



Министерство образования
Республики Беларусь

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра "Теория механизмов и машин"

П.П. Анципорович
В.В. Кудин
А.М. Авсиевич

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Методическое пособие
по выполнению курсовой работы
для студентов специальностей
«Техническая эксплуатация автомобилей»
и «Автосервис»

Минск 2006

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра "Теория механизмов и машин"

П.П. Анципорович
В.В. Кудин
А.М. Авсиевич

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Методическое пособие
по выполнению курсовой работы
для студентов специальностей
«Техническая эксплуатация автомобилей»
и «Автосервис»

Минск 2006

УДК 621.01(075.8)

~~ББК 34.41 я 7~~

~~Т 34~~ А 74

Рецензенты:

А.Т. Скойбеда, А.С. Савич

Анципорович, П.П.

Т 34 Теория механизмов и машин: метод. пособие / П.П. Анципорович, В.В. Кудин, А.М. Авсиевич – Мн.: БНТУ, 2006. – 66 с.; вкл. 3.

ISBN 985-479-548-9.

Методическое пособие представляет собой руководство по выполнению курсовой работы по дисциплине «Теория механизмов и машин». Представлены варианты заданий курсовой работы. Показаны особенности решения задач динамического анализа рычажных механизмов и синтеза кулачковых механизмов с роликовым и плоским толкателем.

Пособие предназначено для студентов автотракторных специальностей, выполняющим курсовую работу.

УДК 621.01(075.8)

ББК 34.41 я 7

ISBN 985-479-548-9

© Анципорович П.П., Кудин В.В.,
Авсиевич А.М., 2006

© БНТУ, 2006

Содержание

В в е д е н и е	4
1. Задания на курсовую работу	4
2. Динамический анализ рычажного механизма	30
2.1. Задание на проектирование	30
2.2. Задачи и методы динамического анализа механизма	31
2.3. Структурный анализ рычажного механизма	31
2.4. Кинематический анализ механизма методом планов	32
2.5. Силовой расчет механизма.	39
3. Синтез кулачкового механизма с роликовым толкателем	46
3.1. Задачи синтеза. Исходные данные для проектирования.	46
3.2. Определение кинематических характеристик движения толкателя	47
3.3. Определение основных размеров механизма.	53
3.4. Построение центрового и действительного профилей кулачка.	54
3.5. Определение углов давления.	55
4. Синтез кулачкового механизма с плоским толкателем.	56
4.1. Задачи синтеза. Исходные данные	56
4.2. Определение кинематических характеристик движения толкателя.	57
4.3. Определение минимального радиуса кулачка	62
4.4. Построение профиля кулачка.	63
Л и т е р а т у р а	64

Введение

Курсовая работа по теории механизмов и машин для студентов автотракторных специальностей включает два раздела: динамический анализ рычажного механизма двигателя внутреннего сгорания и синтез кулачкового механизма газораспределения с поступательно движущимся роликовым или плоским толкателем. Каждому разделу соответствует графическая часть, выполняемая на листе формата А1, с пояснительной запиской. Пояснительная записка оформляется рукописно на листах формата А4.

Настоящее методическое пособие включает в себя задания на курсовую работу и методические указания по ее выполнению. Главы 2, 3 и 4 построены в виде примера выполнения разделов работы. Каждая глава начинается с постановки задач, описания последовательности и методик проектирования, что позволяет четко определить место всех расчетов в общей схеме исследования. В случае затруднений рекомендуется обращаться к литературным источникам, указанным в ссылках. Рекомендуется применять графические методы расчетов. Примеры выполнения графической части представлены в приложениях.

1. ЗАДАНИЯ НА КУРСОВУЮ РАБОТУ

В курсовой работе необходимо решить следующие задачи.

1. Выполнить динамический анализ рычажного механизма двигателя внутреннего сгорания, для всех заданий принять:

а) центральный момент инерции кривошипа

$$I_0 = 0,33m_1l_{OA}^2,$$

б) центральные моменты инерции шатунов

$$I_{S2} = I_{S4} = 0,17m_2l_{AB}^2,$$

в) массы шатунов 2 и 4

$$m_2 = m_4 = ql_{AB}, \text{ где } q = 10 \text{ кг/м},$$

г) массы ползунов 3, 5 и кривошипа 1

$$m_3 = m_5 = 0,6m_2; m_1 = 5m_2;$$

д) кривошип 1 уравновешен ($l_{OS1} = 0$).

Примечание. Знак « \rightarrow » перед значением углового ускорения в задании означает, что его направление противоположно указанному на схеме.

2. Выполнить синтез кулачкового механизма газораспределения.

Обозначение законов движения толкателя:

1 – синусоидальный;

2 – косинусоидальный;

3 – параболический симметричный,

$$(\text{коэффициент симметричности } v = a_1/a_2 = 1)$$

4 – трапецеидальный;

5 – по треугольнику;

6 – равномерно убывающего (возрастающего) ускорения.

Примечание. Формулы для расчета кинематических характеристик движения толкателя для всех законов движения указаны в [1, с.50 - 53].

1.1. Задание 1

Параметр	ВАРИАНТЫ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Механизм рычажный (рис.1.1). Динамический анализ									
$l_{OA}, \text{ м}$	0,088	0,059	0,09	0,082	0,093	0,07	0,097	0,065	0,075	0,08
$l_{AB}, l_{AC}, \text{ м}$	0,352	0,295	0,38	0,39	0,4	0,28	0,4	0,33	0,3	0,4
$\alpha, \text{ град}$	90	90	60	90	90	60	90	90	60	60
$\varphi_1, \text{ град}$	30	60	90	120	150	180	30	60	90	120
$\omega_1, \text{ с}^{-1}$	220	190	210	180	200	210	180	170	190	200
$\varepsilon_{1,2}, \text{ с}^{-2}$	4800	4000	3500	3000	5000	3000	2500	2400	2500	4000
$F_3, \text{ Н}$	15000	30000	20000	15000	10000	5000	15000	25000	20000	15000
$F_5, \text{ Н}$	2000	10000	10000	15000	10000	11000	2000	10000	5000	12000
Механизм кулачковый (рис. 1.2). Динамический синтез										
Ход $h, \text{ м}$	0,032	0,03	0,028	0,026	0,026	0,024	0,038	0,035	0,04	0,03
$\varphi_u = \varphi_B, \text{ град}$	90	120	60	90	120	60	75	105	90	120
$\varphi_{ДС}, \text{ град}$	60	60	120	60	60	90	120	60	120	60
Угол давления $\Theta_{\text{max}}, \text{ град}$	30	35	30	35	40	30	35	40	35	30
Законы движения на фазах движения толкателя										
удаление	3	2	4	1	6	3	1	2	6	4
возвр.	1	5	3	4	3	4	5	3	1	1

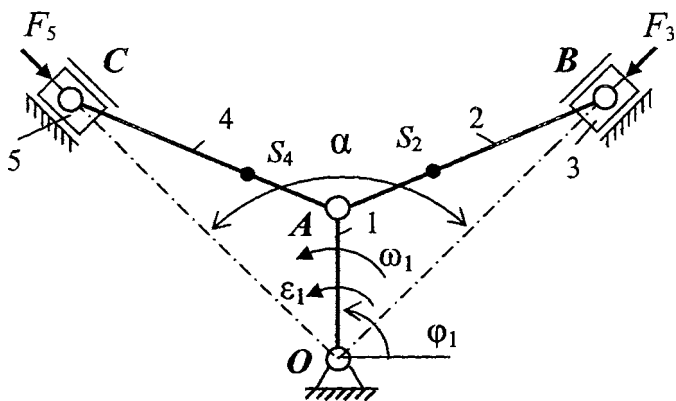


Рис. 1.1

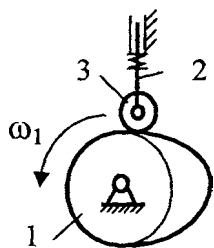


Рис. 1.2

1.2. Задание 2

Параметр	ВАРИАНТЫ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Механизм рычажный (рис.2.1). Динамический анализ									
$l_{OA}, \text{ м}$	0,045	0,05	0,055	0,06	0,065	0,042	0,048	0,052	0,058	0,063
$l_{AB}, l_{AC}, \text{ м}$	0,16	0,15	0,175	0,2	0,22	0,17	0,18	0,2	0,22	0,26
$\varphi_1, \text{ град}$	30	60	45	75	120	135	150	210	240	330
$\omega_1, \text{ с}^{-1}$	400	350	450	375	350	350	450	500	550	400
$\varepsilon_1, \text{ с}^{-2}$	8000	10000	10000	8000	12000	7000	10000	6000	12000	8000
$F_3, \text{ Н}$	30000	25000	25000	20000	10000	5000	5000	5000	5000	15000
$F_5, \text{ Н}$	4000	5000	5000	5000	10000	20000	15000	30000	25000	5000
Механизм кулачковый (рис.2.2). Синтез										
Ход $h, \text{ м}$	0,015	0,012	0,01	0,015	0,012	0,01	0,012	0,015	0,01	0,012
$\varphi_y = \varphi_B, \text{ град}$	80	80	70	60	90	60	90	100	90	75
$\varphi_{ДС}, \text{ град}$	60	30	100	90	60	90	90	75	90	90
Законы движения на фазах движения толкателя										
удаление	1	2	4	1	2	3	1	2	3	4
возвр.	6	1	3	4	3	3	1	6	1	5

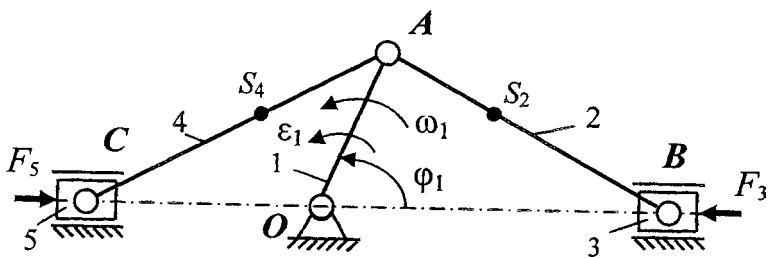


Рис. 2.1

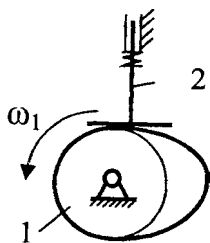


Рис. 2.2

1.3. Задание 3

Параметр	ВАРИАНТЫ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Механизм рычажный (рис.3.1). Динамический анализ									
l_{OA}, l_{OC} м	0,06	0,062	0,064	0,066	0,068	0,07	0,072	0,061	0,063	0,067
l_{AB}, l_{CD} м	0,24	0,248	0,256	0,297	0,3	0,28	0,327	0,274	0,293	0,285
φ_1 , град	120	135	150	210	225	240	300	330	30	45
ω_1 , с ⁻¹	140	150	160	170	180	175	165	155	145	190
ε_1 , с ⁻²	1900	1800	1700	1000	1000	1000	1000	1500	1000	1000
F_3 , Н	15000	15000	12000	8000	8000	10000	7000	8000	5000	5000
F_5 , Н	5000	5000	3000	15000	10000	10000	8000	8000	5000	5000
Механизм кулачковый (рис. 3.2). Динамический синтез										
Ход h , м	0,015	0,012	0,01	0,015	0,012	0,01	0,012	0,015	0,01	0,012
$\varphi_u =$ φ_v , град	80	80	70	60	90	60	90	100	90	75
$\varphi_{дс}$, град	60	30	100	90	60	90	90	75	90	90
Угол давле- ния Θ_{max} , град	30	35	40	28	30	35	40	30	35	40
Законы движения на фазах движения толкателя										
удале- ние	5	2	4	1	2	3	6	3	3	4
возвр.	1	6	3	1	5	3	3	1	5	6

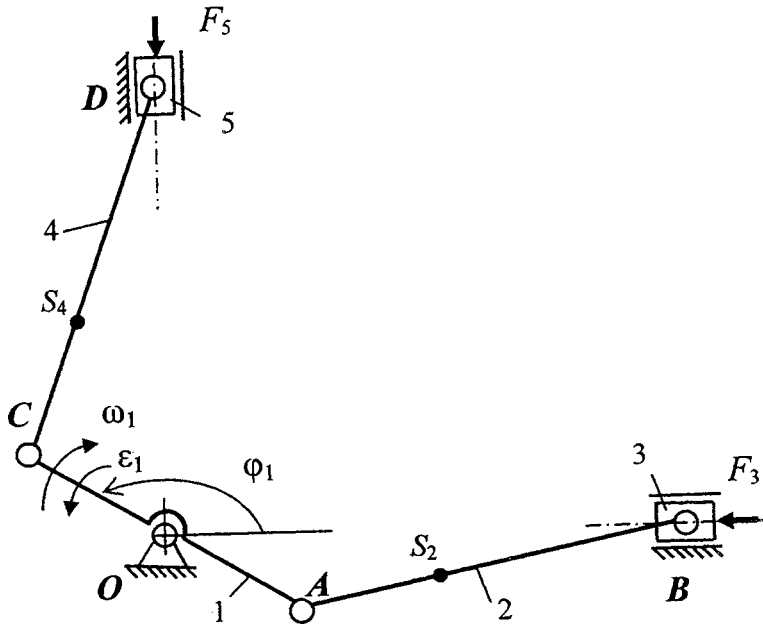


Рис. 3.1

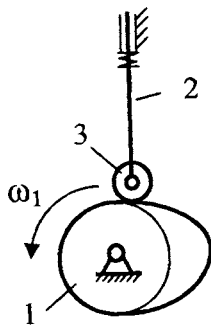


Рис. 3.2

1.4. Задание 4

Параметр	ВАРИАНТЫ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Механизм рычажный (рис.4.1). Динамический анализ									
$l_{OA}, \text{ м}$	0,05	0,06	0,05	0,04	0,052	0,063	0,042	0,055	0,058	0,07
$l_{AB}, l_{AC}, \text{ м}$	0,19	0,24	0,17	0,16	0,18	0,23	0,15	0,2	0,23	0,27
$\alpha, \text{ град}$	120	135	150	135	150	120	135	120	150	120
$\varphi_1, \text{ град}$	30	45	60	75	240	105	120	135	150	330
$\omega_1, \text{ с}^{-1}$	450	470	520	510	480	490	500	450	410	440
$\varepsilon_{1,2}, \text{ с}^{-2}$	10000	15000	20000	15000	-3000	10000	8000	5000	5000	10000
$F_3, \text{ Н}$	15000	12000	10000	10000	30000	8000	5000	5000	30000	5000
$F_5, \text{ Н}$	7000	5000	6000	9000	8000	10000	9000	5000	7000	20000
Механизм кулачковый (рис. 4.2). Динамический синтез										
Ход $h, \text{ м}$	0,008	0,01	0,007	0,008	0,009	0,007	0,008	0,009	0,01	0,008
$\varphi_u = \varphi_v, \text{ град}$	60	70	80	90	100	110	120	130	90	60
$\varphi_{дс}, \text{ град}$	120	100	90	90	60	60	60	40	120	150
Угол давления $\Theta_{\text{max}}, \text{ град}$	30	35	40	35	30	40	30	35	40	30
Законы движения на фазах движения толкателя										
удаление	3	6	2	3	1	2	3	1	4	5
возвр.	3	1	5	4	3	6	2	1	3	1

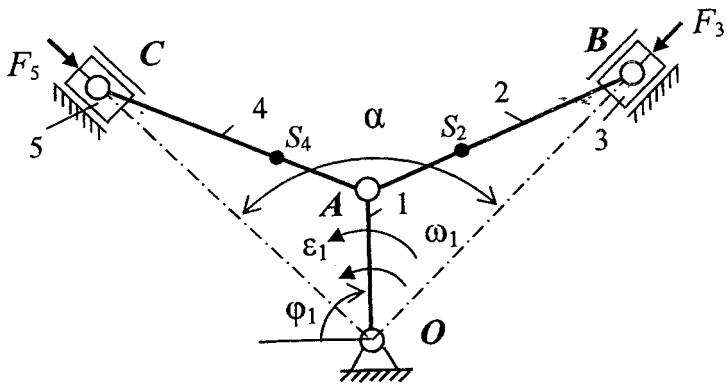


Рис. 4.1

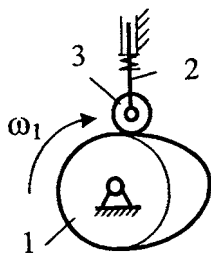


Рис. 4.2

1.5. Задание 5

Параметр	ВАРИАНТЫ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Механизм рычажный (рис.5.1). Динамический анализ									
l_{OA}, l_{OC} м	0,074	0,058	0,053	0,05	0,06	0,067	0,062	0,073	0,048	0,052
l_{AB}, l_{CD} м	0,46	0,33	0,29	0,27	0,31	0,37	0,38	0,39	0,22	0,25
φ_1 , град	330	240	300	45	30	135	150	120	225	210
ω_1 , с ⁻¹	260	280	320	330	340	290	300	220	360	380
ε_1 , с ⁻²	-4400	5700	-7500	-8000	6500	5200	-5600	6300	9000	10000
F_3 , Н	14000	20000	15000	12000	18000	13500	16000	19000	12000	18000
F_5 , Н	13000	15000	8000	10000	12000	11000	9000	14000	19000	15000
Механизм кулачковый (рис. 5.2). Синтез										
Ход h , м	0,013	0,018	0,021	0,016	0,013	0,014	0,017	0,011	0,018	0,022
$\varphi_u = \varphi_v$, град	60	65	70	75	80	60	65	70	75	80
$\varphi_{дс}$, град	50	30	40	50	30	30	40	50	30	40
Законы движения на фазах движения толкателя										
удаление	2	1	4	2	1	5	2	3	4	1
возвр.	3	1	3	2	3	2	6	1	2	5

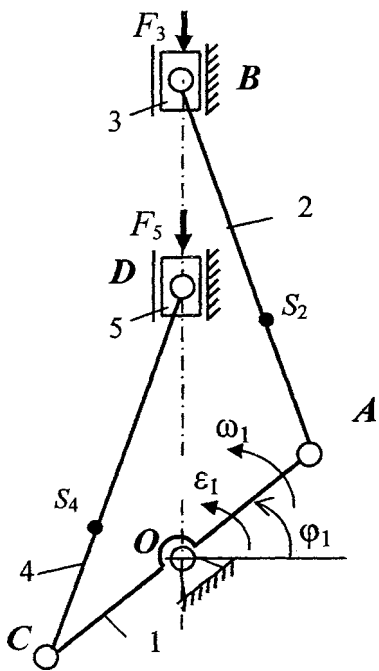


Рис. 5.1

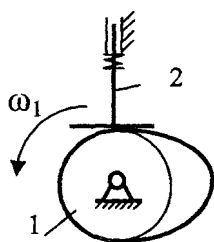


Рис. 5.2

1.6. Задание 6

Параметр	ВАРИАНТЫ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Механизм рычажный (рис.6.1). Динамический анализ									
$l_{OA}, \text{ м}$	0,073	0,075	0,065	0,058	0,082	0,063	0,077	0,074	0,069	0,08
$l_{AB}, l_{AC}, \text{ м}$	0,38	0,37	0,34	0,29	0,38	0,35	0,4	0,36	0,33	0,32
$\Phi_1, \text{ град}$	240	300	330	30	45	120	135	150	210	225
$\omega_1, \text{ с}^{-1}$	195	185	175	165	210	160	170	180	190	200
$\epsilon_{1,2}, \text{ с}^{-2}$	-1000	-1000	1500	1000	1000	-1900	1800	1700	1000	1000
$F_3, \text{ Н}$	10000	7000	8000	5000	5000	15000	14000	12000	10000	8000
$F_5, \text{ Н}$	10000	10000	8000	8000	5000	5000	4000	3000	15000	10000
Механизм кулачковый (рис. 6.2). Динамический синтез										
Ход $h, \text{ м}$	0,032	0,034	0,03	0,028	0,032	0,03	0,028	0,026	0,024	0,022
$\Phi_u = \Phi_v, \text{ град}$	60	65	70	75	80	60	65	70	75	80
$\Phi_{дс}, \text{ град}$	30	40	50	30	40	50	30	40	50	30
Угол давления $\Theta_{тах}, \text{ град}$	40	35	30	40	35	30	40	35	30	40
Законы движения на фазах движения толкателя										
удаление	1	5	4	3	1	2	3	4	2	1
возвр.	2	3	6	2	5	3	3	6	5	3

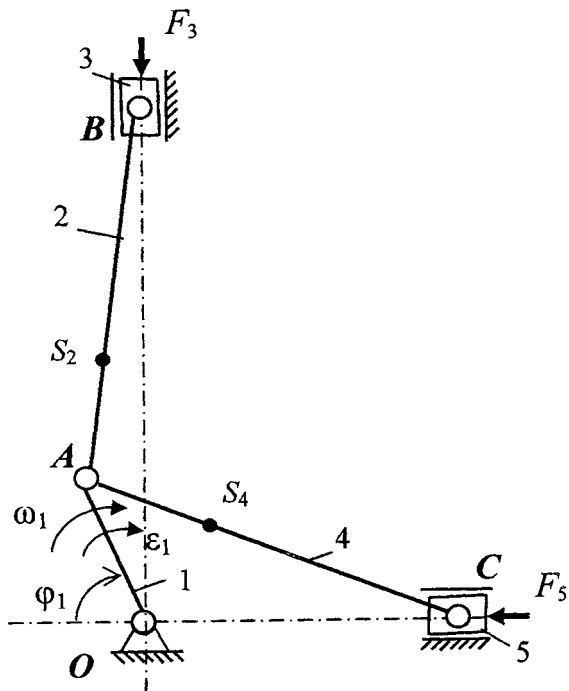


Рис. 6.1

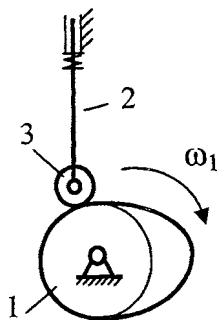


Рис. 6.2

1.7. Задание 7

Параметр	ВАРИАНТЫ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Механизм рычажный (рис.7.1). Динамический анализ									
$l_{OA}, \text{ м}$	0,043	0,037	0,048	0,05	0,06	0,07	0,065	0,05	0,06	0,05
$l_{AB}, l_{AC}, \text{ м}$	0,16	0,15	0,19	0,2	0,21	0,22	0,24	0,18	0,23	0,17
$\alpha, \text{ град}$	135	150	120	150	120	135	150	135	120	150
$\varphi_1, \text{ град}$	75	120	30	135	150	330	45	240	105	60
$\omega_1, \text{ с}^{-1}$	410	370	350	330	310	340	420	380	390	450
$\varepsilon_1, \text{ с}^{-2}$	15000	8000	10000	10000	9000	10000	15000	13000	10000	20000
$F_3, \text{ Н}$	10000	15000	20000	15000	30000	15000	10000	7000	18000	10000
$F_5, \text{ Н}$	9000	8000	6000	10000	8000	12000	13000	18000	9000	14000
Механизм кулачковый (рис.7.2). Синтез										
Ход $h, \text{ м}$	0,018	0,012	0,013	0,015	0,016	0,017	0,01	0,014	0,019	0,012
$\varphi_{\text{У}} = \varphi_{\text{В}}, \text{ град}$	90	130	120	60	90	70	80	60	100	110
$\varphi_{\text{ДС}}, \text{ град}$	90	40	60	120	120	100	90	150	60	60
Законы движения на фазах движения толкателя										
удаление	3	4	1	6	2	5	2	3	1	2
возвр.	1	5	2	3	3	1	4	6	3	2

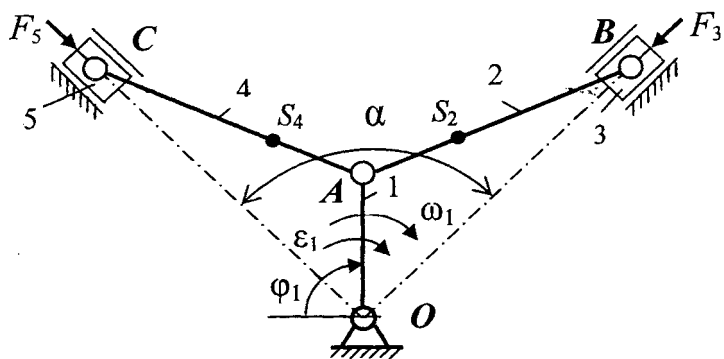


Рис. 7.1

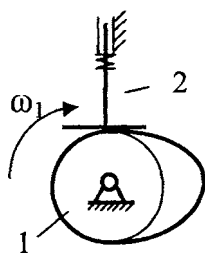


Рис. 7.2

1.8. Задание 8

Параметр	ВАРИАНТЫ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Механизм рычажный (рис.8.1). Динамический анализ									
$l_{OA}, \text{ м}$	0,08	0,07	0,086	0,067	0,08	0,075	0,095	0,07	0,08	0,09
$l_{AB}, l_{AC}, \text{ м}$	0,32	0,03	0,36	0,28	0,33	0,29	0,36	0,35	0,34	0,4
$\alpha, \text{ град}$	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90
$\varphi_1, \text{ град}$	30	60	75	90	105	120	120	150	180	150
$\omega_1, \text{ с}^{-1}$	250	190	220	230	180	240	200	210	220	230
$\varepsilon_{1,2}, \text{ с}^{-2}$	4000	4200	4300	4000	3500	3000	2500	2500	2000	3000
$F_3, \text{ Н}$	20000	30000	25000	20000	15000	10000	10000	5000	5000	5000
$F_5, \text{ Н}$	10000	5000	5000	10000	10000	5000	10000	20000	25000	20000
Механизм кулачковый (рис.8.2). Синтез										
Ход $h, \text{ м}$	0,008	0,014	0,009	0,008	0,011	0,014	0,008	0,009	0,014	0,011
$\varphi_u = \varphi_B, \text{ град}$	80	70	75	90	100	80	90	70	75	90
$\varphi_{ДС}, \text{ град}$	70	60	80	60	60	60	60	60	60	80
Законы движения на фазах движения толкателя										
удаление	3	2	1	3	1	2	4	1	2	4
возвр.	6	1	5	3	4	1	3	6	5	1

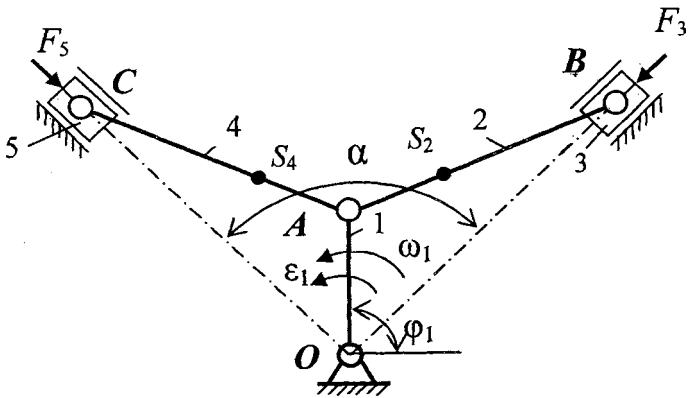


Рис. 8.1

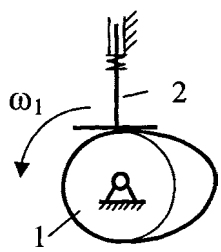


Рис. 8.2

1.9. Задание 9

Параметр	ВАРИАНТЫ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Механизм рычажный (рис.9.1). Динамический анализ									
$l_{OA}, \text{ м}$	0,047	0,052	0,055	0,06	0,065	0,045	0,05	0,055	0,06	0,065
$l_{AB}, l_{AC}, \text{ м}$	0,17	0,18	0,2	0,24	0,26	0,16	0,15	0,175	0,2	0,22
$\varphi_1, \text{ град}$	135	150	210	225	330	30	60	45	75	120
$\omega_1, \text{ с}^{-1}$	420	450	500	350	400	400	350	450	400	350
$\varepsilon_{1,2}, \text{ с}$	7000	10000	6000	12000	8000	8000	10000	10000	8000	12000
$F_3, \text{ Н}$	5000	5000	20000	5000	15000	30000	25000	25000	20000	10000
$F_5, \text{ Н}$	18000	14000	27000	28000	6000	8000	7000	9000	6000	13000
Механизм кулачковый (рис. 9.2). Динамический синтез										
Ход $h, \text{ м}$	0,03	0,036	0,04	0,038	0,032	0,038	0,03	0,027	0,04	0,043
$\varphi_u = \varphi_v, \text{ град}$	110	120	130	90	60	60	70	80	90	100
$\varphi_{дс}, \text{ град}$	60	60	40	120	150	120	100	90	90	60
Угол давления $\Theta_{max}, \text{ град}$	30	35	40	40	35	30	30	35	35	40
Законы движения на фазах движения толкателя										
удаление	3	4	2	3	6	4	1	5	2	5
возвр.	3	1	5	1	2	3	6	3	1	2

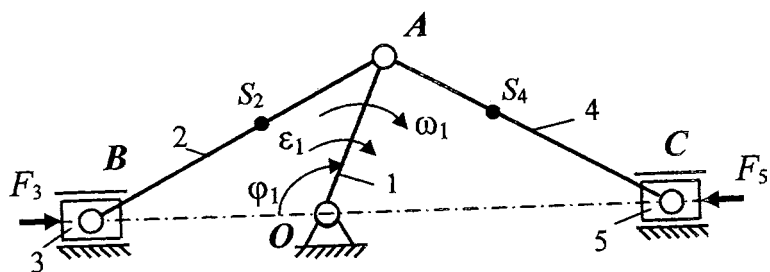


Рис. 9.1

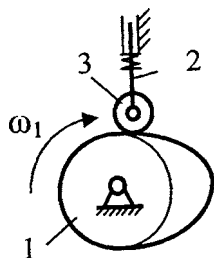


Рис. 9.2

1.10. Задание 10

Параметр	ВАРИАНТЫ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Механизм рычажный (рис.10.1). Динамический анализ										
l_{OA}, l_{OC} , м	0,062	0,07	0,073	0,084	0,048	0,052	0,063	0,077	0,06	0,068
l_{AB}, l_{CD} , м	0,28	0,34	0,36	0,42	0,25	0,28	0,33	0,4	0,29	0,35
φ_1 , град	150	30	120	225	330	210	300	135	45	240
ω_1 , с ⁻¹	255	290	260	210	320	330	280	250	300	240
ε_1 , с ⁻²	5600	6500	6300	-4400	9000	9700	-7500	5200	-8000	5700
F_3 , Н	16000	18000	19000	14000	12000	18000	15000	13500	12000	20000
F_5 , Н	9000	12000	14000	10000	19000	15000	8000	11000	10000	7000
Механизм кулачковый (рис. 10.2). Динамический синтез										
Ход h , м	0,014	0,017	0,012	0,019	0,018	0,022	0,015	0,013	0,021	0,016
$\varphi_u = \varphi_v$, град	60	65	70	75	65	80	60	80	70	75
$\varphi_{дс}$, град	30	40	50	30	30	40	50	30	40	50
Угол давления Θ_{max} , град	40	35	30	40	40	35	30	40	35	30
Законы движения на фазах движения толкателя										
удаление	1	6	1	3	4	1	2	1	3	2
возвр.	2	5	1	2	1	3	5	3	3	6

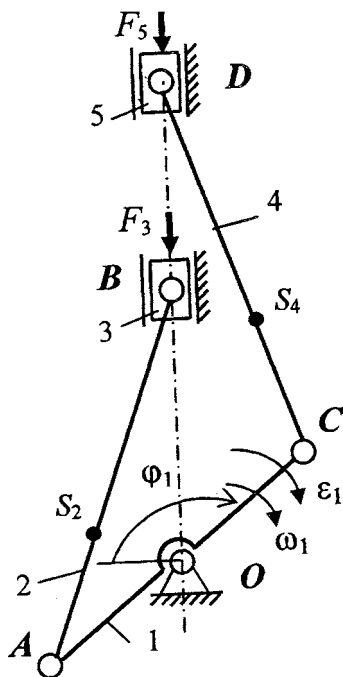


Рис. 10.1

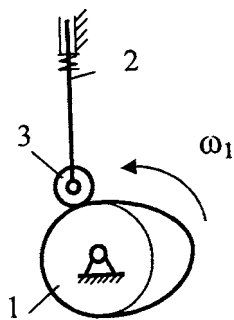


Рис. 10.2

1.11. Задание 11

Параметр	ВАРИАНТЫ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Механизм рычажный (рис.11.1). Динамический анализ									
l_{OA}, l_{OC} , м	0,05	0,052	0,055	0,058	0,06	0,056	0,053	0,062	0,051	0,064
l_{AB}, l_{CD} , м	0,156	0,173	0,196	0,232	0,2	0,193	0,196	0,23	0,196	0,27
φ_1 , град	105	120	135	150	120	210	240	120	150	210
ω_1 , с ⁻¹	250	220	200	190	200	210	220	230	240	250
ε_1 , с ⁻²	4000	4200	4500	4000	3000	2500	2500	4000	3000	3000
F_3 , Н	12000	10000	8000	7000	8000	6000	6000	7000	7000	8000
F_5 , Н	4000	6000	2000	3000	5000	1500	3500	4000	5000	6000
Механизм кулачковый (рис. 11.2). Синтез										
Ход h , м	0,022	0,024	0,026	0,028	0,03	0,032	0,028	0,03	0,034	0,032
$\varphi_u = \varphi_v$ град	110	125	100	95	100	130	115	110	105	85
$\varphi_{дс}$, град	30	50	40	30	50	40	30	50	40	90
Законы движения на фазах движения толкателя										
удаление	4	2	3	5	1	2	1	4	2	6
возвр.	2	1	6	2	3	6	1	3	5	3

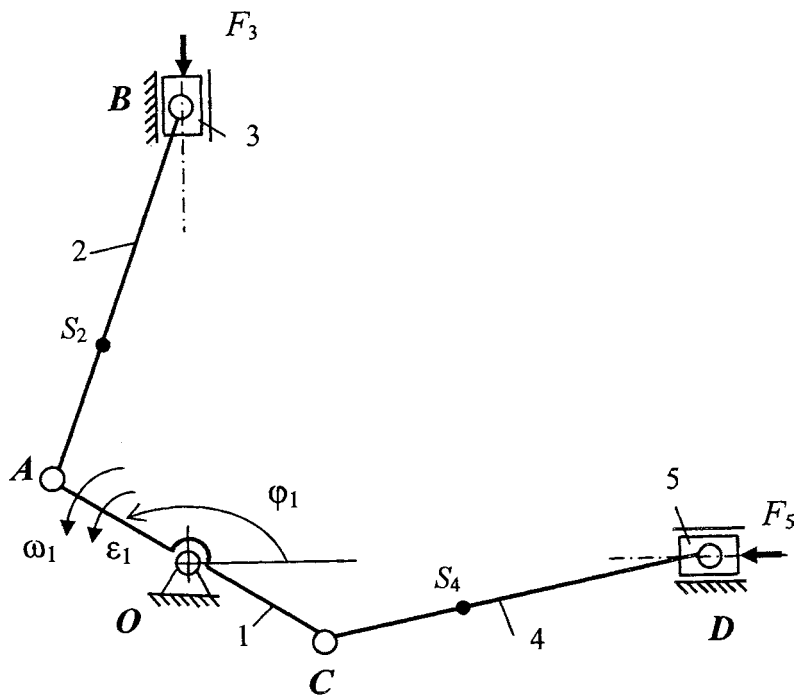


Рис. 11.1

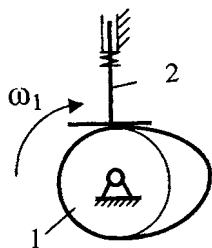


Рис. 11.2

1.12. Задание 12

Параметр	ВАРИАНТЫ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Механизм рычажный (рис.12.1). Динамический анализ										
$l_{OA}, \text{ м}$	0,062	0,06	0,064	0,07	0,068	0,066	0,061	0,063	0,067	0,072
$l_{AB}, l_{AC}, \text{ м}$	0,248	0,24	0,256	0,28	0,3	0,297	0,274	0,293	0,285	0,327
$\varphi_1, \text{ град}$	135	120	150	240	225	210	330	30	45	300
$\omega_1, \text{ с}^{-1}$	150	200	160	175	180	170	155	145	190	165
$\varepsilon_1, \text{ с}^{-2}$	1800	1900	1700	-1000	1000	1000	-1500	-1000	1000	-1000
$F_3, \text{ Н}$	14000	15000	12000	10000	8000	10000	8000	5000	5000	7000
$F_5, \text{ Н}$	4000	5000	3000	10000	10000	15000	8000	8000	5000	10000
Механизм кулачковый (рис. 12.2). Динамический синтез										
Ход $h, \text{ м}$	0,028	0,026	0,028	0,022	0,024	0,034	0,032	0,03	0,028	0,03
$\varphi_u = \varphi_v, \text{ град}$	75	70	65	80	75	65	60	60	75	70
$\varphi_{дс}, \text{ град}$	30	40	30	30	50	40	30	50	30	50
Угол давления	40	35	40	40	30	35	40	30	40	30
$\Theta_{max}, \text{ град}$										
Законы движения на фазах движения толкателя										
удаление	3	4	1	1	6	2	5	2	6	3
возвр.	2	3	5	3	2	1	4	3	5	4

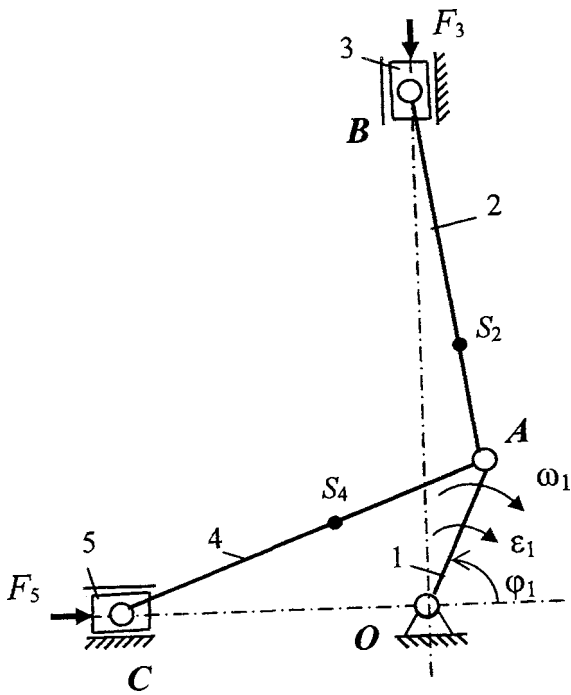


Рис. 12.1

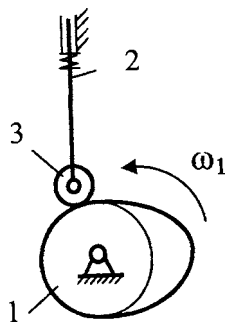


Рис. 12.2

2. ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

2.1. Задание на проектирование

Произвести динамический анализ рычажного механизма двигателя внутреннего сгорания, изображенного на рис. 2.1. Исходные данные для расчетов приведены в табл. 2.1.

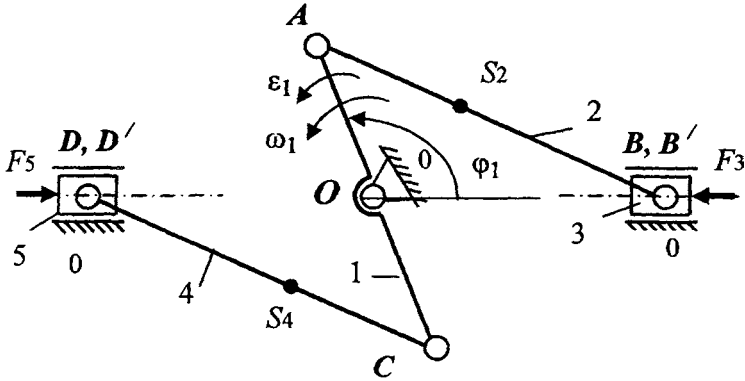


Рис. 2.1. Схема рычажного механизма

Таблица 2.1

$l_{OA} = l_{OC},$ м	$l_{AB} = l_{CD},$ м	$\varphi_1,$ град	$\omega_1,$ с ⁻¹	$\varepsilon_1,$ с ⁻²	$F_3,$ Н	$F_5,$ Н
0,05	0,26	60	210	450 0	700 0	1200 0

В расчетах принять $l_{AS2} = l_{CS4} = 0,35l_{AB}$; $l_{OS1} = 0$;

$$m_2 = m_4 = ql_{AB}, \text{ где } q = 10 \text{ кг/м};$$

$$m_3 = m_5 = 0,7m_2; \quad m_1 = 4m_2;$$

$$I_{S2} = I_{S4} = 0,17m_2l_{AB}^2; \quad I_0 = 0,33m_1l_{OA}^2$$

2.2. Задачи и методы динамического анализа механизма

Задачей динамического анализа исполнительного рычажного механизма двигателя внутреннего сгорания является:

1) определение линейных и угловых скоростей и ускорений точек и звеньев механизма;

2) определение реакций во всех кинематических парах механизма и уравновешивающего момента, действующего на коленчатый вал ДВС со стороны отсоединенной части трансмиссии автомобиля.

Поставленные задачи решаются графо-аналитически путем построения плана положений механизма, планов скоростей и ускорений, планов сил. В основу расчетов положен кинетостатический метод, основанный на принципе Даламбера. В соответствии с этим принципом, если к числу активных сил и реакций связей, действующих на механическую систему, приложить инерционные нагрузки (главные векторы и главные моменты сил инерции) звеньев, то система рассматривается как находящаяся в равновесии и вместо уравнений движения можно записывать уравнения равновесия (статики).

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

2.3. Структурный анализ рычажного механизма

Структурная схема рычажного механизма (при начальном звене 1) представлена на рис. 2.1. Звенья механизма: 1 – кривошип (коленвал), 2 и 4 – шатуны, 3 и 5 – ползуны (поршни), 0 – стойка. Число подвижных звеньев $n = 5$.

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

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

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

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

В составе механизма имеются (рис. 2.2) две структурные группы 2-го класса, 2-го порядка, 2-го вида и механизм 1-го класса (0,1).

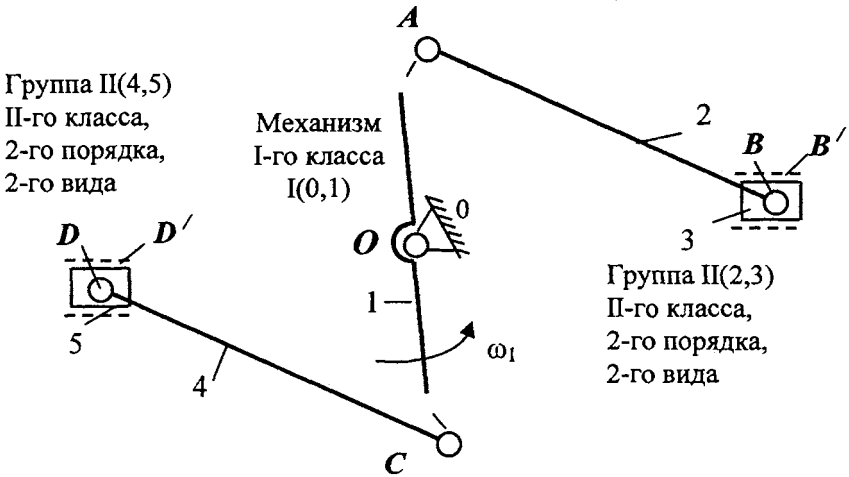


Рис. 2.2

Формула строения механизма

$$\text{II}(4,5) \leftarrow \text{I}(0,1) \rightarrow \text{II}(2,3). \quad (2.1)$$

2.4. Кинематический анализ механизма методом планов

2.4.1. Построение плана положения

Предварительно определяем координаты центров масс шатунов

$$l_{AS2} = l_{CS4} = 0,35 \cdot l_{AB} = 0,35 \cdot 0,26 = 0,091 \text{ м};$$

Принимаем масштабный коэффициент длины

$$\mu_l = 0,0025 \frac{\text{м}}{\text{мм}}.$$

Тогда чертежные размеры звеньев равны

$$OA = OC = \frac{l_{OA}}{\mu_l} = \frac{0,05}{0,0025} = 20 \text{ мм};$$

$$AB = CD = \frac{l_{AB}}{\mu_l} = \frac{0,26}{0,0025} = 104 \text{ мм};$$

$$AS_2 = \frac{l_{AS_2}}{\mu_l} = \frac{0,091}{0,0025} = 36,4 \text{ мм}.$$

Примечание. Масштабный коэффициент μ_l следует подобрать таким, чтобы на формате А1 длина кривошипа OA была не менее 40 мм.

Последовательность построений соответствует формуле строения механизма (2.1). Сначала показываем неподвижные элементы: ось вращения кривошипа O и направляющие ползунов (поз. 1, лист 1). От горизонтальной оси под углом φ_1 откладываем отрезок OA , а затем OC . Из точек A и C делаем засечки радиусами $AB = CD$ и получаем точки B и D . На отрезках AB и CD откладываем отрезки AS_2 и CS_4 , получая положения центров масс шатунов 2 и 4. Стрелками указываем направления угловой скорости ω_1 и углового ускорения звена ε_1 .

2.4.2. Построение плана скоростей

Определяем скорости точек A и C кривошипа

$$V_A = V_C = \omega_1 l_{OA} = 210 \cdot 0,05 = 10,5 \text{ м/с}.$$

Принимаем масштабный коэффициент скорости

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

Тогда отрезки pa и pc , изображающие скорости V_A и V_C , равны

$$pa = pc = \frac{V_A}{\mu_V} = \frac{10,5}{0,4} = 26,25 \text{ мм.}$$

Построение планов скоростей выполняется в соответствии с формулой (2.1) строения механизма: $\Pi(4,5) \leftarrow I(0,1) \rightarrow \Pi(2,3)$.

Для точки B группы Ассур $\Pi(2,3)$ векторные уравнения имеют вид

$$\begin{cases} \bar{V}_B = \bar{V}_A + \bar{V}_{BA} \\ \bar{V}_B = \bar{V}_{B0} + \bar{V}_{BB0}, \end{cases} \quad (2.2)$$

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

Уравнения (2.2) решаем графически (поз. 2, лист 1). На пересечении направлений векторов \bar{V}_{BA} и \bar{V}_{BB0} находится точка b . Положение точки s_2 центра масс шатуна 2 на отрезке ab определяем по теореме подобия

$$\frac{as_2}{ab} = \frac{AS_2}{AB}, \text{ тогда } as_2 = ab \frac{AS_2}{AB} = 13,5 \cdot \frac{91}{260} = 4,725 \text{ мм.}$$

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

$$\begin{cases} \bar{V}_D = \bar{V}_C + \bar{V}_{DC} \\ \bar{V}_D = \bar{V}_{D0} + \bar{V}_{DD0} \end{cases}, \quad (2.3)$$

где $\bar{V}_C \perp OC$ и направлена в сторону ω_1 , $\bar{V}_{DC} \perp DC$, $\bar{V}_{D0} = 0$, $\bar{V}_{DD0} \parallel OD$.

Решение уравнения (2.3) выполняется графически.

Положение точки s_4 центра масс шатуна 4 на отрезке cd определяем аналогично положению точки s_2 на отрезке ab

$$\frac{cs_4}{cd} = \frac{CS_4}{CD}, \text{ тогда } cs_4 = cd \frac{CS_4}{CD} = 13,5 \cdot \frac{91}{260} = 4,725 \text{ мм.}$$

Из построенного плана скоростей вычисляем абсолютные скорости точек

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

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

$$V_{S_2} = (ps_2)\mu_V = 26 \cdot 0,4 = 10,4 \text{ м/с};$$

$$V_{S_4} = (ps_4)\mu_V = 26 \cdot 0,4 = 10,4 \text{ м/с};$$

относительные скорости

$$V_{BA} = (ab)\mu_V = 13,5 \cdot 0,4 = 5,4 \text{ м/с};$$

$$V_{DC} = (cd)\mu_V = 13,5 \cdot 0,4 = 5,42 \text{ м/с};$$

угловые скорости шатунов 2 и 4

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{AB}} = \frac{(ab)\mu_V}{l_{AB}} = \frac{5,4}{0,26} = 20,77 \text{ рад/с};$$

$$\omega_4 = \frac{V_{DC}}{l_{CD}} = \frac{(cd)\mu_V}{l_{CD}} = \frac{5,4}{0,26} = 20,77 \text{ рад/с}.$$

Направления угловых скоростей ω_2 и ω_4 определяем по направлению соответствующего вектора относительной скорости \vec{V}_{BA} , помещенного в точку B шатуна 2 (или вектора \vec{V}_{DC} , помещенного в точку D шатуна 4). Направления ω_2 и ω_4 показаны круговыми стрелками на звеньях 2 и 4 плана положений механизма (поз. 1, лист 1).

2.4.3. Построение плана ускорений

Ускорения точек A и C кривошипа равны

$$\bar{a}_A = \bar{a}_{AO}^n + \bar{a}_{AO}^\tau, \quad \bar{a}_C = \bar{a}_{CO}^n + \bar{a}_{CO}^\tau, \quad (2.4)$$

где \bar{a}^n – нормальное ускорение;

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

$$a_{AO}^n = \omega_1^2 l_{OA} = 210^2 \cdot 0,05 = 2205 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{CO}^n = \omega_1^2 l_{OC} = 210^2 \cdot 0,05 = 2205 \text{ м/с}^2.$$

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

$$a_{AO}^\tau = \varepsilon_1 l_{OA} = 4500 \cdot 0,05 = 225 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{CO}^\tau = \varepsilon_1 l_{OC} = 4500 \cdot 0,05 = 225 \text{ м/с}^2.$$

Принимаем масштабный коэффициент ускорений $\mu_a = 50 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$, вычисляем отрезки, изображающие ускорения точек A и C

$$\pi n_1 = \frac{a_{AO}^n}{\mu_a} = \frac{2205}{50} = 44,1 \text{ мм}; \quad n_1 a = \frac{a_{AO}^\tau}{\mu_a} = \frac{225}{50} = 4,5 \text{ мм}.$$

$$\pi n_1' = \frac{a_{CO}^n}{\mu_a} = \frac{2205}{50} = 44,1 \text{ мм}; \quad n_1' c = \frac{a_{CO}^\tau}{\mu_a} = \frac{225}{50} = 4,5 \text{ мм}.$$

Из полюса плана ускорений π откладываем отрезки πn_1 и $\pi n_1'$, параллельные соответственно AO и CO , а из вершин n_1 и n_1' – отрезки $n_1 a \perp AO$ и $n_1' c \perp CO$ в направлении ε_1 (поз. 3, лист 1).

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

векторных уравнений

$$\begin{cases} \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau \\ \vec{a}_B = \vec{a}_{B0} + \vec{a}_{BB0}^k + \vec{a}_{BB0}^r \end{cases}, \quad (2.5)$$

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

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

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

\vec{a}_{BB0}^k – Кориолисово ускорение точки B ,

$$\vec{a}_{BB0}^k = 2\omega_0 V_{BB0} = 2 \cdot 0 \cdot 10 = 0;$$

\vec{a}_{BB0}^r – относительное ускорение точки B по отношению к точке B_0 .

$$\vec{a}_{BB0}^r // OB.$$

Нормальное ускорение a_{BA}^n равно

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 l_{AB} = 20,77^2 \cdot 0,26 = 112,16 \text{ м/с}^2,$$

а отрезок, изображающий его

$$an_2 = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} = \frac{112,16}{50} = 2,24 \text{ мм.}$$

Отложив an_2 , на пересечении направлений $\vec{a}_{BA}^\tau \perp BA$, проведенного из точки n_2 , и $\vec{a}_{BB0}^r // OB$, проведенного из полюса π , отмечаем точку b .

Точку s_2 центра масс шатуна 2 строим на плане ускорений по теореме подобия, замерив отрезок $ab = 36$ мм и рассчитав отрезок as_2

$$as_2 = ab \frac{AS_2}{AB} = 36 \cdot \frac{91}{260} = 12,6 \text{ мм.}$$

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

$$\begin{cases} \bar{a}_D = \bar{a}_C + \bar{a}_{DC}^n + \bar{a}_{DC}^\tau \\ \bar{a}_D = \bar{a}_{D0} + \bar{a}_{DD0}^k + \bar{a}_{DD0}^r \end{cases}, \quad (2.6)$$

где $a_{DC}^n = \omega_4^2 l_{CD} = 20,77^2 \cdot 0,26 = 112,16 \text{ м/с}^2$,

тогда $cn_4 = \frac{a_{DC}^n}{\mu_a} = \frac{112,16}{50} = 2,24 \text{ мм}$.

Как и для группы II(2,3), аналогичные ускорения точек $\bar{a}_{D0} = 0$, $\bar{a}_{DD0}^k = 0$, $\bar{a}_{DD0}^r \parallel OD$. Положение точки s_4 определим по теореме подобия, измерив отрезок $cd = 36 \text{ мм}$

$$cs_2 = cd \frac{CS_4}{CD} = 36 \cdot \frac{91}{260} = 12,6 \text{ мм}$$

Из построенного плана ускорений вычисляем абсолютные ускорения точек

$$a_B = (\pi b) \mu_a = 21 \cdot 50 = 1050 \text{ м/с}^2;$$

$$a_D = (\pi d) \mu_a = 21 \cdot 50 = 1050 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{S_2} = (\pi s_2) \mu_a = 38 \cdot 50 = 1900 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{S_4} = (\pi s_4) \mu_a = 38 \cdot 50 = 1900 \text{ м/с}^2.$$

Тангенциальные составляющие относительных ускорений звеньев 2 и 4

$$a_{BA}^\tau = (n_2 b) \mu_a = 36 \cdot 50 = 1800 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{DC}^\tau = (n_4 d) \mu_a = 36 \cdot 50 = 1800 \text{ м/с}^2;$$

угловые ускорения звеньев 2 и 4

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{l_{AB}} = \frac{1800}{0,26} = 6923 \text{ рад/с}^2;$$

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{DC}^\tau}{l_{CD}} = \frac{1800}{0,26} = 6923 \text{ рад/с}^2.$$

Направления ε_2 и ε_4 получаем, поместив векторы \vec{a}_{BA}^τ и \vec{a}_{DC}^τ соответственно в точки B и D шатунов 2 и 4 и рассмотрев поворот звеньев 2 и 4 под действием этих векторов вокруг точек A и C .

2.5. Силовой расчет механизма

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

2.5.1. Определение сил тяжести и инерционных нагрузок

Для определения сил тяжести и сил инерции предварительно определяем массы и моменты инерции звеньев

$$m_2 = m_4 = ql_{AB} = 10 \cdot 0,26 = 2,6 \text{ кг};$$

$$m_3 = m_5 = 0,7m_2 = 0,7 \cdot 2,6 = 1,82 \text{ кг}, \quad m_1 = 4m_2 = 4 \cdot 2,6 = 10,4 \text{ кг};$$

$$I_{S2} = I_{S4} = 0,17m_2l_{AB}^2 = 0,17 \cdot 2,6 \cdot 0,26^2 = 0,03 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_0 = 0,33m_1l_{OA}^2 = 0,33 \cdot 10,4 \cdot 0,05^2 = 0,00858 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Определяем силы тяжести звеньев

$$G_1 = m_1g = 10,4 \cdot 9,81 = 102 \text{ Н};$$

$$G_2 = m_2g = 2,6 \cdot 9,81 = 25,5 \text{ Н};$$

$$G_3 = m_3g = 1,82 \cdot 9,81 = 17,85 \text{ Н};$$

$$G_4 = m_4g = 2,6 \cdot 9,81 = 25,5 \text{ Н};$$

$$G_5 = m_5g = 1,82 \cdot 9,81 = 17,85 \text{ Н}.$$

Главные векторы сил инерции

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

$$F_{И2} = m_2 a_{S2} = 2,6 \cdot 1900 = 4940 \text{ Н};$$

$$F_{И3} = m_3 a_{S3} = 1,82 \cdot 1050 = 1911 \text{ Н} \quad (\bar{a}_{S3} = \bar{a}_B);$$

$$F_{И4} = m_4 a_{S4} = 2,6 \cdot 1900 = 4940 \text{ Н};$$

$$F_{И5} = m_5 a_{S5} = 1,82 \cdot 1050 = 1911 \text{ Н} \quad (\bar{a}_{S5} = \bar{a}_D).$$

Главные моменты сил инерции

$$M_{И1} = I_0 \varepsilon_1 = 0,00858 \cdot 4500 = 38,61 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{И2} = I_{S2} \varepsilon_2 = 0,03 \cdot 6923 = 207,69 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{И4} = I_{S4} \varepsilon_4 = 0,03 \cdot 6923 = 207,69 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{И3} = M_{И5} = 0 \quad \text{т.к. } \varepsilon_3 = \varepsilon_5 = 0.$$

Главные вектора $\bar{F}_{Иi}$ и главные моменты $\bar{M}_{Иi}$ сил инерции направлены противоположно соответствующим линейным ускорениям центров масс звеньев \bar{a}_{Si} и угловым ускорениям ε_i (поз. 4 и 6, лист 1).

2.5.2. Силовой расчет группы (4,5)

Отсоединяем группу Ассура (4,5) и строим ее в масштабе $\mu_l = 0,0025$ м/мм (поз. 4, лист 1). Прикладываем к ползуну 5 силы G_5 , $F_{И5}$, силу давления газов $F_5 = 12000$ Н, а к шатуну 4 – G_4 , $F_{И4}$ и момент сил инерции $M_{И4}$. Действие отсоединенных звеньев 1 (кривошипа) и 0 (стойки) заменяем неизвестными реакциями \bar{F}_{41} (в точке С) и \bar{F}_{50} на ползуне (в точке D). Неизвестный вектор \bar{F}_{41} представляем как сумму

$$\bar{F}_{41} = \bar{F}_{41}^n + \bar{F}_{41}^t \quad (2.7)$$

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

\overline{F}_{41}^{τ} – тангенциальная составляющая реакции, $\overline{F}_{41}^{\tau} \perp CD$, определяем из уравнения равновесия моментов сил, действующих на звено 4, относительно точки D

$$\sum M_D(F_i) = 0 \quad \text{для звена 4}$$

$$F_{41}^{\tau} \cdot CD - F_{И4} h_4 - \frac{M_{И4}}{\mu_l} - G_4 \cdot h_5 = 0,$$

где CD , h_4 , h_5 – отрезки, измеренные на плане группы (4,5) в мм. Тогда

$$F_{41}^{\tau} = \frac{F_{И4} h_4 + \frac{M_{И4}}{\mu_l} + G_4 h_5}{CD} = \frac{4940 \cdot 53 + \frac{207,69}{0,0025} + 25,5 \cdot 66}{104} = 3332 \text{ Н.}$$

Примечание. Если по расчетам $F_{41}^{\tau} < 0$, то ее первоначально выбранное направление на плане сил следует изменить на противоположное.

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

$$\overline{F}_{41}^n + \overline{F}_{41}^{\tau} + \overline{F}_{И4} + \overline{G}_4 + \overline{G}_5 + \overline{F}_{И5} + \overline{F}_5 + \overline{F}_{50} = 0. \quad (2.8)$$

Уравнение (2.8) решается графически построением плана сил (поз.5, лист1).

Принимаем масштабный коэффициент сил

$$\mu_F = 200 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

и вычисляем соответствующие отрезки плана сил

$$[1-2] = \frac{F_{41}^{\tau}}{\mu_F} = \frac{3332}{200} = 16,7 \text{ мм}; \quad [2-3] = \frac{F_{И4}}{\mu_F} = \frac{4940}{200} = 24,7 \text{ мм};$$

$$[3-4] = \frac{G_4}{\mu_F} = \frac{25,5}{200} = 0,13 \text{ мм}; \quad [4-5] = \frac{G_5}{\mu_F} = \frac{17,85}{200} = 0,09 \text{ мм};$$

$$[5-6] = \frac{F_{И5}}{\mu_F} = \frac{1911}{200} = 9,6 \text{ мм}; \quad [6-7] = \frac{F_5}{\mu_F} = \frac{12000}{200} = 60 \text{ мм}.$$

Отложив $[1-2] \parallel \overline{F}_{41}^v$, $[2-3] \parallel \overline{F}_{И4}$, $[3-4] \parallel \overline{G}_4$, $[4-5] \parallel \overline{G}_5$, $[5-6] \parallel \overline{F}_{И5}$, $[6-7] \parallel \overline{F}_5$ через начальную точку 1 проводим направление $\overline{F}_{41}^n \parallel CD$, а через точку 7 – направление $\overline{F}_{50} \perp OD$ (перпендикулярно направлению перемещения поршня 5). Точка 8 пересечения данных направлений замыкает план сил.

Полученные отрезки $[7-8]$ и $[8-1]$ изображают соответственно реакции \overline{F}_{50} и \overline{F}_{41}^n .

Величины реакций из плана сил

$$F_{41}^n = [8-1] \mu_F = 35,5 \cdot 200 = 7100 \text{ Н};$$

$$F_{41} = [8-2] \mu_F = 39,5 \cdot 200 = 7900 \text{ Н};$$

$$F_{50} = [7-8] \mu_F = 5,5 \cdot 200 = 1100 \text{ Н}.$$

Для определения реакции \overline{F}_{45} во внутреннем шарнире D рассмотрим равновесие шатуна 4

$$\overline{F}_{41}^n + \overline{F}_{41}^v + \overline{F}_{И4} + \overline{G}_4 + \overline{F}_{45} = 0. \quad (2.9)$$

Сравнивая уравнение (2.9) с уравнением (2.8) видим, что для определения \overline{F}_{45} достаточно на имеющемся плане сил группы соединить точки 4 и 8, а следовательно

$$F_{45} = [4-8] \mu_F = 51 \cdot 200 = 10200 \text{ Н}.$$

2.5.3. Силовой расчет группы (2,3)

Строим план группы (2,3) в масштабе $\mu_l = 0,0025$ м/мм и прикладываем все внешние силы, действующие на звенья 2 и 3 (поз. 6, лист 1). Действие отброшенных звеньев 1 и 0 заменяем векторами реакций

\bar{F}_{21} и \bar{F}_{30} . Причем неизвестную по величине и направлению \bar{F}_{21} представляем как сумму

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

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

Тангенциальную составляющую \bar{F}_{21}^t определим из уравнения равновесия моментов сил $\sum M_B(F_i) = 0$ для звена 2 относительно точки B

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

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

$$F_{21}^t = \frac{F_{И2} h_2 + \frac{M_{И2}}{\mu_l} - G_2 h_3}{AB} = \frac{4940 \cdot 53 + \frac{207,69}{0,0025} - 25,5 \cdot 66}{104} = 3300 \text{ Н.}$$

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

$$\bar{F}_{21}^n + \bar{F}_{21}^t + \bar{F}_{И2} + \bar{G}_2 + \bar{G}_3 + \bar{F}_{И3} + \bar{F}_3 + \bar{F}_{30} = 0. \quad (2.10)$$

Принимаем масштабный коэффициент сил

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

и вычисляем соответствующие отрезки плана сил

$$[1-2] = \frac{F_{21}^t}{\mu_F} = \frac{3300}{100} = 33 \text{ мм}; \quad [2-3] = \frac{F_{И2}}{\mu_F} = \frac{4940}{100} = 49,4 \text{ мм};$$

$$[3-4] = \frac{G_2}{\mu_F} = \frac{25,5}{100} = 0,25 \text{ мм}; \quad [4-5] = \frac{G_3}{\mu_F} = \frac{17,85}{100} = 0,18 \text{ мм};$$

$$[5-6] = \frac{F_{ИЗ}}{\mu_F} = \frac{1911}{100} = 19,1 \text{ мм}; \quad [6-7] = \frac{F_3}{\mu_F} = \frac{7000}{100} = 70 \text{ мм}.$$

Отложив данные отрезки на плане сил (поз. 7, лист 1), проводим через точку 1 направление $\overline{F}_{21}^n \parallel AB$, а через точку 7 – направление $\overline{F}_{30} \perp OB$. На их пересечении получаем точку 8. Отрезки $[7-8]$ и $[8-1]$, отображают соответственно реакции \overline{F}_{30} и \overline{F}_{21}^n .

Из плана сил

$$F_{21}^n = [8-1] \mu_F = 20,5 \cdot 100 = 2050 \text{ Н};$$

$$F_{21} = [8-2] \mu_F = 39 \cdot 100 = 3900 \text{ Н};$$

$$F_{30} = [7-8] \mu_F = 3 \cdot 100 = 300 \text{ Н}.$$

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

$$\overline{F}_{21}^n + \overline{F}_{21}^c + \overline{F}_{И2} + \overline{G}_2 + \overline{F}_{23} = 0. \quad (2.11)$$

Для определения \overline{F}_{23} достаточно на имеющемся плане сил группы (2,3) соединить точки 4 и 8, а следовательно

$$F_{23} = [4-8] \mu_F = 51 \cdot 100 = 5100 \text{ Н}.$$

2.5.4. Силовой расчет начального звена

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

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

Из центра вращения O опускаем перпендикуляры на линии векторов \overline{F}_{12} и \overline{F}_{14} , тогда плечи этих сил соответственно равны $h_1 = 16$ мм, $h_1' = 20$ мм.

Кроме этого на кривошип действуют сила тяжести \overline{G}_1 и главный

момент сил инерции $\overline{M}_{И1}$. Так как механизм выделен из машинного агрегата, то действие отсоединенной части трансмиссии автомобиля заменяется уравновешивающим моментом M_y , который определяем из уравнения моментов относительно точки O

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

тогда

$$\begin{aligned} M_y &= F_{12} \cdot h_1 \cdot \mu_l + F_{14} \cdot h'_1 \cdot \mu_l - M_{И1} = \\ &= 3900 \cdot 16 \cdot 0,0025 + 7900 \cdot 20 \cdot 0,0025 - 38,61 = 512,39 \text{ Н} \cdot \text{м} \end{aligned}$$

Уравнение равновесия кривошипа

$$\overline{F}_{12} + \overline{F}_{14} + \overline{G}_1 + \overline{F}_{10} = 0 \quad (2.12)$$

Выбираем масштабный коэффициент сил

$$\mu_F = 200 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}.$$

Отрезки плана сил кривошипа 1

$$\begin{aligned} [1-2] &= \frac{F_{12}}{\mu_F} = \frac{3900}{200} = 19,5 \text{ мм}; \quad [2-3] = \frac{F_{14}}{\mu_F} = \frac{7900}{200} = 39,5 \text{ мм}; \\ [3-4] &= \frac{G_1}{\mu_F} = \frac{102}{200} = 0,5 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Строим план сил по уравнению (2.12) (поз. 9, лист 1). Замыкающий отрезок $[4-1]$ изображает реакцию F_{10} , действующую на кривошип со стороны стойки

$$F_{10} = [4-1] \mu_F = 25,5 \cdot 200 = 5100 \text{ Н}.$$

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

3. СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА С РОЛИКОВЫМ ТОЛКАТЕЛЕМ

3.1. Задачи синтеза.

Исходные данные для проектирования

Задачи синтеза:

- 1) определение кинематических характеристик движения толкателя;
- 2) определение основных размеров механизма (минимального радиус-вектор r_0 центрального профиля кулачка и эксцентриситета e толкателя);
- 3) построение профиля кулачка, обеспечивающего выполнение заданного закона движения толкателя.

Исходными данными для синтеза являются схема механизма (рис. 3.1) и параметры, приведенные в табл. 3.1.

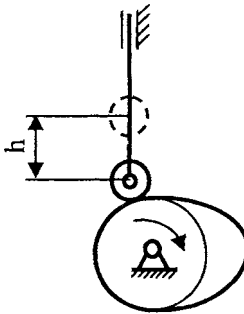


Рис. 3.1

Таблица 3.1

Ход толкателя $h, м$	Фазовые углы, град			θ_{\max} , град	Закон движения толкателя	
	Φ_u	$\Phi_{ДС}$	Φ_v		при удалении	при возвращении
0,06	80	20	80	30	треугольный	косинусоидальный

Графическая часть раздела 3 показана в прил. 2.

3.2. Определение кинематических характеристик движения толкателя

Движение толкателя характеризуется зависимостями перемещения S_T , аналога скорости S'_T , аналога ускорения S''_T от угла поворота кулачка φ_1 .

Рабочий угол кулачка равен

$$\varphi_P = \varphi_Y + \varphi_{ДС} + \varphi_B = 80 + 20 + 80 = 180^\circ,$$

а в радианах

$$\varphi_P^p = \frac{\pi}{180} \varphi_P = \frac{3,14}{180} \cdot 180 = 3,14 \text{ рад.}$$

Фазовые углы в радианах равны

$$\varphi_Y^p = \frac{\pi}{180} \varphi_Y = \frac{3,14}{180} \cdot 80 = 1,3963 \text{ рад.}$$

$$\varphi_{ДС}^p = \frac{\pi}{180} \varphi_{ДС} = \frac{3,14}{180} \cdot 20 = 0,349 \text{ рад.}$$

$$\varphi_B^p = \frac{\pi}{180} \varphi_B = \frac{3,14}{180} \cdot 80 = 1,3963 \text{ рад.}$$

Примем отрезок [1–18], изображающий на графиках рабочий угол φ_P , равным 270 мм. Тогда масштабный коэффициент μ_φ будет равен

$$\mu_\varphi = \frac{\varphi_P}{[1-18]} = \frac{180}{270} = 0,6667 \text{ град/мм,}$$

а отрезки, изображающие на графиках фазовые углы

$$[1-9] = \frac{\varphi_Y}{\mu_\varphi} = \frac{80}{0,6667} = 120 \text{ мм.}$$

$$[9-10] = \frac{\varphi_{ДС}}{\mu_\varphi} = \frac{20}{0,6667} = 30 \text{ мм.}$$

$$[10 - 18] = \frac{\varphi_B}{\mu_\phi} = \frac{80}{0,6667} = 120 \text{ мм.}$$

Каждый из отрезков $[1 - 9]$ и $[10 - 18]$ делим на 8 равных частей с шагом $\Delta\varphi$

$$\Delta\varphi_Y = \frac{\varphi_Y^P}{8} = \frac{1,3963}{8} = 0,1745 \text{ рад,}$$

$$\Delta\varphi_B = \frac{\varphi_B^P}{8} = \frac{1,3963}{8} = 0,1745 \text{ рад}$$

Примечания.

1. Для законов движения параболического, косинусоидального и равномерно убывающего (возрастающего) ускорения отрезки, соответствующие углам φ_Y и φ_B допускается делить на 6 частей и для 6-ти положений производить расчет кинематических характеристик. Тогда фазовым углом будут соответствовать отрезки $[1 - 7]$, $[7 - 8]$, $[8 - 14]$.

2. Если интервал $[9 - 10]$, соответствующий углу $\varphi_{ДС}$, получается большим, то на графиках его можно изобразить с разрывом.

Для определения $S_T(\varphi_1)$, $S'_T(\varphi_1)$, $S''_T(\varphi_1)$ используем аналитические зависимости для соответствующих законов движения. Так как на фазе удаления толкатель движется по треугольному закону, то расчетные формулы имеют вид

$$S_{TY}'' = \begin{cases} 32k \frac{h}{(\varphi_Y^P)^2} & \text{при } 0 \leq \varphi \leq 0,25\varphi_Y, \\ 16(1-2k) \frac{h}{(\varphi_Y^P)^2} & \text{при } 0,25\varphi_Y \leq \varphi \leq 0,75\varphi_Y, \\ 32(k-1) \frac{h}{(\varphi_Y^P)^2} & \text{при } 0,75\varphi_Y \leq \varphi \leq \varphi_Y. \end{cases}$$

$$S_{TY}' = \begin{cases} 16k^2 \frac{h}{\varphi_y^p} & \text{при } 0 \leq \varphi \leq 0,25\varphi_y, \\ [16k(1-k) - 2] \frac{h}{\varphi_y^p} & \text{при } 0,25\varphi_y \leq \varphi \leq 0,75\varphi_y, \\ 16(1-k)^2 \frac{h}{\varphi_y^p} & \text{при } 0,75\varphi_y \leq \varphi \leq \varphi_y. \end{cases}$$

$$S_{TY} = \begin{cases} \frac{16k^3 h}{3} & \text{при } 0 \leq \varphi \leq 0,25\varphi_y, \\ \left[\frac{1}{6} - 2k(1-4k) - \frac{16k^3}{3} \right] h & \text{при } 0,25\varphi_y \leq \varphi \leq 0,75\varphi_y, \\ \left[1 - \frac{16(1-k)^3}{3} \right] h & \text{при } 0,75\varphi_y \leq \varphi \leq \varphi_y, \end{cases}$$

где $k = \frac{\varphi_i^y}{\varphi_y}$ — позиционный коэффициент (отношение текущего угла поворота кулачка в i -м положении φ_i к фазовому углу φ_y), где $\varphi_i^y = (i-1)_\Delta \varphi_y$.

На фазе возвращения (косинусоидальный закон изменения аналога ускорения толкателя)

$$S_{TB}'' = \left(0,5\pi^2 \cos \pi k \right) \frac{h}{\left(\varphi_B^p \right)^2};$$

$$S_{TB}' = -\left(0,5\pi \sin \pi k \right) \frac{h}{\varphi_B^p};$$

$$S_{TB} = 0,5(1 - \cos \pi k) h.$$

На фазе возвращения отсчет коэффициента $k = \frac{\varphi_i^B}{\varphi_B}$ должен произво-

даться с конца фазы от конечного положения (№ 18), тогда $\varphi_i^B = (18 - i)_{\Delta} \varphi_B$.

Приводим пример расчета кинематических характеристик на фазах удаления и возвращения.

Для положения 6 на фазе удаления

$$\varphi_6 = (6 - 1) \cdot 0,1745 = 0,8725 \text{ рад}$$

$$k_6 = \frac{\varphi_6}{\varphi_{\gamma}} = \frac{0,8725}{1,3963} = 0,625.$$

При $\varphi_6 = 0,8725$ используется формула для участка $0,25\varphi_{\gamma} \leq \varphi \leq 0,75\varphi_{\gamma}$:

$$S_{T6}'' = 16 \cdot (1 - 2 \cdot 0,625) \cdot \frac{0,06}{1,3963^2} = -0,1231 \text{ м};$$

$$S_{T6}' = [16 \cdot 0,625 \cdot (1 - 0,625) - 2] \cdot \frac{0,06}{1,3963} = 0,0752 \text{ м};$$

$$S_{T6} = \left[\frac{1}{6} - 2 \cdot 0,625 \cdot (1 - 4 \cdot 0,625) - \frac{16 \cdot 0,625^3}{3} \right] \cdot 0,06 = 0,04437 \text{ м}.$$

Для положения 15 на фазе возвращения

$$\varphi_{15} = (18 - 15) \cdot 0,1745 = 0,5235 \text{ рад};$$

$$k_{15} = \frac{\varphi_{15}}{\varphi_B} = \frac{0,5235}{1,3963} = 0,375 \text{ рад};$$

$$S_{T15}'' = (0,5\pi^2 \cos(180^\circ \cdot 0,375)) \cdot \frac{0,06}{1,3963^2} = 0,05812 \text{ м};$$

$$S_{T15}' = -(0,5\pi \sin(180^\circ \cdot 0,375)) \cdot \frac{0,06}{1,3963} = -0,06236 \text{ м};$$

$$S_{T15} = 0,5 \cdot (1 - \cos(180^\circ \cdot 0,375)) \cdot 0,06 = 0,01852 \text{ м}.$$

Примечание. На фазе возвращения значения аналогов скорости, рассчитанные по формулам из [1], умножаются на «-1».

Результаты определения S_T , S_T' и S_T'' приведены в табл. 3.2, на основании их построены графики $S_T(\varphi_1)$, $S_T'(\varphi_1)$ и $S_T''(\varphi_1)$.

Таблица 3.2

Фа- за	№ пол.	k	φ		$S_T'', \text{ м}$	$S_T', \text{ м}$	$S_T, \text{ м}$
			град	рад			
удаления	1	0	0	0	0	0	0
	2	1/8	10	0,1745	0,1231	0,01074	0,00063
	3	2/8	20	0,3491	0,2462	0,04297	0,005
	4	3/8	30	0,5236	0,1231	0,07520	0,01563
	5	4/8	40	0,6981	0	0,08594	0,03
	6	5/8	50	0,8727	-0,1231	0,07520	0,04437
	7	6/8	60	1,0472	-0,2462	0,04297	0,055
	8	7/8	70	1,2217	-0,1231	0,01074	0,05937
	9	1	80	1,3963	0	0	0,06
возвращения	10	1	80	1,3963	-0,1519	0	0,06
	11	7/8	70	1,2217	-0,1403	-0,0258	0,05772
	12	6/8	60	1,0472	-0,1074	-0,0477	0,05121
	13	5/8	50	0,8727	-0,0581	-0,0624	0,04148
	14	4/8	40	0,6981	0	-0,0675	0,03
	15	3/8	30	0,5236	0,0581	-0,0624	0,01852
	16	2/8	20	0,3491	0,1074	-0,0477	0,00879
	17	1/8	10	0,1745	0,1403	-0,0258	0,00228
	18	0	0	0	0,1519	0	0

Выбираем ординаты графиков, соответствующие максимальным значениям кинематических характеристик, и определяем масштабные коэффициенты

$$\mu_{S''} = \frac{S_{T\max}''}{y_{S''\max}} = \frac{0,2462}{82,1} = 0,003 \text{ м/мм;}$$

$$\mu_{S'} = \frac{S_{T\max}'}{y_{S'\max}} = \frac{0,08594}{85,9} = 0,001 \text{ м/мм;}$$

$$\mu_S = \frac{h}{y_{S\max}} = \frac{0,06}{60} = 0,001 \text{ м/мм.}$$

Примечание. Равенство коэффициентов $\mu_S = \mu_{S'}$ обязательно для последующих построений.

Текущие ординаты графиков вычисляются как

$$y_{S''} = \frac{S_T''}{\mu_{S''}}; \quad y_{S'} = \frac{S_T'}{\mu_{S'}}; \quad y_S = \frac{S_T}{\mu_S}.$$

Например,

$$y_{S''6} = \frac{S_{T6}''}{\mu_{S''}} = -\frac{0,1231}{0,003} = -41 \text{ мм;}$$

$$y_{S'6} = \frac{S_{T6}'}{\mu_{S'}} = \frac{0,0752}{0,001} = 75,2 \text{ мм;}$$

$$y_{S6} = \frac{S_{T6}}{\mu_S} = \frac{0,04437}{0,001} = 44,4 \text{ мм;}$$

$$y_{S''15} = \frac{0,05812}{0,003} = 19,4 \text{ мм;}$$

$$y_{S'15} = -\frac{0,06236}{0,001} = -62,4 \text{ мм;}$$

$$y_{S15} = \frac{0,01852}{0,001} = 18,5 \text{ мм.}$$

При построении графиков кинематических характеристик можно использовать также известные геометрические приемы построения синусоиды, параболы и др. простых кривых, приведенные в [1, с. 50 - 53]. В этом случае предварительно определяем максимальные значения S_T' и S_T'' , например,

$$S_{T\text{Уmax}}'' = \frac{8h}{\left(\varphi_Y^p\right)^2} = \frac{8 \cdot 0,06}{1,3963^2} = 0,2462 \text{ м;}$$

$$S_{T'Y_{\max}} = \frac{2h}{\varphi_B^p} = \frac{2 \cdot 0,06}{1,3963} = 0,08594 \text{ м};$$

$$S_{TV_{\max}}'' = \frac{\pi^2 h}{2(\varphi_B^p)^2} = \frac{\pi^2 \cdot 0,06}{2 \cdot 1,3963^2} = 0,1519 \text{ м};$$

$$\left| S_{TV} \right|_{\max} = \frac{\pi h}{2\varphi_B^p} = \frac{\pi \cdot 0,06}{2 \cdot 1,3963} = 0,0675 \text{ м}.$$

3.3. Определение основных размеров механизма

Минимальный радиус-вектор r_0 центрального профиля кулачка и эксцентриситет (смещение) e толкателя определяем из условия, что угол давления Θ в проектируемом механизме во всех положениях не должен превышать максимально допустимой величины $\Theta_{\max} = 30^\circ$.

Решение указанной задачи выполняем графическим методом. Для этого на основании графиков $S_T(\varphi_1)$ и $S_T'(\varphi_1)$ строим совмещенную диаграмму $S_T'(S_T)$. Ординаты S_T' на фазе удаления откладываем повернутыми на 90° в направлении вращения кулачка, а на фазе возвращения – противоположно им. К построенным кривым слева и справа проводим касательные под углом $\Theta_{\max} = 30^\circ$ к оси S_T . Ниже точки пересечения этих касательных находится зона, в которой можно выбрать центр вращения кулачка из условия $\Theta_i \leq \Theta_{\max}$. Наименьшие габариты механизма получаются, если центр вращения выбрать в точке пересечения касательных. Из чертежа (см. прил. 2) находим

$$r_0 = OA_1 \cdot \mu_S = 110 \cdot 0,001 = 0,11 \text{ м};$$

$$e = OB \cdot \mu_S = 9 \cdot 0,001 = 0,009 \text{ м}.$$

Примечание. Рассмотренная методика используется в случае геометрического (кинематического) замыкания высшей пары. В случае силового замыкания с помощью пружины достаточно построить диаграмму $S_T'(S_T)$ только для фазы удаления, так как при возвращении толкатель движется под действием пружины и опасность заклинивания механизма вследствие превышения угла Θ_{\max} не возникнет. Однако и при силовом замыкании можно

поступить так же, как и при геометрическом, если принять, что кулачок может работать в реверсируемом режиме, то есть может вращаться в противоположную сторону.

3.4. Построение центрального и действительного профилей кулачка

Используем графический способ построения центрального профиля кулачка по точкам, применяя метод обращения движения. В соответствии с этим методом кулачок в обращенном движении остается неподвижным, а толкатель обкатывается по кулачку, вращаясь в направлении, противоположном вращению кулачка, все время касаясь окружности радиуса e .

Проводим две окружности радиуса e и r_0 и вертикальную касательную к окружности радиуса e (линию движения толкателя). В соответствии с графиком $S_T(\varphi_1)$ наносим разметку хода толкателя $A_1, A_2, A_3, \dots, A_9$ для фазы удаления. От луча OA_9 в направлении, противоположном действительному вращению кулачка, откладываем фазовые углы поворота кулачка $\varphi_U, \varphi_{ДС}, \varphi_B$. Дугу, соответствующую углу φ_U , делим на 8 равных частей в соответствии с графиком $S_T(\varphi_1)$ и получаем точки 1, 2, 3, ..., 9, через которые проводим касательные к окружности радиуса e . Затем радиусами $OA_1, OA_2, OA_3, \dots, OA_9$ проводим дуги до пересечения с соответствующими касательными в точках $1', 2', 3', \dots, 9'$, которые являются положениями центра ролика в обращенном движении. Соединяя отмеченные точки плавной кривой, получаем центральной профиль кулачка для фазы удаления.

Для фазы возвращения все построения выполняем аналогичным образом.

Профиль дальнего стояния очерчиваем по дуге окружности радиуса $r_{\max} = OA_9$, а профиль ближнего стояния – по дуге окружности r_0 .

Радиус ролика выбираем с учетом двух условий

- 1) $r_p \leq 0,4r_0$ (конструктивное условие);
- 2) $r_p \leq 0,7\rho_{\min}$ (условие отсутствия заострения действительного

профиля кулачка), где ρ_{\min} – минимальный радиус кривизны выпуклых участков центрального профиля кулачка. Радиус ρ_{\min} определяем с помощью следующего построения. В зоне наибольшей кривизны центрального профиля отмечаем точку. Вблизи от нее на равном расстоянии отмечаем еще две точки и соединяем их с первой точкой хордами. Через середины полученных хорд проводим к ним перпендикуляры, пересекающиеся в точке, которая является центром окружности, проходящей через все три точки. Радиус этой окружности приближенно можно принять за ρ_{\min} .

Тогда

$$\rho_{\min} = 67 \cdot \mu_S = 67 \cdot 0,001 = 0,067 \text{ м};$$

$$r_p \leq 0,4r_0 = 0,4 \cdot 0,11 = 0,044 \text{ м};$$

$$r_p \leq 0,7\rho_{\min} = 0,7 \cdot 0,067 = 0,047 \text{ м}.$$

Принимаем радиус ролика $r_p = 0,04$ м.

Действительный профиль кулачка строим в виде эквидистантной кривой по отношению к центральному профилю. Для ее построения из точек центрального профиля описываем ряд дуг радиусом r_p . Огибающая всех этих дуг и представляет собой действительный профиль кулачка.

3.5. Определение углов давления

Угол давления в каждом положении механизма определяем из зависимости

$$\operatorname{tg} \Theta_i = \frac{S'_{Ti} - ke}{\sqrt{r_0^2 - e^2 + S_{Ti}}},$$

где $k = +1$ при вращении кулачка против часовой стрелки или $k = -1$ при вращении кулачка по часовой стрелке.

Смещение e берется со знаком «плюс», если толкатель расположен справа от центра вращения кулачка, или со знаком «минус», если толкатель расположен слева.

Для проектируемого механизма имеем: $k = -1$, $e = -0,009$ м, $r_0 = 0,11$ м. Значения перемещения S_T и аналога скорости S_T' толкателя берутся из табл. 5.2 (при этом на фазе возвращения $S_T' < 0$).

Результаты определения угла давления Θ приведены в табл. 3.3, на основании которой построен график $\Theta(\varphi)$.

Таблица 3.3

№ пол.	Θ , град	y_Θ , мм	№ пол.	Θ , град	y_Θ , мм
1	-4,7	-4,7	10	-3,0	-3,0
2	0,9	0,9	11	-11,8	-11,8
3	16,5	16,5	12	-19,4	-19,4
4	27,9	27,9	13	-25,3	-25,3
5	28,9	28,9	14	-28,7	-28,7
6	23,3	23,3	15	-29,1	-29,1
7	11,7	11,7	16	-25,6	-25,6
8	0,6	0,6	17	-17,3	-17,3
9	-3,0	-3,0	18	-4,7	-4,7

Масштабный коэффициент

$$\mu_\Theta = \frac{\Theta_{\max}}{y_{\Theta\max}} = \frac{30}{30} = 1 \text{ град/мм.}$$

Примечание. Угол давления Θ можно также определять графически из диаграммы $S_T'(S_T)$. Для этого концы ординат S_T' следует соединить с точкой O (центром вращения кулачка). Тогда угол между ординатой S_T' и соответствующим лучом, выходящим из точки O , равен углу $90^\circ - \Theta$ в конкретном положении механизма.

4. СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА С ПЛОСКИМ ТОЛКАТЕЛЕМ

4.1. Задачи синтеза. Исходные данные

Задачи синтеза при проектировании кулачковых механизмов с плоским и роликовым толкателем и последовательность их решения аналогичны (см. п. 3.1). Так как в механизме с плоским толкателем экс-

центриситет $e = 0$, подлежащим определению основным размером является минимальный радиус кулачка R_0 .

Исходными данными для синтеза являются схема механизма (рис. 4.1) и параметры, приведенные в таблице 4.1.

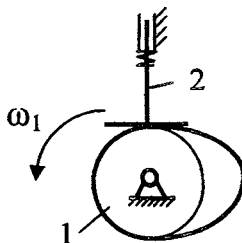


Рис. 4.1

Таблица 4.1

Ход толкателя h , м	Фазовые углы, град			Закон движения толкателя h , м	
	φ_u	$\varphi_{ДС}$	φ_B	при удалении	при возвращении
0.04	90	120	90	треугольный	равномерно возрастающего ускорения

Графическая часть раздела 4 приведена в прил. 3.

4.2. Определение кинематических характеристик движения толкателя

Определение кинематических характеристик производим в последовательности, описанной в п. 3.2.

Для исходных данных согласно табл. 4.1. имеем рабочий угол кулачка

$$\varphi_P = \varphi_u + \varphi_{ДС} + \varphi_B = 90 + 120 + 90 = 300^\circ,$$

в радианах

$$\varphi_P^p = \frac{\pi}{180} \varphi_P = \frac{3,14}{180} \cdot 300 = 5,23 \text{ рад};$$

значения фазовых углов в радианах

$$\varphi_Y^p = \frac{\pi}{180} \varphi_Y = \frac{3,14}{180} \cdot 90 = 1,57 \text{ рад};$$

$$\varphi_{ДС}^p = \frac{\pi}{180} \varphi_{ДС} = \frac{3,14}{180} \cdot 20 = 2,09 \text{ рад};$$

$$\varphi_B^p = \frac{\pi}{180} \varphi_B = \frac{3,14}{180} \cdot 90 = 1,57 \text{ рад}.$$

Примем отрезок [1–14], изображающий на графиках рабочий угол φ_p , равным 300 мм. Тогда масштабный коэффициент μ_φ

$$\mu_\varphi = \frac{\varphi_p}{[1-14]} = \frac{300}{300} = 1 \text{ град/мм}.$$

Отрезки, изображающие на графиках фазовые углы

$$[1-7] = \frac{\varphi_Y}{\mu_\varphi} = \frac{90}{1} = 90 \text{ мм};$$

$$[7-8] = \frac{\varphi_{ДС}}{\mu_\varphi} = \frac{120}{1} = 120 \text{ мм};$$

$$[8-14] = \frac{\varphi_B}{\mu_\varphi} = \frac{90}{1} = 90 \text{ мм}.$$

Приращения угла поворота кулачка (шаг) на фазах удаления и возвращения

$$\Delta \varphi_Y = \frac{\varphi_Y^p}{6} = \frac{1,57}{6} = 0,262 \text{ рад},$$

$$\Delta \varphi_B = \frac{\varphi_B^p}{6} = \frac{1,57}{6} = 0,262 \text{ рад}.$$

Для определения $S_T(\varphi_1)$, $S_T'(\varphi_1)$ и $S_T''(\varphi_1)$ используем аналитические зависимости [1, с.50-53].

На фазе удаления толкатель движется по треугольному закону, расчетные формулы для которого приведены в п.3.2, с. 4 – 50.

На фазе возвращения толкатель движется по закону с равномерно возрастающим ускорением, для которого при $0 \leq \varphi \leq \varphi_B$ формулы

ИМЕЮТ ВИД

$$S_T = h \frac{\varphi^2}{\varphi_B^2} \left(3 - 2 \frac{\varphi}{\varphi_B} \right),$$

$$S_T' = \frac{6h\varphi}{\varphi_B^2} \left(1 - \frac{\varphi}{\varphi_B} \right),$$

$$S_T'' = \frac{6h}{\varphi_B^2} \left(1 - 2 \frac{\varphi}{\varphi_B} \right).$$

Взяв в качестве контрольного положения на фазе удаления № 4, получим

$$\varphi_4 = (i-1)_{\Delta} \varphi_Y = (4-1) \cdot 0,262 = 0,786 \text{ рад.}$$

На фазе возвращения для контрольного положения №13

$$\varphi_{13} = (14-i)_{\Delta} \varphi_B = (14-13) \cdot 0,262 = 0,262 \text{ рад.}$$

Так как значение угла φ_4 для фазы удаления, находится в пределах $0,25\varphi_Y \leq \varphi \leq 0,75\varphi_Y$, используем формулы для этого участка

$$S_{T4}'' = 16 \cdot \left(1 - 2 \frac{0,786}{1,57} \right) \cdot \frac{0,04}{1,57^2} = 0 \text{ м;}$$

$$S_{T4}' = \left[16 \frac{0,786}{1,57} \cdot \left(1 - \frac{0,786}{1,57} \right) - 2 \right] \cdot \frac{0,04}{1,57} = 0,051 \text{ м;}$$

$$S_{T4} = \left[\frac{1}{6} - 2 \left(\frac{0,786}{1,57} \right) \left(1 - 4 \left(\frac{0,786}{1,57} \right) \right) - \frac{16}{3} \left(\frac{0,786}{1,57} \right)^3 \right] 0,04 = 0,02 \text{ м.}$$

Для положения № 13 на фазе возвращения

$$S_{T13} = 0,04 \frac{0,262^2}{1,57^2} \left(3 - 2 \frac{0,262}{1,57} \right) = 0,003 \text{ м;}$$

$$S_{T13}' = -\frac{6 \cdot 0,04 \cdot 0,262}{1,57^2} \left(1 - \frac{0,262}{1,57} \right) = -0,021 \text{ м};$$

$$S_{T13}'' = -\frac{6 \cdot 0,04}{1,57^2} \left(1 - 2 \cdot \frac{0,262}{1,57} \right) = 0,065 \text{ м}.$$

Результаты определения S_T , S_T' и S_T'' для 14-ти положений механизма приведены в таблице 4.2.

По результатам вычислений строим графики зависимостей $S_T(\varphi)$, $S_T'(\varphi)$ и $S_T''(\varphi)$.

Выбираем максимальные ординаты графиков и определяем масштабные коэффициенты

$$\mu_{S''} = \frac{S_{T\max}''}{y_{S''\max}} = \frac{0,097}{97} = 0,001 \text{ м/мм};$$

Таблица 4.2

Фаза	№ полож.	φ		S_T	S_T'	S_T''
		град.	рад.			
Удаления	1	0	0	0	0	0
	2	15	0.262	0.001	0.011	0.086
	3	30	0.524	0.008	0.04	0.086
	4	45	0.786	0.02	0.051	0
	5	60	1.048	0.031	0.04	-0.086
	6	75	1.31	0.039	0.011	-0.086
	7	90	1.57	0.04	0	0
Возвращения	8	90	1.57	0.04	0	-0.097
	9	75	1.31	0.037	-0.021	-0.065
	10	60	1.048	0.03	-0.034	-0.033
	11	45	0.786	0.02	-0.038	0
	12	30	0.524	0.01	-0.034	0.033
	13	15	0.262	0.003	-0.021	0.065
	14	0	0	0	0	0.097

$$\mu_{S'} = \frac{S_{T \max}'}{y_{S' \max}} = \frac{0,051}{51} = 0,001 \text{ м/мм};$$

$$\mu_{S''} = \frac{h}{y_{S \max}} = \frac{0,04}{40} = 0,001 \text{ м/мм}.$$

Примечание. Для проведения последующих построений необходимо соблюдать равенство коэффициентов $\mu_S = \mu_{S''}$.

Ординаты графиков вычисляются по формулам

$$y_{S''} = \frac{S_T''}{\mu_{S''}}; \quad y_{S'} = \frac{S_T'}{\mu_{S'}}; \quad y_S = \frac{S_T}{\mu_S}.$$

Например,

$$y_{S''6} = \frac{S_{T6}''}{\mu_{S''}} = \frac{-0,086}{0,001} = -86 \text{ мм};$$

$$y_{S'6} = \frac{S_{T6}'}{\mu_{S'}} = \frac{0,011}{0,001} = 11 \text{ мм};$$

$$y_{S6} = \frac{S_{T6}}{\mu_S} = \frac{0,039}{0,001} = 39 \text{ мм};$$

$$y_{S''13} = \frac{0,065}{0,001} = 65 \text{ мм};$$

$$y_{S'13} = -\frac{0,021}{0,001} = -21 \text{ мм};$$

$$y_{S13} = \frac{0,003}{0,001} = 3 \text{ мм}.$$

При построении графиков кинематических характеристик можно использовать геометрические методы построения, приведенные в [1, с. 50 - 53]. Для этого необходимо определить максимальные значения S_T' и S_T'' .

4.3. Определение минимального радиуса кулачка

Минимальный радиус определяем из условия выпуклости профиля кулачка по всему контуру, т.е. радиус кривизны его в любой точке больше нуля

$$\rho_i > 0.$$

Кулачок имеет выпуклый профиль, если радиус кривизны его в любом положении будет удовлетворять условию

$$\rho_i = R_0 + S_T + S_T'' > 0.$$

Данное неравенство решаем графически методом Геронимуса, преобразуя его в вид [1, с. 60]

$$1 = \operatorname{tg} 45^\circ > \frac{-S_T''}{S_T + R_0}.$$

Для этого на основании графиков $S_T(\varphi)$ и $S_T''(\varphi)$ методом исключения параметра φ строим график $S''(S)$ при соблюдении равенства масштабов $\mu_S = \mu_{S''}$. На фазе удаления экстремальное значение ана-

лога ускорения $S_{T_{max}}''$ соответствует углу $\varphi = \frac{1}{4}\varphi_y$ и находится ме-

жду положениями 2 и 3. Значение $-S_{T_{max}}''$ соответствует $\varphi = \frac{3}{4}\varphi_y$

между положениями 5 и 6. По формулам для экстремальных значений определяем

$$S_{T_{y_{max}}}'' = \left| -S_{T_{y_{max}}}'' \right| = 8 \frac{h}{\varphi_y^2} = 8 \cdot \frac{0,04}{1,57^2} = 0,13 \text{ м.}$$

Значения перемещений

при $\varphi = \frac{1}{4}\varphi_y = \frac{1}{4} \cdot 1,57 = 0,3925$ рад

$$S_T = \frac{16h}{3} \left(\frac{\varphi}{\varphi_y} \right)^3 = \frac{16 \cdot 0,04}{3} \left(\frac{0,3925}{1,57} \right)^3 = 0,00333 \text{ м};$$

$$\text{при } \varphi = \frac{3}{4} \varphi_y = \frac{3}{4} \cdot 1,57 = 1,1775 \text{ рад}$$

$$S_T = \left(1 - \frac{16}{3} \left(1 - \frac{\varphi}{\varphi_y} \right)^3 \right) h = \left(1 - \frac{16}{3} \left(1 - \frac{1,1775}{1,57} \right)^3 \right) \cdot 0,04 = 0,0367 \text{ м}.$$

С учетом полученных значений строим график $S_T''(S_T)$. Проводим касательную под углом 45° к оси S_T до пересечения ее с осью в точке O . За центр вращения кулачка выбираем точку O_1 , лежащую ниже точки O на $10 \dots 20$ мм. Замеряем отрезок $O_1A_1 = 103$ мм.

$$R_0 = O_1A_1 \cdot \mu_S = 103 \cdot 0,001 = 0,103 \text{ м}.$$

4.4. Построение профиля кулачка

Выбираем масштабный коэффициент $\mu_{S''} = 0,001 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$, проводим окружность R_0 . Т.к. $e = 0$, линия движения толкателя A_1A_7 и A_8A_{14} находится на одном уровне с центром вращения кулачка. От точки A_1 откладываем перемещение толкателя согласно графику $S_T(\varphi)$ (точки A_1, \dots, A_{14}). От прямой O_1A_7 в сторону, противоположную вращению кулачка, откладываем значения фазовых углов $\varphi_y, \varphi_{ДС}, \varphi_B$. Дуги максимального радиуса, стягивающие фазовые углы φ_y и $\varphi_{ДС}$, делим на части согласно графику $S_T(\varphi)$. Полученные точки соединяем с центром O_1 . Эти лучи представляют собой положение направляющей в обратном движении. Из центра O_1 через точки A_1, A_2, \dots, A_{14} проводим концентрические дуги до пересечения с соответствующими лучами. Полученные точки $1', 2' \dots 13'$ определяют положение точки A толкателя в обратном движении. Через них под постоянным углом $\gamma = 90^\circ$ к направляющей проводим прямые,

которые определяют положение плоскости толкателя в обращенном движении. Огибающая перпендикуляров есть действительный профиль кулачка, который касается тарели толкателя в точках B_i . Расстояние от точки A_i до точки контакта B_i равно аналогу скорости S_{Ti}' .

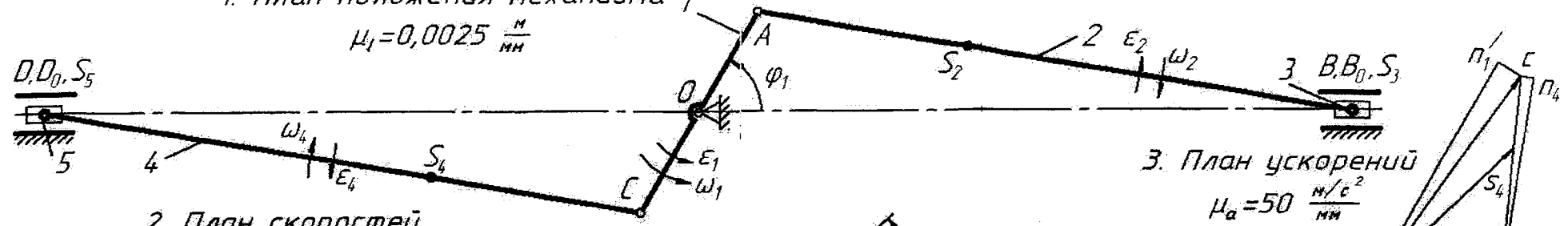
Отложим на перпендикулярах отрезки $A_i B_i = S_i'$. Соединив полученные точки B_i' плавной кривой, получим действительный профиль кулачка. Диаметр тарели толкателя должен соответствовать условию $d_T > 2S_{Tmax}'$. Так как $S_{Tmax}' = 0,051$ м, примем $d_T = 105$ мм. Если во всех положениях толкателя нанести точки касания его плоскости с профилем кулачка B_1, B_2, \dots, B_{14} и соединить их плавной кривой, получим линию зацепления.

Литература

1. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / Под общ. ред. Г.Н. Девойно. – Мн.: Вышэйшая школа, 1986. – 285 с.
2. Левитская. О.Н., Левитский Н.И. Курс теории механизмов и машин. – М.: Высшэйшая школа, 1985. – 280 с.
3. Анципорович. П.П., Акулич, В.К., Дворянчикова, А.Б. Методическое пособие по курсовому проектированию по дисциплине «Теория механизмов и машин» для студентов инженерно-технических специальностей. – Мн.: БГПА, 1994. – 86 с.
4. Теория механизмов, машин и манипуляторов. Курсовое проектирование: учеб.-метод. пособие / П.П. Анципорович [и др.]. – Мн.: БНТУ, 2004. – 67 с.; вкл. 4.
5. Астахов, Э.И., Зинкевич, В.И., Кудин, В.В. Задания по курсовому проектированию по теории механизмов и машин для студентов-заочников автотракторных специальностей. – Мн.: БГПА, 1999. – 40 с.
6. Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование: учеб.-метод. пособие / В.В.Кудин [и др.]. – Мн.: БНТУ, 2005. – 84 с.

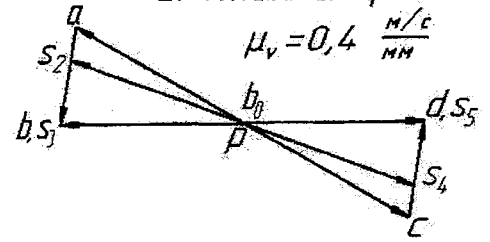
1. План положения механизма 1

$\mu_l = 0,0025 \frac{м}{мм}$



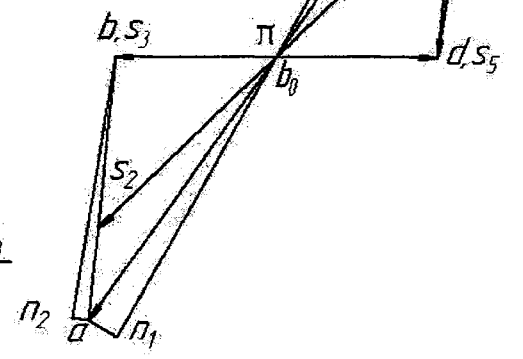
2. План скоростей

$\mu_v = 0,4 \frac{м/с}{мм}$

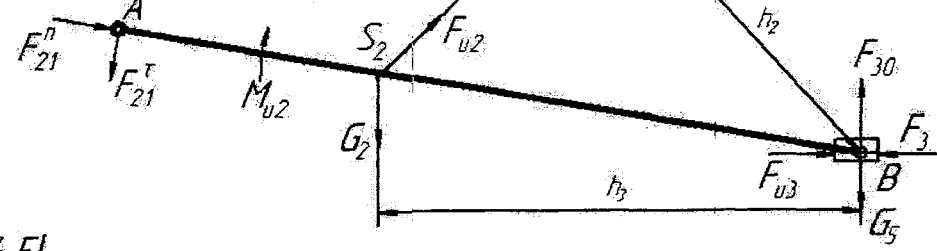


3. План ускорений

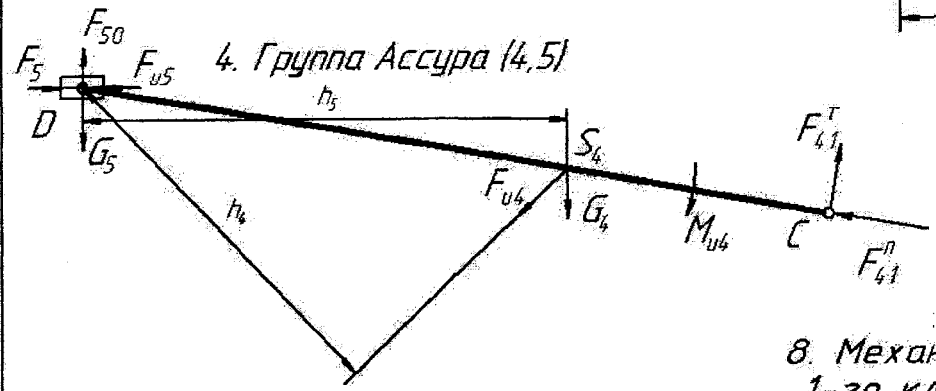
$\mu_a = 50 \frac{м/с^2}{мм}$



6. Группа Ассур (2,3)

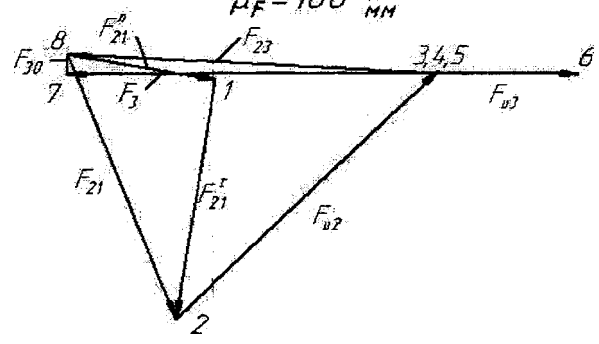


4. Группа Ассур (4,5)



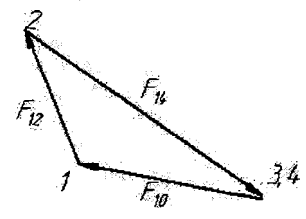
7. План сил группы (2,3)

$\mu_F = 100 \frac{Н}{мм}$



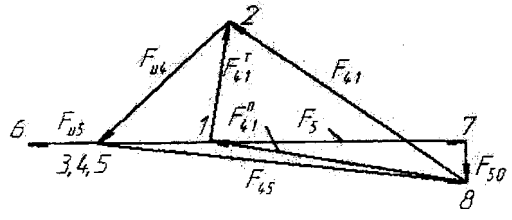
9. План сил звена 1

$\mu_F = 200 \frac{Н}{мм}$

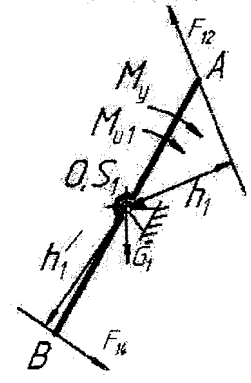


5. План сил группы (4,5)

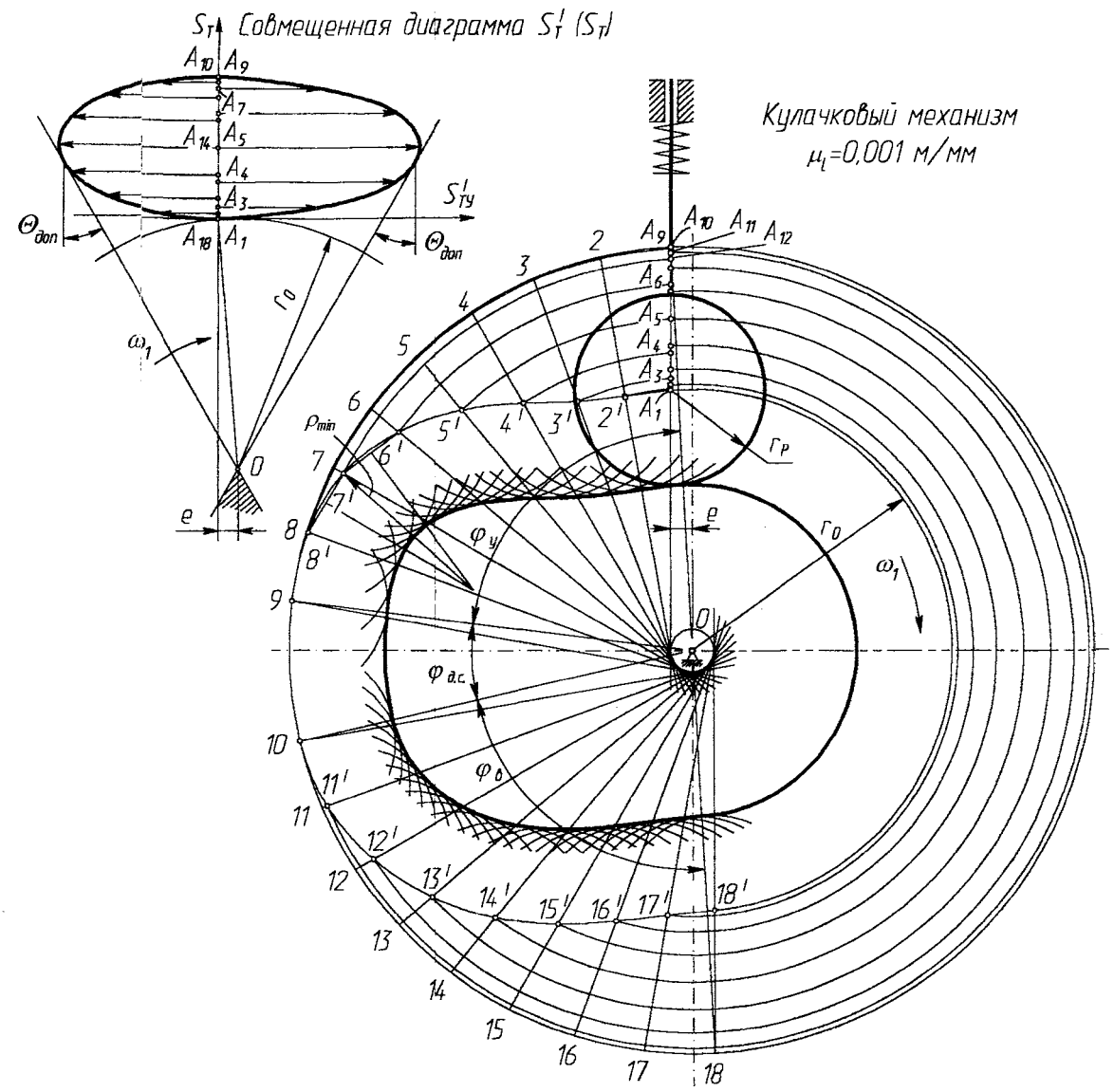
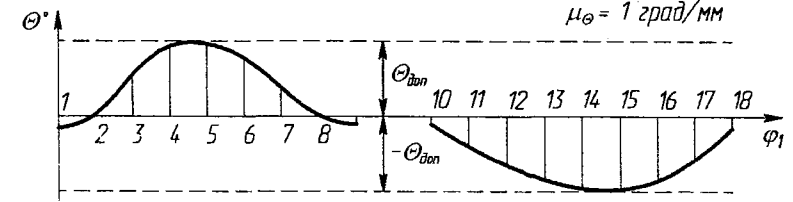
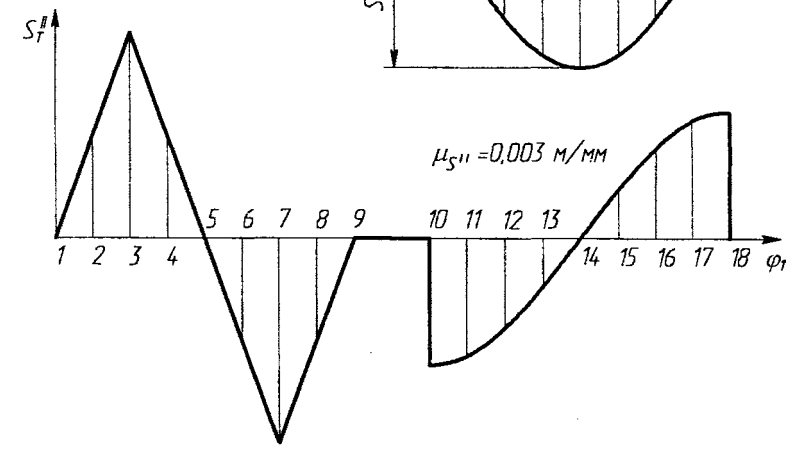
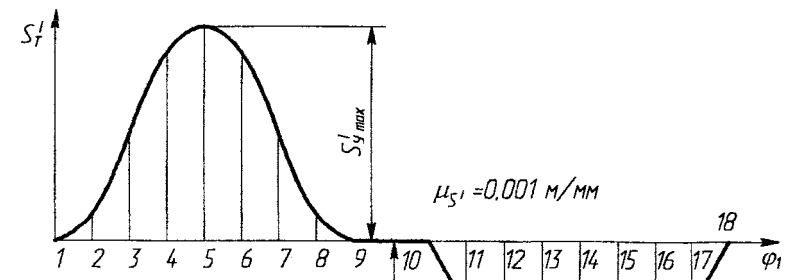
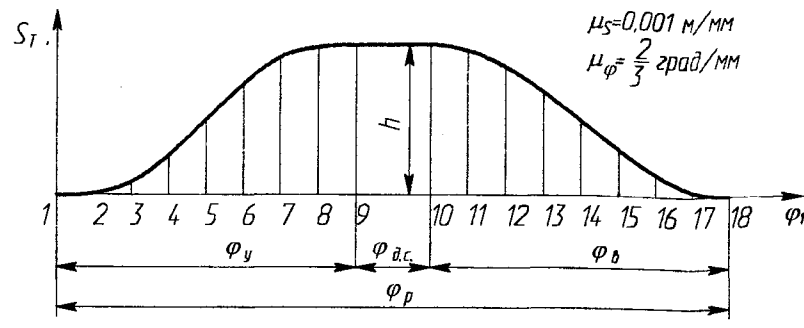
$\mu_F = 200 \frac{Н}{мм}$



8. Механизм 1-го класса



			Курсовая работа по ТММ		
Изм. №	Дата	Подпись	Механизм рычажный		
			Динамический анализ		
			ДВС		
			гр. 101888		



				Курсова работа по ТММ				
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата	Механизм кулачковый	Лит	Масса	Масштаб
					Динамический синтез			
Разраб						Лист 2		Листов
Провер								
						гр. 101888		

