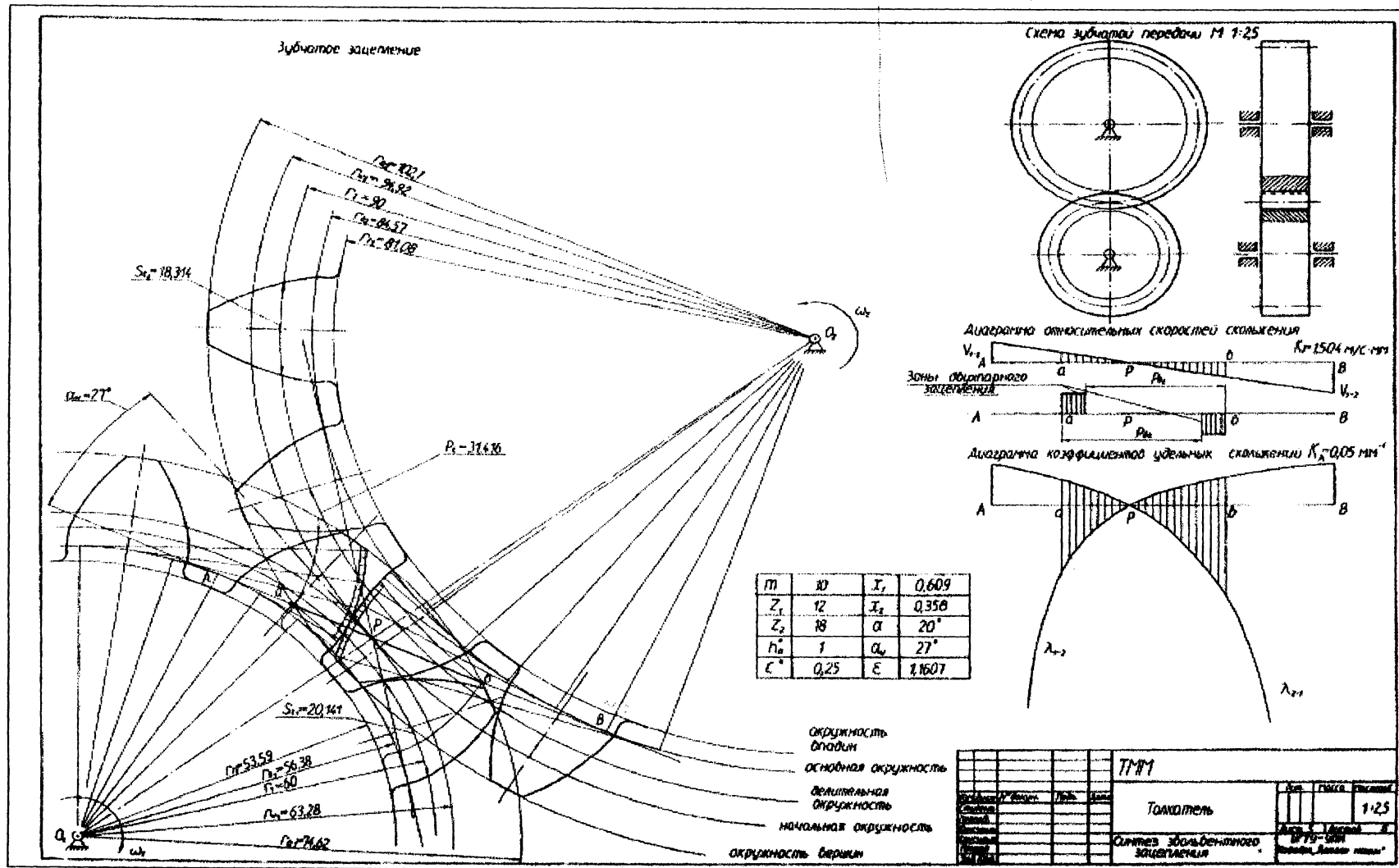


Рис 6.5 Синтез эвольвентного зацепления

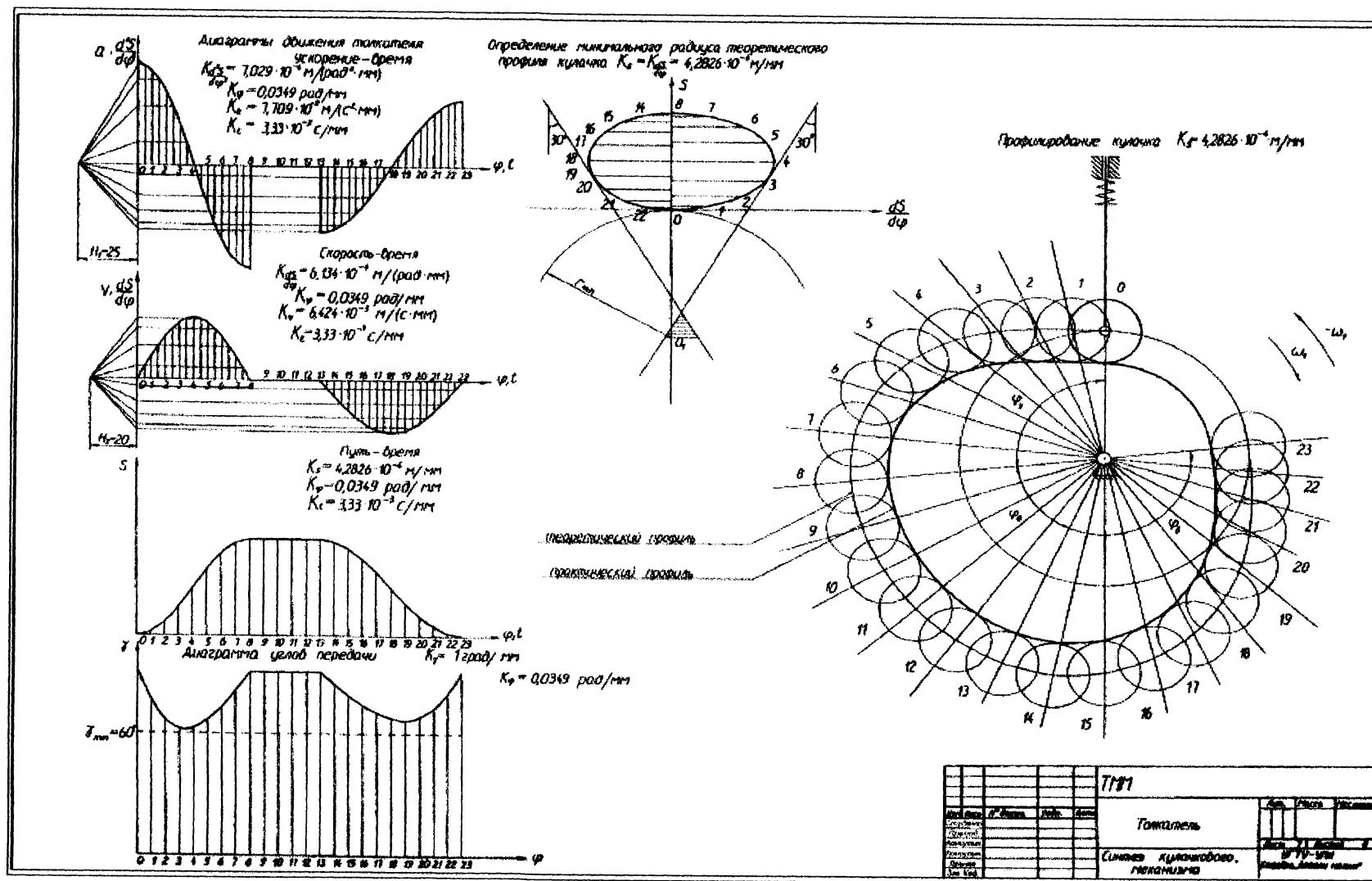


Рис 6.7 Синтез кулачкового механизма с поступательно перемещающимся толкателем с роликом

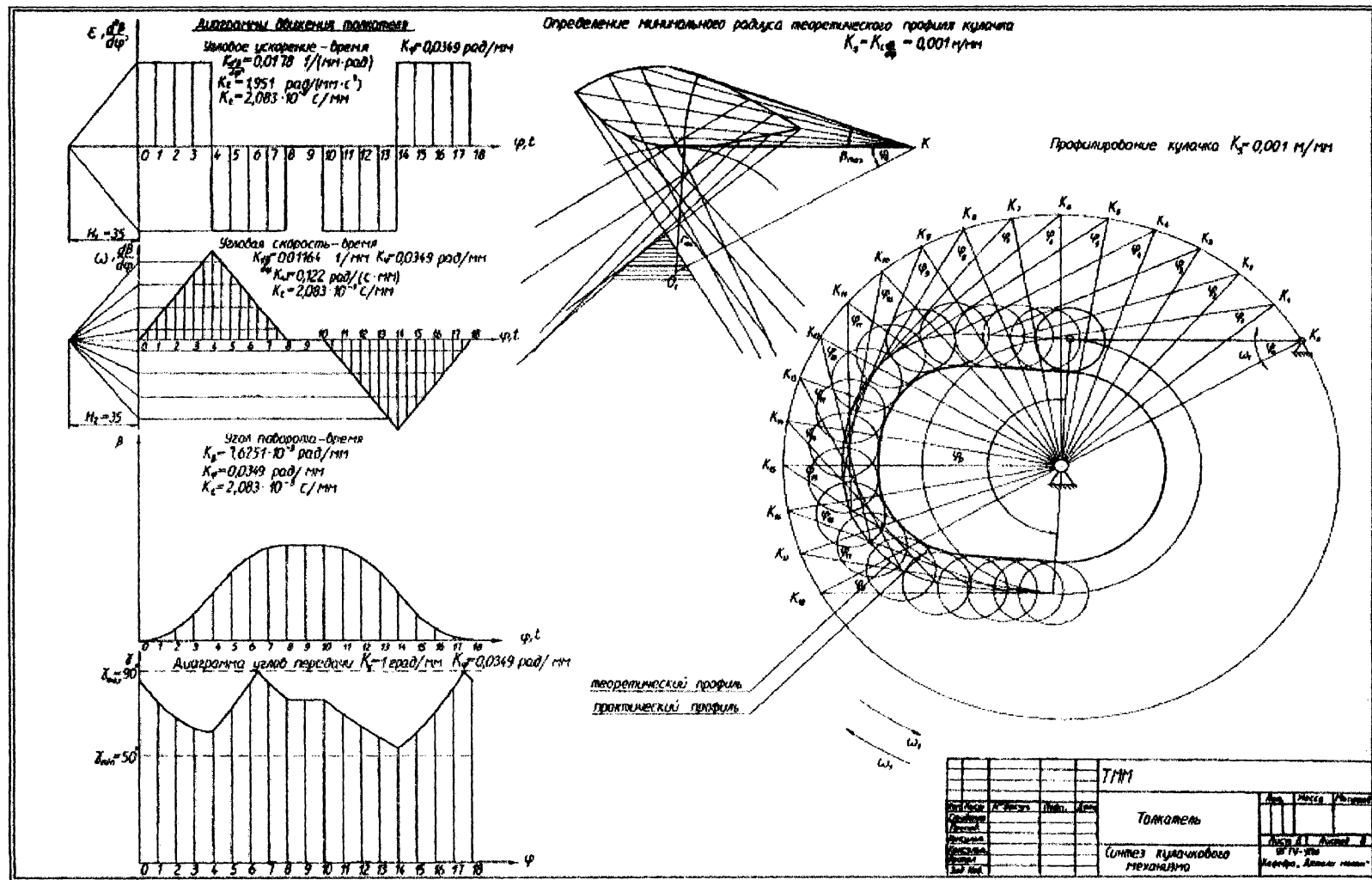


Рис 6.8 Синтез кулачкового механизма с качающимся толкателем с роликом