

Документ подписан простой электронной подписью

Информация о владельце:

ФИО: Юдина Светлана Валентиновна

Должность: Директор АФ КНИТУ-КАИ

Дата подписания: 09.10.2021 14:44:50

Уникальный программный ключ:

ee380433c1f82e02d4d5e32f117158c7e34ed0ff4b383f650075f51c9e70790

**Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Казанский национальный исследовательский технический
университет им. А.Н. Туполева-КАИ»**

Альметьевский филиал

Кафедра Конструирования и машиностроительных технологий

О.А. Шпилова

Методические указания по выполнению

курсовой работы по дисциплине

«Теория механизмов и машин»

для бакалавров направлений подготовки

15.03.01 «Машиностроение»,

15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение

машиностроительных производств»

очной и заочной форм обучения

Альметьевск 2021

В учебно-методическом пособии изложены правила выполнения и оформления курсовой работы и составления расчетно-пояснительной записки. Приведены методика и примеры с численными решениями кинематического анализа и силового расчета рычажного механизма, проектирования эвольвентной зубчатой передачи, кинематического анализа сложных зубчатых передач графическим и аналитическим методами. Приведено 100 вариантов заданий на курсовую работу.

Методические указания обсуждены и одобрены на заседании кафедры Конструирования и машиностроительных технологий 10.06.2021 протокол № 6

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
<i>Требования к выполнению и оформлению курсовой работы</i>	5
РАЗДЕЛ I. «Кинематический и силовой анализ рычажного механизма»	
<i>Задание на лист № 1</i>	7
1. Кинематический анализ рычажного механизма	18
1.1.1 Определение степени подвижности и класса механизма	18
1.1.2 Построение планов положений механизма	20
1.1.3 Построение плана скоростей механизма	23
1.1.4 Построение плана ускорений механизма	28
1.2. Силовой анализ рычажного механизма	34
1.2.1 Силовой расчет механизма методом планов сил	34
1.2.2 Определение уравновешивающего момента методом Жуковского	47
РАЗДЕЛ II. «Синтез эвольвентного зацепления и кинематика зубчатых передач»	
<i>Задание на лист № 2</i>	50
2.1 Синтез эвольвентного зацепления	62
2.1.1 Определение геометрических параметров зубчатого зацепления	62
2.1.2 Построение картины зацепления	64
2.1.3 Определение основных параметров эвольвентного зацепления	72
2.1.4 Определение качественных характеристик зацепления	73
2.2 Кинематика многозвенных зубчатых передач	83
2.2.1 Кинематика дифференциального механизма	83
2.2.2 Кинематика планетарного механизма	86
2.2.3 Кинематика трехступенчатой зубчатой передачи	88
<i>Контрольные вопросы</i>	90
Литература	91
Приложение 1	92
Приложение 2	93
Приложение 3	94
Приложение 4	95
Приложение 5	96

ВВЕДЕНИЕ

Задание на курсовую работу предусматривает кинематический и силовой анализ рычажного механизма, проектирование эвольвентного зубчатого зацепления, кинематическое исследование планетарных механизмов. В процессе выполнения курсовой работы обучающиеся овладевают навыками самостоятельной работы с учебной и справочной литературой; методами проведения расчетов основных параметров механизмов по заданным условиям с использованием графических, аналитических и численных методов исчислений; оформления графической и текстовой конструкторской документации в соответствии с требованиями ЕСКД и ЕСПД; разработкой алгоритмов расчета кинематических и динамических параметров механизмов и машин.

Для облегчения понимания и усвоения методик анализа и синтеза механизмов, используемых при выполнении курсовой работы, в методическом пособии помимо общих рекомендаций по решению задач приведены численные примеры с описанием графических построений.

Требования к выполнению и оформлению курсовой работы

Курсовая работа по теории механизмов и машин по объему включает 2 листа чертежей формата А1 и расчетно-пояснительную записку.

1 лист – «*Кинематический и силовой анализ рычажного механизма*» – определение кинематических характеристик механизма методом планов положений, скоростей и ускорений и силовой расчет рычажного механизма графоаналитическими методами планов сил и Н.Е. Жуковского.

2 лист – «*Синтез эвольвентного зацепления и кинематика зубчатых передач*» - проектирование эвольвентного зацепления и кинематический анализ графическим методом трехступенчатой зубчатой передачи, планетарного и дифференциального механизмов.

Все графические построения выполняются в программе «Компас» (основные – жирными, а вспомогательные – тонкими линиями) и распечатываются на листах формата А1. Допускается выполнение чертежей в карандаше на ватмане формата А1. Схемы механизмов и картину зацепления следует чертить по возможности крупнее, придерживаясь стандартных масштабов по ГОСТ. На всех чертежах должны быть представлены числовые значения и размерности масштабов. Каждый лист в нижнем правом углу должен иметь штамп.

Расчетно-пояснительная записка должна включать содержание и список используемой литературы; все исходные данные (включая схемы механизмов) и данные расчета, необходимые для выполнения работы, как в буквенных обозначениях, так и в числовых значениях. Рисунки и таблицы должны иметь нумерацию в пределах раздела.

Все уравнения и формулы следует записывать в общем виде, а затем подставлять в них соответствующие числовые значения в том порядке, в каком стоят буквенные обозначения. Все обозначения должны быть стандартными. Необходимо указывать размерности всех величин.

Расчетно-пояснительная записка должна выполняться чернилами (пастой) одного цвета или распечатываться на одной стороне писчей бумаги формата А4. Титульный лист расчетно-пояснительной записки оформляется по образцу, указанному в приложении 2.

Страницы расчетно-пояснительной записки должны быть пронумерованы и иметь стандартные рамки со штампом (поля слева 20 мм, сверху, справа и снизу – по 5 мм). Примеры оформления страницы, следующей за титульным листом, и всех последующих страниц приведены в приложениях 3 и 4 соответственно.

Выдача заданий и проверка курсовой работы

Обучающиеся получают бланк задания на курсовую работу у преподавателя. Преподавателем регулярно проводятся консультации в специально отведенные для этого часы.

Курсовая работа в установленные кафедрой сроки должна быть проверена и подписана преподавателем. Дата защиты курсовой работы указывается в бланке задания.

Текущий контроль выполнения курсовой работы и оценку необходимых видов деятельности обучающегося осуществляет преподаватель. Работа оценивается для обучающихся очной формы обучения по сто балльной системе, для заочной – по пятибалльной.

РАЗДЕЛ I. «Кинематический и силовой анализ рычажного механизма»

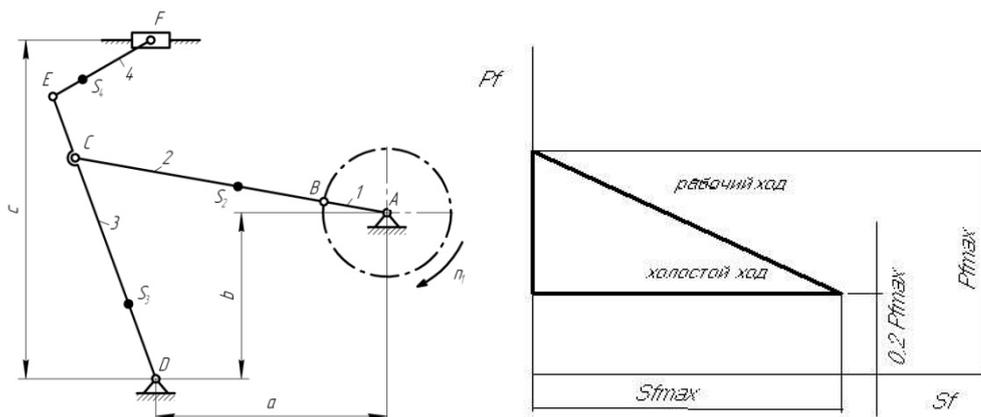
Задание на лист №1

1. Определить степень подвижности и класс механизма.
2. Построить 12 планов положений звеньев механизма и шатунную кривую точки S_2 шатуна BC.

Для заданного положения механизма:

3. Определить скорости точек и угловые скорости звеньев механизма методом планов скоростей.
4. Определить ускорения точек и угловые ускорения звеньев механизма методом планов ускорений.
5. Составить схему нагружения механизма, определив: *a)* силы и моменты инерции звеньев; *б)* силу производственного сопротивления по графику; *в)* силы тяжести звеньев.
6. Определить реакции в кинематических парах и уравнивающий (движущий) момент, действующий на кривошип AB , методом планов сил.
7. Определить уравнивающий (движущий) момент методом Жуковского.

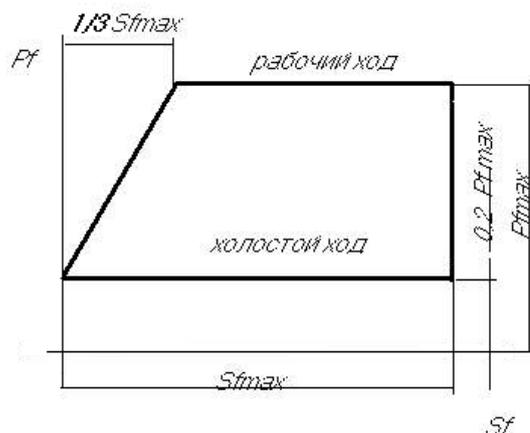
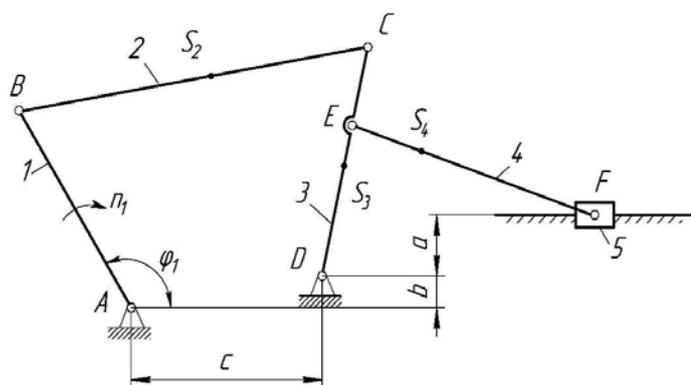
Механизм № 1



параметры		№ вариантов									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
длины звеньев в метрах	L_{AB}	0,3	0,4	0,5	0,3	0,4	0,5	0,7	0,3	0,4	0,5
	L_{BC}	2,2	2,4	3	1,9	2,9	2,4	3,2	1,6	1,7	1,9
	L_{CD}	1,2	1,5	1,7	1,2	1,6	1,7	2,2	1,2	1,5	1,7
	L_{DE}	1,5	1,9	2,1	1,5	1,9	2,1	2,8	1,5	1,9	2,1
	L_{EF}	0,8	0,7	0,75	0,65	0,9	0,85	0,95	0,75	0,65	0,7
	L_{BS2}	0,75	0,8	1,0	0,65	0,95	0,8	1,0	0,55	0,6	0,63
	L_{DS3}	0,5	0,63	0,69	0,49	0,63	0,69	0,92	0,49	0,63	0,7
	L_{ES4}	0,8	0,35	0,37	0,33	0,45	0,43	0,47	0,37	0,33	0,43
	a	1,9	2,2	2,6	1,7	2,5	2,35	3,1	1,55	1,75	1,95
	b	0	0,25	0,3	0,2	0	0,8	0,9	0,5	0,95	1,1
c	1,6	2	2,2	1,6	2	2,2	2,9	1,6	2	2,2	
n_1 , об/мин		180	120	200	250	300	280	150	160	280	180
№ положения механизма для силового расчета		5	6	7	8	3	9	10	4	2	11

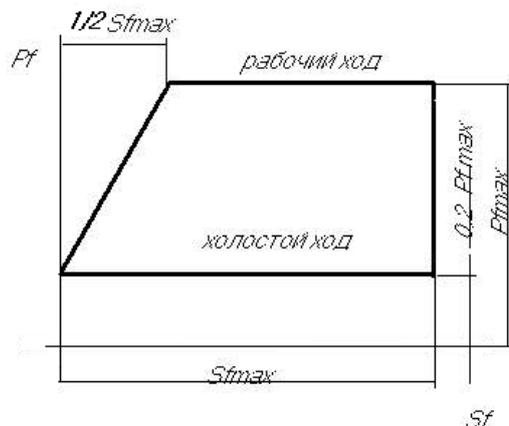
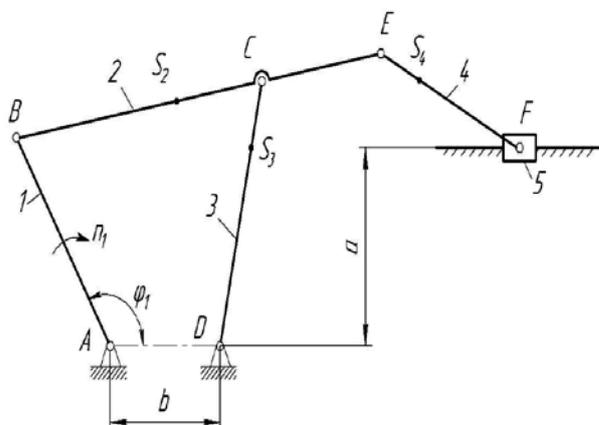
параметры		№№ вариантов									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
масса звеньев, кг	m_2	80	96	120	76	116	96	128	64	68	76
	m_3	60	76	84	60	76	84	112	60	76	84
	m_4	32	28	30	26	36	34	38	30	26	28
	m_5	180	185	190	210	230	200	210	190	170	190
моменты инерции, кгм ²	I_{s2}	$I_{si} = 0,175m_i L_i^2$									
	I_{s3}										
	I_{s4}										
Сила сопротивления, Н	P_{fmax}	1400	2300	1800	2350	3000	2500	2200	3500	3200	1900

Механизм № 2



параметры		№№ вариантов									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
длины звеньев в метрах	L_{AB}	0,4	0,35	0,45	0,45	0,5	0,5	0,45	0,45	0,3	0,5
	L_{BC}	1,4	1,5	1,6	1,5	1,7	1,6	1,6	1,4	1,3	1,5
	L_{CD}	1	1,1	1,2	1,3	1,2	1,1	1,3	1,2	1	1,2
	L_{ED}	0,8	0,8	0,8	0,7	0,8	1,7	0,9	0,9	0,8	0,9
	L_{EF}	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	1,85	1,8	1,65	1,6	1,7
	L_{BS2}	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,4	0,4	0,4	0,35	0,45
	L_{CS3}	0,6	0,6	0,7	0,7	0,7	0,6	0,7	0,65	0,6	0,7
	L_{ES4}	0,5	0,55	0,6	0,6	0,65	0,6	0,6	0,55	0,5	0,55
	a	0,2	0,1	0,2	0,1	0,2	0	0,1	0,2	0	0,2
	b	0,1	0,1	0,2	0,2	0,1	0,1	0,2	0,2	0,1	0,1
	c	1,2	1,1	1,2	1,1	1,2	1,1	1,2	1,1	1,2	1,1
n_1 , об/мин		280	230	300	160	250	270	240	290	260	200
№ положения механизма для силового расчета		2	5	8	11	9	10	4	6	3	10
параметры		№№ вариантов									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
масса звеньев, кг	m_2	75	80	95	90	80	75	80	70	80	70
	m_3	55	65	65	90	80	90	100	80	100	60
	m_4	44	60	65	60	70	70	60	50	60	60
	m_5	70	95	75	50	80	30	40	30	40	25
моменты инерции, кгм ²	I_{S2}	$I_{si} = 0,175m_i L_i^2$									
	I_{S3}										
	I_{S4}										
сила сопротивления, Н	P_{fmax}	2500	2400	2200	2100	2000	2300	3000	2500	2000	2200

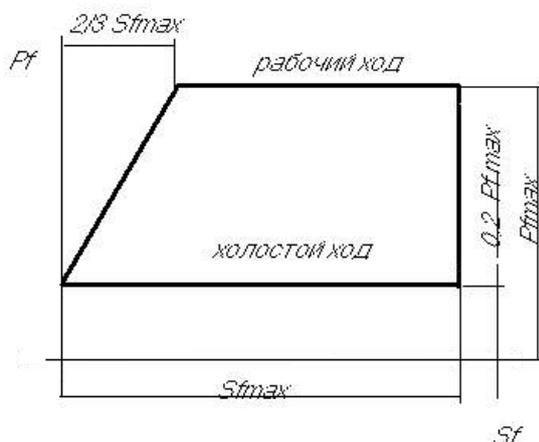
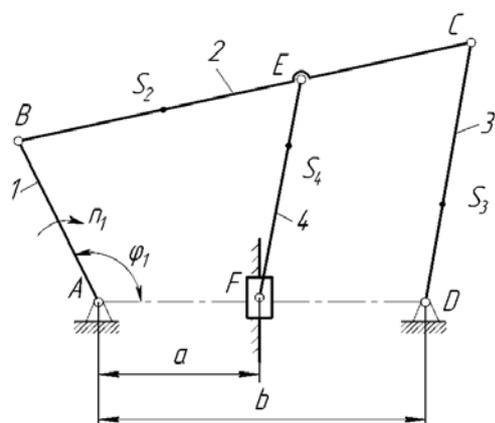
Механизм № 3



параметры		№№ вариантов									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
длины звеньев в метрах	L_{AB}	0,5	0,5	0,35	0,45	0,35	0,45	0,4	0,4	0,3	0,3
	L_{BC}	1,8	1,8	1,7	1,7	1,5	1,8	1,7	1,7	1,6	1,4
	L_{CD}	1,65	1,6	1,5	1,5	1,3	1,6	1,4	1,45	1,5	1,2
	L_{CE}	0,2	0,25	0,2	0,2	0,25	0,25	0,3	0,25	0,3	0,2
	L_{EF}	1,9	1,95	1,85	2	1,8	1,9	1,9	1,8	1,9	1,6
	L_{BS2}	0,75	0,8	0,75	0,8	0,7	0,7	0,8	0,65	0,7	0,6
	L_{CS3}	0,9	0,85	0,75	0,9	0,8	0,9	0,9	0,8	0,8	0,7
	L_{FS4}	0,8	0,8	0,7	0,8	0,6	0,75	0,7	0,7	0,75	0,5
	a	0,8	0,4	0,5	0,5	0,7	0,7	0,6	0,6	0,4	0,8
b	2	2,4	2,2	2,2	1,8	2,1	2	2,1	2,2	1,6	
n_1 , об/мин		300	260	220	170	180	250	290	150	200	250
№ положения механизма для силового расчета		8	10	7	3	5	2	11	6	9	10

параметры		№№ вариантов									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Массы звеньев, кг	m_2	80	100	100	90	110	80	90	80	80	90
	m_3	100	110	120	100	100	100	110	100	120	100
	m_4	60	70	80	90	90	80	80	70	80	60
	m_5	50	40	50	60	50	40	60	50	40	50
моменты инерции, кгм ²	I_{S2}	$I_{si} = 0,175m_i L_i^2$									
	I_{S3}										
	I_{S4}										
Сила сопротивления, Н	P_{fmax}	2000	2100	2200	2300	2400	2300	2200	2100	2000	2200

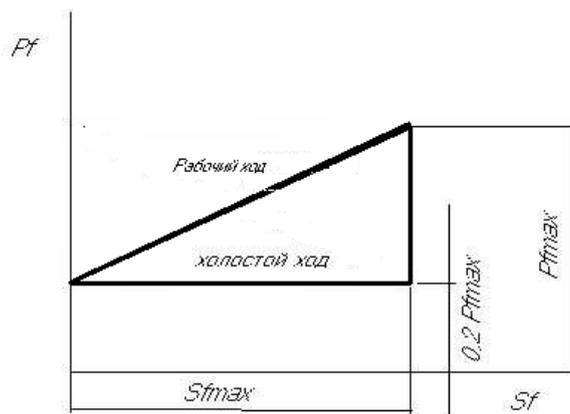
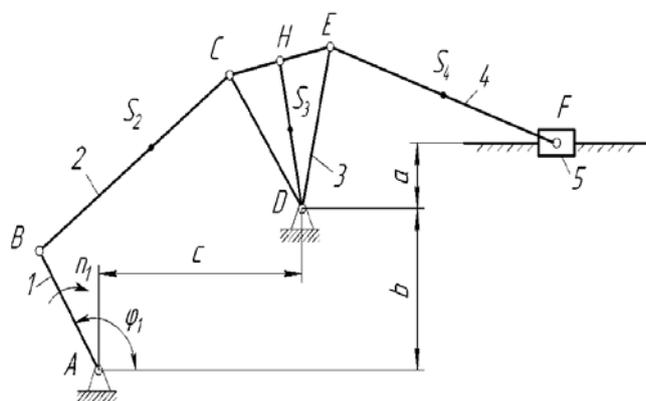
Механизм № 4



параметры		№№ вариантов									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
длины звеньев в метрах	L_{AB}	0,4	0,5	0,3	0,5	0,6	0,4	0,45	0,55	0,6	0,5
	L_{BC}	1,4	1,5	1,55	1,5	1,4	1,45	1,4	1,5	1,55	1,45
	L_{CD}	1,2	1,3	1,8	1,3	1,2	1,25	1,2	1,3	1,25	1,25
	L_{BE}	0,6	0,75	0,7	0,75	0,7	0,6	0,6	0,7	0,7	0,7
	L_{EF}	1,9	1,85	1,8	1,85	1,8	1,8	1,95	1,9	1,85	2
	L_{BS2}	0,5	0,7	0,7	0,7	0,7	0,6	0,5	0,6	0,7	0,6
	L_{CS3}	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
	L_{ES4}	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,65	0,65	0,65	0,65
	a	0,9	0,8	0,9	0,8	1	1	0,7	0,6	0,7	0,6
	b	1,8	1,6	1,8	1,6	1,6	1,6	1,7	1,6	1,7	1,8
n_1 , об/мин		280	170	260	200	190	210	190	250	300	240
№ положения механизма для силового расчета		10	6	8	11	9	5	7	2	3	4

параметры		№№ вариантов									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
массы звеньев, кг	m_2	83	82	80	78	77	75	73	72	70	68
	m_3	62	61	60	59	58	56	55	54	52	51
	m_4	54	60	60	59	58	56	55	54	52	51
	m_5	93	92	90	88	87	85	83	82	80	78
моменты инерции, кгм ²	I_{S2}	$I_{si} = 0,175m_i L_i^2$									
	I_{S3}										
	I_{S4}										
Сила сопротивления, Н	P_{fmax}	3000	2800	2500	2000	1800	2460	2500	2300	2800	3100

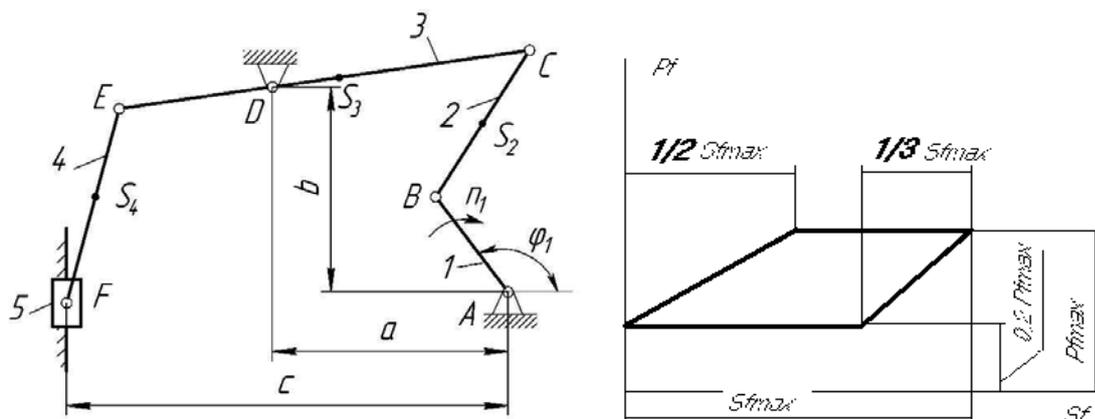
Механизм № 5



параметры		№№ вариантов									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
длины звеньев в метрах	L_{AB}	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,5	0,45	0,4	0,35	0,3
	L_{BC}	1,4	1,5	1,6	1,55	1,65	1,7	1,65	1,6	1,5	1,45
	$L_{CD}=L_{ED}$	0,6	0,7	0,7	0,7	0,8	0,8	0,8	0,8	0,7	0,6
	L_{CE}	0,6	0,6	0,6	0,7	0,7	0,8	0,7	0,6	0,6	0,6
	L_{EF}	1,5	1,6	1,6	1,7	1,7	1,8	1,8	1,9	1,8	1,7
	L_{BS2}	0,7	0,75	0,8	0,7	0,8	0,85	0,7	0,7	0,7	0,7
	L_{HS3}	0,15	0,2	0,2	0,2	0,25	0,25	0,25	0,2	0,2	0,15
	L_{ES4}	0,5	0,55	0,6	0,6	0,65	0,7	0,7	0,75	0,7	0,6
	a	0,5	0,4	0,3	0,2	0,3	0,5	0,4	0,3	0,2	0,2
	b	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,5	1,4	1,4	1,3	0,2
c	0,9	0,9	0,9	0,9	0,8	0,8	0,8	0,7	0,7	0,7	
n_1 , об/мин		280	250	220	200	180	150	100	250	220	200
№ положения механизма для силового расчета		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11

параметры		№№ вариантов									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
массы звеньев, кг	m_2	100	90	140	140	130	140	120	110	80	100
	m_3	80	90	80	80	80	90	90	90	80	80
	m_4	100	110	120	160	120	110	100	110	120	130
	m_5	60	70	80	100	90	70	80	60	70	50
моменты инерции, кгм ²	I_{S2}	$I_{si} = 0,175m_iL_i^2$									
	I_{S3}										
	I_{S4}										
Сила сопротивления, Н	P_{fmax}	2500	2800	3100	2800	2500	2460	3000	2300	2000	1800

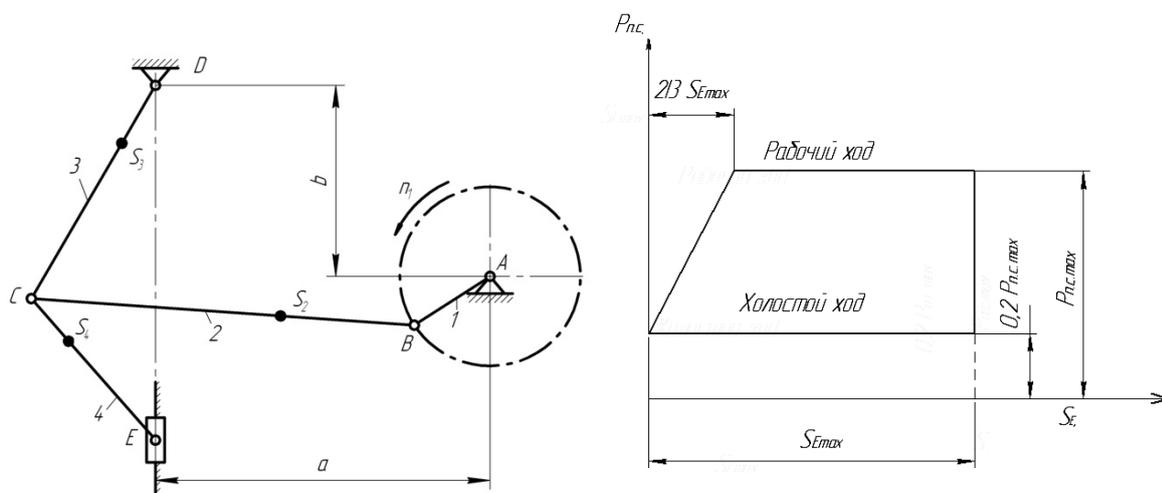
Механизм № 6



параметры		№№ вариантов									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
длины звеньев в метрах	L_{AB}	0,45	0,55	0,65	0,6	0,7	0,3	0,25	0,4	0,5	0,8
	L_{BC}	2,0	2,1	2,2	2,25	3,0	1,7	1,9	2,0	2,15	3,5
	L_{CD}	0,9	1,3	1,6	1,75	2,5	0,8	0,75	1,0	1,6	3,0
	L_{ED}	0,4	0,6	0,7	0,75	1,0	0,4	0,3	0,4	0,75	1,0
	L_{EF}	1,2	1,5	1,8	2,0	2,0	0,9	0,8	1,5	1,8	2,5
	L_{BS2}	0,9	1,0	1,1	1,1	1,4	0,9	0,5	1,0	1,0	1,25
	L_{DS3}	0,4	0,5	0,6	0,5	1,0	0,3	0,3	0,3	0,45	1,0
	LF_{S4}	0,5	0,6	0,8	0,9	0,9	0,4	0,4	0,7	0,8	1,2
	a	0,8	1,2	1,4	1,6	1,7	0,7	0,65	1,2	1,4	2,0
	b	1,5	1,8	1,9	2,0	2,2	1,2	0,9	1,5	1,9	2,5
c	2,0	2,3	2,3	3,0	3,0	2,0	1,3	2,1	2,7	4,0	
n_1 , об/мин		250	260	180	300	220	140	250	140	190	100
№ положения механизма для силового расчета		3	2	6	4	5	10	7	8	9	5

параметры		№№ вариантов									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Массы звеньев, кг	m_2	96	110	140	189	190	150	160	100	110	90
	m_3	130	150	180	180	230	140	170	110	120	160
	m_4	120	130	150	115	130	150	160	100	130	110
	m_5	90	80	100	110	120	70	80	90	80	90
моменты инерции, кгм ²	I_{S2}	$I_{si} = 0,175m_i L_i^2$									
	I_{S3}										
	I_{S4}										
сила сопротивления, Н	P_{fmax}	1500	1800	2000	2200	2500	2400	2600	2800	3000	3200

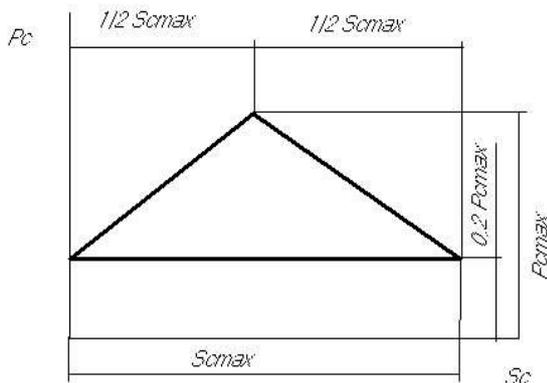
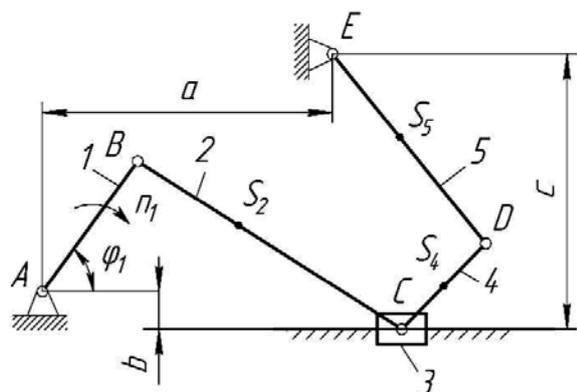
Механизм № 7



параметры		№ вариантов									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
длины звеньев в метрах	L_{AB}	0,44	0,43	0,42	0,41	0,4	0,39	0,38	0,38	0,37	0,36
	L_{BC}	2,08	2,04	2	1,96	1,92	1,88	1,83	1,79	1,75	1,71
	L_{CD}	1,56	1,53	1,5	1,47	1,44	1,41	1,37	1,34	1,31	1,28
	L_{CE}	1,56	1,53	1,5	1,47	1,44	1,41	1,37	1,34	1,31	1,28
	L_{BS2}	0,69	0,67	0,66	0,65	0,63	0,62	0,6	0,59	0,58	0,56
	L_{DS3}	0,51	0,5	0,49	0,48	0,47	0,46	0,45	0,44	0,43	0,42
	L_{CS4}	0,51	0,5	0,49	0,48	0,47	0,46	0,45	0,44	0,43	0,42
	a	1,66	1,63	1,6	1,57	1,54	1,5	1,46	1,43	1,4	1,37
	b	1,56	1,53	1,5	1,47	1,44	1,41	1,37	1,34	1,31	1,28
n_1 , об/мин	190	250	160	150	170	275	270	300	265	210	
№ положения механизма для силового расчета	5	4	5	7	7	8	7	4	5	7	

параметры		№№ вариантов									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
массы звеньев, кг	m_2	190	140	130	150	90	100	120	110	130	100
	m_3	90	50	40	80	50	70	60	60	70	50
	m_4	130	90	70	110	70	80	70	80	90	60
	m_5	40	40	35	45	30	30	40	40	35	45
моменты инерции, кгм ²	I_{S2}	$I_{si} = 0,175m_i L_i^2$									
	I_{S3}										
	I_{S4}										
сила сопротивления, Н	$P_{e\ max}$	1600	1700	1900	2000	2200	2000	1800	1500	1400	1000

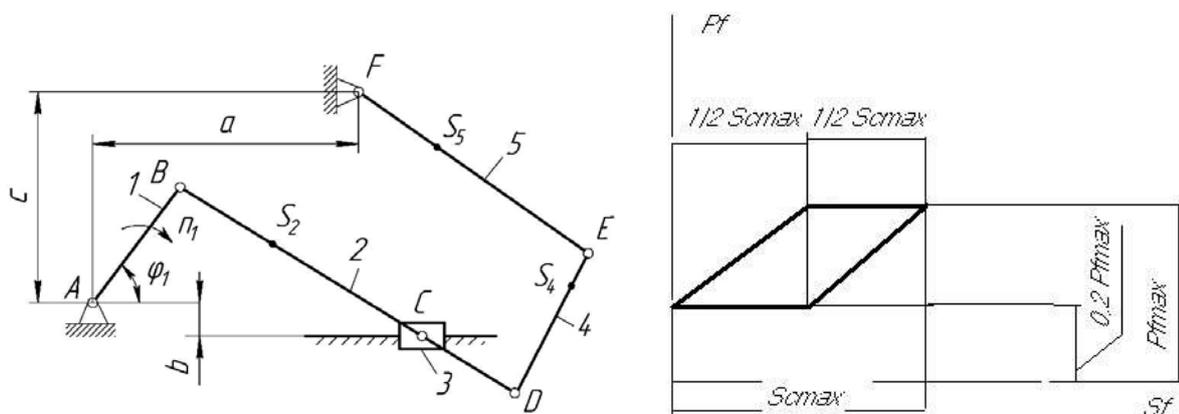
Механизм № 8



параметры		№№ вариантов									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
длины звеньев в метрах	L_{AB}	0,5	0,45	0,3	0,5	0,2	0,3	0,4	0,25	0,35	0,35
	L_{BC}	2	2,1	1,3	2,5	1,2	1,5	2	1,25	1,5	1,7
	L_{CD}	0,8	0,6	0,6	0,9	0,4	0,5	0,6	0,5	0,7	0,7
	L_{ED}	1,5	1,8	1	2	0,8	1,3	1,7	0,9	1,2	1,4
	L_{BS2}	1,1	1,3	0,8	1,4	0,6	0,8	1,2	0,7	0,9	0,9
	L_{CS4}	0,45	0,35	0,35	0,6	0,25	0,25	0,4	0,3	0,4	0,4
	L_{ES5}	0,6	0,75	0,45	0,9	0,3	0,5	0,7	0,4	0,5	0,6
	a	1	1	0,6	1,1	0,5	0,7	0,9	0,6	0,7	0,8
	b	0	0,1	0,2	0	0,1	0,15	0,2	0,15	0	0
	c	1,5	1,8	1	2	0,8	1,3	1,7	0,9	1,2	1,4
n_1 , об/мин		230	200	180	260	250	170	210	270	230	190
№ положения механизма для силового расчета		8	9	10	11	2	7	5	9	3	6

параметры		№№ вариантов									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
массы звеньев, кг	m_2	190	150	160	180	210	170	130	200	180	110
	m_3	60	55	40	70	80	60	60	70	50	50
	m_4	150	143	110	150	160	120	130	140	150	160
	m_5	60	35	40	50	40	55	45	50	50	35
моменты инерции, кгм ²	I_{S2}	$I_{si} = 0,175m_iL_i^2$									
	I_{S4}										
	I_{S5}										
сила сопротивления, Н	$P_{сmax}$	3200	2600	2500	2800	2900	3000	2700	2000	2200	2600

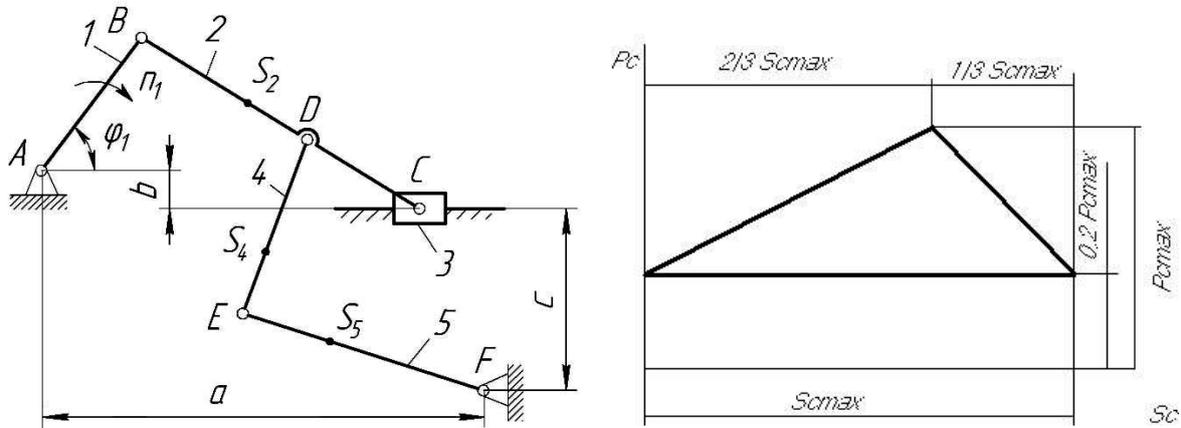
Механизм № 9



параметры		№№ вариантов									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
длины звеньев в метрах	L_{AB}	0,45	0,3	0,3	0,4	0,45	0,5	0,35	0,4	0,25	0,25
	L_{BC}	2	1,8	1,5	2	2,1	2,4	1,8	1,8	1,5	1,4
	L_{CD}	0,3	0,25	0,4	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,2	0,4
	L_{DE}	0,9	0,5	0,5	0,7	0,7	0,8	0,6	0,5	0,4	0,4
	L_{EF}	0,9	0,5	0,5	0,7	0,7	0,8	0,6	0,5	0,4	0,4
	L_{BS2}	1,3	1	0,9	1,2	1,3	1,5	1,1	1,1	0,8	0,8
	L_{DS4}	0,6	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,35	0,3	0,25	0,3
	L_{FS5}	0,6	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,35	0,3	0,25	0,3
	a	2,2	2	1,7	2,3	2,4	2,6	2	2	1,8	1,6
	b	0,15	0,15	0,2	0,25	0	0	0,2	0,1	0,1	0
c	1,2	0,7	0,6	1	0,9	1	1	0,6	0,6	0,5	
n_1 , об/мин		250	200	150	270	260	220	200	180	275	280
№ положения механизма для силового расчета		8	10	7	11	6	5	4	3	2	9

параметры		№№ вариантов									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
масса звеньев, кг	m_2	150	110	120	150	140	100	130	110	120	130
	m_3	30	35	50	45	35	40	30	45	30	50
	m_4	50	40	70	80	75	60	65	80	50	70
	m_5	140	60	80	120	130	80	100	70	90	90
моменты инерции, кгм ²	I_{S2}	$I_{si} = 0,175m_i L_i^2$									
	I_{S4}										
	I_{S5}										
сила сопротивления, Н	$P_{c\ max}$	3000	2600	2800	2600	2800	2000	2400	2200	2400	2200

Механизм № 10



параметры		№№ вариантов									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
длины звеньев в метрах	L_{AB}	0,35	0,45	0,4	0,55	0,5	0,45	0,4	0,3	0,3	0,45
	L_{BC}	1,8	1,9	1,8	2,6	2,4	2,1	2,0	1,4	1,5	1,9
	L_{BD}	0,9	1,0	1,0	1,2	1,1	0,9	1,0	0,8	0,7	1,0
	L_{ED}	0,7	0,9	0,9	1,0	0,9	0,8	1,0	0,6	0,8	0,9
	L_{EF}	1,1	0,9	1,0	1,3	1,2	1,0	1,1	0,7	0,9	0,9
	L_{BS2}	0,6	0,5	0,7	0,8	0,7	0,5	0,6	0,4	0,5	0,5
	L_{DS4}	0,4	0,6	0,5	0,6	0,45	0,5	0,5	0,4	0,4	0,6
	L_{FS5}	0,6	0,5	0,4	0,6	0,6	0,5	0,6	0,4	0,4	0,5
	a	1,8	1,8	1,7	2,2	2	1,9	1,8	1,4	1,4	1,8
	b	0,1	0,2	0	0	0,1	0,15	0,2	0,2	0,1	0,2
	c	0,7	1,0	0,8	1,1	0,9	0,8	1,0	0,6	0,7	1,0
n_1 , об/мин		200	210	150	160	250	180	170	190	260	210
№ положения механизма для силового расчета		8	10	3	5	7	2	9	6	8	4

параметры		№№ вариантов									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
массы звеньев, кг	m_2	200	180	170	180	190	210	150	130	190	110
	m_3	45	35	40	55	60	70	50	45	50	40
	m_4	180	150	140	130	150	160	110	90	170	80
	m_5	230	190	170	160	180	200	140	120	210	100
моменты инерции, кгм ²	I_{S2}	$I_{si} = 0,175m_iL_i^2$									
	I_{S4}										
	I_{S5}										
сила сопротивления, Н	$P_{c_{max}}$	2900	2500	2900	2800	3000	2700	2600	2500	2700	2400

1.1 Кинематический анализ механизма

1.1.1 Определение степени подвижности и класса механизма

Степень подвижности механизма определяется по формуле Чебышева.

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_1 - p_2,$$

Где: n – число подвижных звеньев; p_1 – число одноподвижных кинематических пар; p_2 – число двухподвижных кинематических пар.

Предварительно необходимо определить число и названия подвижных звеньев; число и вид кинематических пар.

Для определения класса механизма необходимо произвести структурный анализ механизма — это значит установить, из каких структурных групп (первичного механизма и групп Ассура) состоит данный механизм и в какой последовательности эти группы присоединяются друг к другу. Класс механизма в целом определяется классом самой сложной его структурной группы. Последовательность присоединения групп называется формулой строения механизма и записывается в виде: ПМ (0;1) → Гр II (2;3) → Гр II (4;5)

Пример 1. Определить степень подвижности и класс механизма (рис. 1.1)

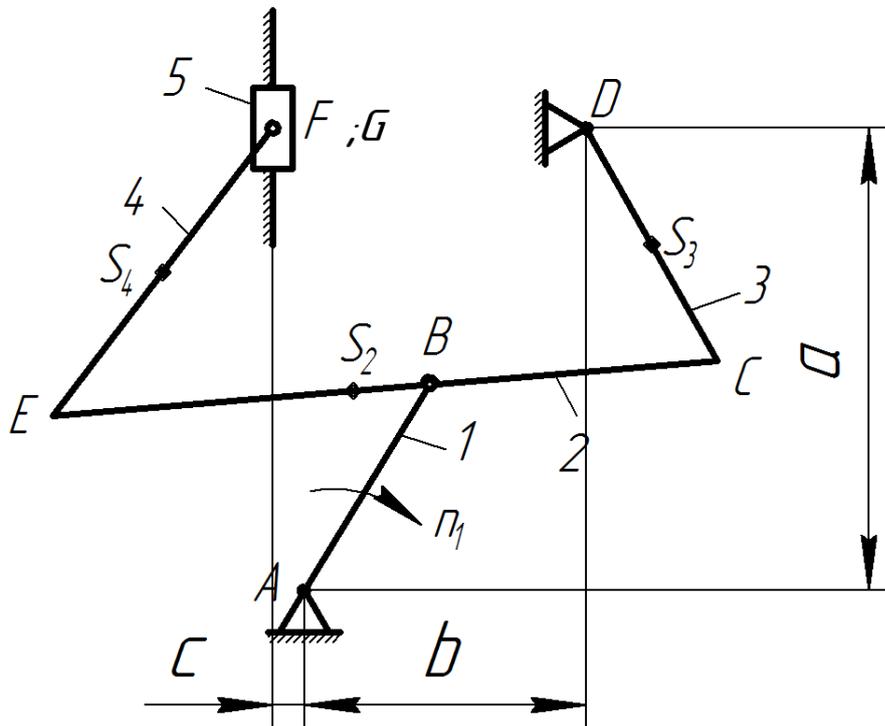


Рис. 1.1

Механизм имеет пять подвижных звеньев. Названия звеньев: 1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – коромысло; 4 – шатун; 5 – ползун. Стойка принята за нулевое звено. Звенья соединены между собой семью

одноподвижными кинематическими парами. Данные о кинематических парах сводим в таблицу (1.1).

Таблица 1.1

обозначение КП	Шифр КП	номера звеньев, образующих КП	характер относительного движения звеньев КП	класс КП
A	[1B]	0 и 1	вращательное	V
B	[1B]	1 и 2	вращательное	V
C	[1B]	2 и 3	вращательное	V
D	[1B]	3 и 0	вращательное	V
E	[1B]	3 и 4	вращательное	V
F	[1B]	4 и 5	вращательное	V
G	[1П]	5 и 0	поступательное	V

Определяем подвижность механизма по формуле:

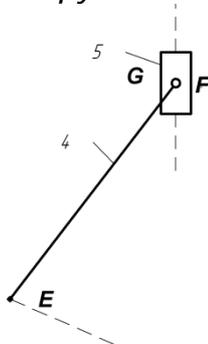
$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_1 - p_2$$

где $n = 5$ - число подвижных звеньев; $p_1 = 7$ — число одноподвижных кинематических пар; $p_2 = 0$ - число двухподвижных кинематических пар. Тогда: $W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$

Раскладываем механизм на структурные группы.

Прежде всего, отсоединяем группу Ассура, состоящую из звеньев 4 и 5 и трех кинематических пар: вращательных F и E и поступательной G.

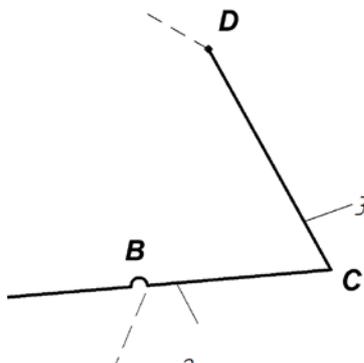
Степень подвижности этой группы после присоединения к стойке:



Группа 4 – 5 является группой II класса II порядка.

Затем отсоединяем группу, состоящую из звеньев 2 и 3 и трех вращательных пар B, C и D. Степень подвижности этой группы после присоединения к стойке:

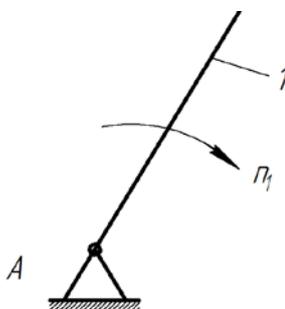
$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_1 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$$



Это группа II класса II порядка.

После отсоединения указанных групп остался первичный механизм, состоящий из кривошипа 1, присоединенного к стойке кинематической парой A и обладающий степенью подвижности

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_1 = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1$$



В целом рассматриваемый механизм является механизмом II класса. Формула строения механизма имеет вид:

$$\text{ПМ } (0;1) \rightarrow \text{II } (2;3) \rightarrow \text{II } (4;5)$$

1.1.2 Построение планов положений механизма

В верхнем левом углу чертежа строятся планы положений механизма для двенадцати положений. За начальное следует принять положение кривошипа AB, соответствующее одному из крайних положений ползуна. Точкам, соответствующим этому положению приписывается индекс «1» или «0». Нумерация точек для последующих положений механизма производится по направлению вращения кривошипа.

Так как кривошип вращается с постоянной угловой скоростью, то при выполнении построений окружность радиуса AB делится 12 равных частей. Планы положений механизмов второго класса строятся методом засечек в последовательности, соответствующей формуле строения механизма.

Положение механизма, для которого выполняются кинематический и силовой расчеты, обводится утолщенной линией, все остальные построения выполняются в тонких линиях.

Для построения планов положений необходимо выбрать масштабный коэффициент длин, который определяется по формуле:

$$\mu_l = \frac{l_{AB}}{AB} \text{ [м/мм]}, \quad (1.1)$$

где: l_{AB} – действительная длина звена в метрах; AB – изображающий ее отрезок на чертеже в мм.

Шатунная кривая (траектория) точки S_2 обводится жирной линией.

Пример 2. Построить 12 планов положений механизма (рис. 1.1) и шатунную кривую $t.S_2$, если размеры звеньев: $l_{AB}=0,35$ м; $l_{BC}=0,75$ м; $l_{CD}=l_{CE}=1,45$ м; $l_{EF}=1,35$ м; $l_{BS_2}=0,15$ м; $l_{CS_3}=0,7$ м; $l_{FS_4}=0,75$ м; $a=1,25$ м; $b=0,35$ м; $c=0,4$ м.

Для построения плана принимаем, что длину кривошипа l_{AB} на схеме будет изображать отрезок AB , длина которого равна 35 мм. Тогда масштаб длин плана

$$\mu_l = \frac{l_{AB}}{AB} = \frac{0,35}{35} = 0,01 \left[\frac{\text{м}}{\text{мм}} \right]$$

Вычисляем длины остальных отрезков, которые будем откладывать на чертеже:

$$BC = \frac{l_{BC}}{\mu_l} = \frac{0,75}{0,01} = 75\text{мм}; \quad CE = CD = \frac{l_{CE}}{\mu_l} = \frac{1,45}{0,01} = 145\text{мм}$$

$$EF = \frac{l_{EF}}{\mu_l} = \frac{1,35}{0,01} = 135\text{мм} \quad BS_2 = \frac{l_{BS_2}}{\mu_l} = \frac{0,15}{0,01} = 15\text{мм}$$

$$CS_3 = \frac{l_{CS_3}}{\mu_l} = \frac{0,7}{0,01} = 70\text{мм} \quad FS_4 = \frac{l_{FS_4}}{\mu_l} = \frac{0,75}{0,01} = 75\text{мм}$$

$$a' = \frac{a}{\mu_l} = \frac{1,25}{0,01} = 125\text{мм} \quad b' = \frac{b}{\mu_l} = \frac{0,35}{0,01} = 35\text{мм}$$

$$c' = \frac{c}{\mu_l} = \frac{0,4}{0,01} = 40\text{мм}$$

Наносим на чертеже все неподвижные оси: шарниры A , D и линию движения ползуна F . Из точки A проводим окружность радиусом AB , из точки D - дугу окружности радиусом CD . Разбиваем окружность радиуса AB на двенадцать равных частей. За начальное положение принимаем положение кривошипа AB_0 , соответствующее крайнему верхнему положению ползуна F_0 . Далее нумеруем положения кривошипа по направлению вращения.

Из точки B_0 делаем засечки на дуге радиусом CD и получаем точку C_0 . Соединяем точки C_0 и D_0 ; B_0 и C_0 . На продолжении отрезка C_0B_0 откладываем отрезок B_0E_0 . Таким образом, получили положения звеньев 2 и 3.

Из точки E_0 делаем радиусом EF делаем засечку на оси движения ползуна и получаем точку F_0 . Соединяем точки E_0 и F_0 и получаем положения звеньев 4 и 5.

Далее откладываем центры масс звеньев по заданным размерам.

Аналогично строим второе и все последующие положения механизма.

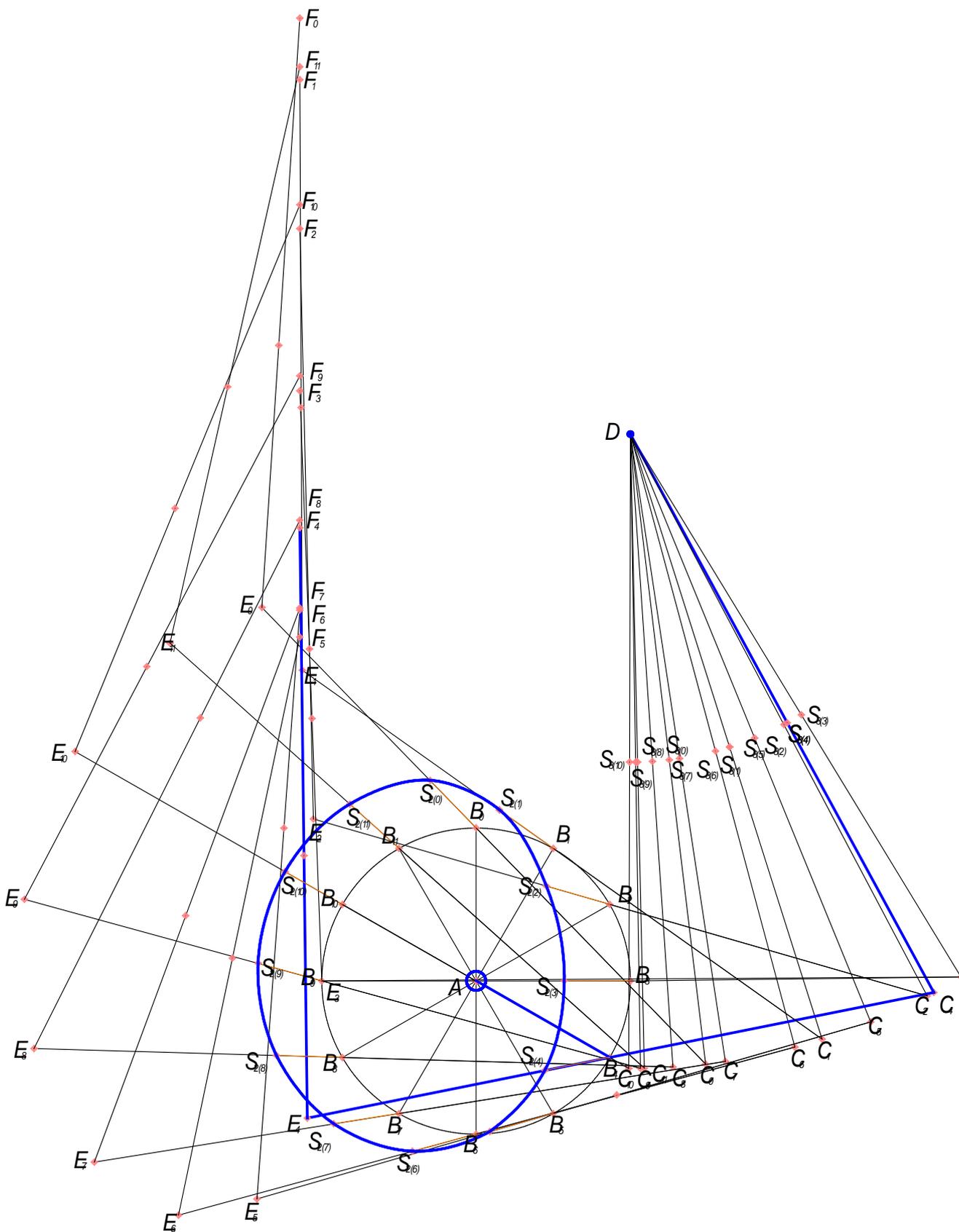


Рис. 1.2

1.3. Построение плана скоростей.

Для построения плана скоростей и ускорений используется известное положение теоретической механики о том, что движение какой-либо точки

звена может быть представлено как сложное, состоящее из двух движений: переносного и относительного. Согласно этому положению составляются векторные уравнения для первичного механизма и групп Ассур (в последовательности, соответствующей формуле строения механизма).

Для скоростей:

$$\bar{V} = \bar{V}_e + \bar{V}_r, \quad (1.2)$$

где V_e - скорость точки в переносном движении; V_r - относительная скорость.

Для определения скоростей и ускорений точек, лежащих на звеньях (например, центров масс звеньев) используется свойство подобия планов скоростей и ускорений.

При построении плана скоростей длину отрезка, изображающего скорость точки B кривошипа AB , рекомендуется принимать от 40 до 60 мм. Масштаб плана скоростей находится по формуле:

$$\mu_v = \frac{V_B}{pb} \left[\frac{м/с}{мм} \right], \quad (1.3)$$

где: V_B - скорость точки B ; pb - отрезок, изображающий эту скорость на плане.

В расчетно-пояснительной записке приводятся все необходимые расчеты для построения плана скоростей, результаты расчетов сводятся в таблицу 1.2.

Таблица 1.2

$V_B, м/с$	$V_C, м/с$	$V_{CB}, м/с$	$V_{CD}, м/с$	$V_E, м/с$	$V_F, м/с$	$V_{FE}, м/с$	$V_G, м/с$	$V_{S2}, м/с$	$V_{S3}, м/с$	$V_{S4}, м/с$	$\omega_2, рад/с$	$\omega_3, рад/с$	$\omega_4, рад/с$

Пример 3. Определить скорости точек и угловые скорости звеньев механизма (рис.1.2) для положения, выделенного утолщенной линией, если размеры звеньев: $l_{AB}=0,35 м$; $l_{BC}= 0,75м$; $l_{CD}= l_{CE} =1,45 м$; $l_{EF}=1,35м$; $l_{BS2}=0,15 м$; $l_{CS3}=0,7 м$; $l_{FS4}=0,75 м$; $a=1,25 м$; $b=0,35 м$; $c=0,4 м$; частота вращения кривошипа $n_1 =230 об/мин$.

Определяем угловую скорость кривошипа AB по формуле:

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 230}{30} = 24 рад / с$$

Согласно теореме о сложении движения абсолютная скорость точки В кривошипа АВ определится:

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA} \quad (1)$$

где $V_A=0$ - переносная скорость т. А, V_{BA} - относительная скорость т. В во вращении вокруг т. А. Т. о., абсолютная скорость совпадает с относительной вращательной, поэтому скорость точки В находим по формуле:

$$V_B = \omega_1 l_{AB} = 24 \cdot 0,35 = 8,4 \text{ м / с}$$

Вектор V_B направлен (рис. 1.3) перпендикулярно к оси звена АВ в сторону его вращения. Масштаб плана скоростей:

$$\mu_v = \frac{V_B}{pb} = \frac{8,4}{65} = 0,13 \left[\frac{\text{м}}{\text{с} \cdot \text{мм}} \right]$$

Для определения скорости точки С воспользуемся векторными уравнениями:

$$\vec{V}_N = \vec{V}_B + \vec{V}_{CB'} \quad (2)$$

$$\vec{V}_C = \vec{V}_D + \vec{V}_{CD} \quad (3)$$

В этих уравнениях скорость V_B известна по величине и направлению, скорость $V_D=0$. Относительные скорости V_{CB} и V_{CD} известны лишь по линии действия: V_{CB} перпендикулярна к звену ВС, V_{CD} перпендикулярна к звену CD.

Для определения скорости V_C через точку b плана скоростей (рис.1.3) проводим перпендикулярно звену ВС линию действия скорости V_{CB} , а через точку d , совпадающую с полюсом p плана скоростей, проводим перпендикулярно звену CD линию действия скорости V_{CD} . На пересечении этих двух линий действия получим точку c — конец вектора скорости V_C :

$$V_C = pc \cdot \mu_v = 44,9 \cdot 0,13 = 5,8 \text{ м / с}$$

План скоростей $\mu_V = 0,13 \frac{M/c}{MM}$

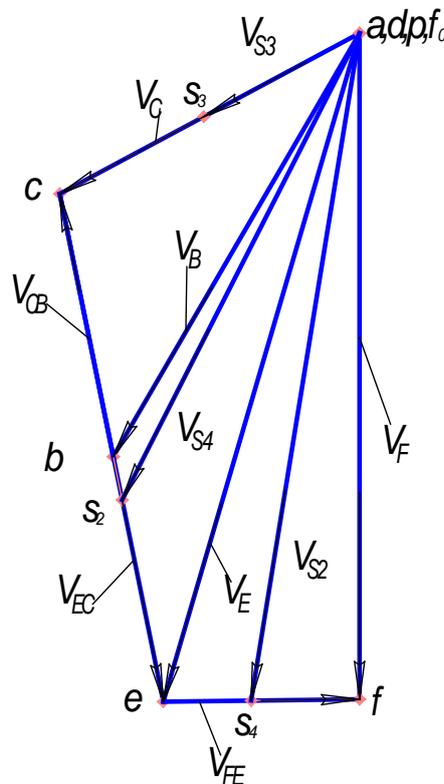


Рис. 1.3

Согласно уравнению (2) вектор bc изображает относительную скорость V_{CB} точки C во вращении вокруг точки B :

$$V_{CB} = bc \cdot \mu_V = 35,6 \cdot 0,13 = 4,6 \text{ м / с}$$

Согласно уравнению (3) вектор pc изображает относительную скорость V_{CD} точки C во вращении вокруг точки D :

$$V_{CD} = V_C = pc \cdot \mu_V = 44,9 \cdot 0,13 = 5,8 \text{ м / с}$$

Согласно свойству планов скоростей находим положение точки e на плане исходя из пропорции:

$$\frac{bc}{BC} = \frac{be}{BE} \rightarrow be = \frac{BE \cdot bc}{BC} = \frac{35,66 \cdot 145}{75} = 68,9 \text{ мм}$$

Определив положение точки e на плане скоростей, находим величину скорости точки E :

$$V_E = pe \cdot \mu_V = 92,6 \cdot 0,13 = 12,02 \text{ м / с}$$

Скорость точки F шатуна EF представим в виде векторной суммы переносной и относительной скоростей. Для ее определения воспользуемся векторными уравнениями:

$$\vec{V}_F = \vec{V}_E + \vec{V}_{FE} \quad (4)$$

$$\vec{V}_F = \vec{V}_{F_0} + \vec{V}_{FF_0}, \quad (5)$$

где F_{FE} – относительная скорость вращения $m. F$ вокруг $m. E$, направленная перпендикулярно шатуну FE ; FF_0 – относительная скорость в поступательном движении $m. F$ относительно неподвижной $m. F_0$.

Для определения скорости V_F через точку e плана скоростей (рис.1.3) проводим перпендикулярно звену EF линию действия скорости V_{FE} , а через точку f_0 , совпадающую с полюсом p плана скоростей, проводим параллельно оси движения ползуна линию действия скорости V_{FF_0} . На пересечении этих двух линий действия получим точку f – конец вектора скорости V_F :

Из плана скоростей определяем величину скорости:

$$V_F = pf \cdot \mu_v = 88,5 \cdot 0,13 = 11,5 \text{ м / с}$$

Вектор ef определяет величину и направление относительной скорости V_{FE} :

$$V_{FE} = ef \cdot \mu_v = 25,9 \cdot 0,13 = 3,4 \text{ м / с}$$

Исходя из теоремы подобия, находим на плане точки s_2, s_3, s_4 , соответствующие центрам тяжести звеньев S_2, S_3 и S_4 . Из полюса p в эти точки проводим векторы. Определяем величины скоростей центров тяжести:

$$V_{S_2} = ps_2 \cdot \mu_v = 69,5 \cdot 0,13 = 9 \text{ м / с}$$

$$V_{S_3} = ps_3 \cdot \mu_v = 23,3 \cdot 0,13 = 3 \text{ м / с}$$

$$V_{S_4} = ps_4 \cdot \mu_v = 89,8 \cdot 0,13 = 11,7 \text{ м / с}$$

Находим величину угловой скорости второго звена по формуле:

$$\omega_2 = \frac{V_{CB}}{l_{BC}} = \frac{4,6}{0,75} = 6,1 \frac{1}{\text{с}}$$

угловая скорость третьего звена:

$$\omega_3 = \frac{V_{\omega}}{l_{\omega}} = \frac{5,8}{1,45} = 4 \frac{1}{c}$$

угловая скорость четвертого звена:

$$\omega_4 = \frac{V_{FE}}{l_{FE}} = \frac{3,4}{1,35} = 2,5 \frac{1}{c}$$

Направления угловых скоростей (рис. 1.5) определяем направлением соответствующих векторов относительных скоростей.

Для определения направления угловой скорости ω_2 мысленно перенесем с плана скоростей вектор относительной скорости V_{CB} в точку С на плане положений механизма. В направлении этого вектора $m.C$ вращается вокруг $m.B$ в данный момент, что и определяет направление угловой скорости звена BC против направления движения часовой стрелки.

Для определения направления угловой скорости ω_3 мысленно перенесем с плана скоростей вектор относительной скорости V_{CD} в точку С на плане положений механизма. В направлении этого вектора $m.C$ вращается вокруг $m.D$ в данный момент, что и определяет направление угловой скорости звена CD по направлению движения часовой стрелки.

Для определения направления угловой скорости ω_4 мысленно перенесем с плана скоростей вектор относительной скорости V_{FE} в точку F на плане положений механизма. В направлении этого вектора $m.F$ вращается вокруг $m.E$ в данный момент, что и определяет направление угловой скорости звена FE по направлению движения часовой стрелки

1.4 Построение планов ускорений.

Согласно теореме о сложении движения составляются векторные уравнения для первичного механизма и групп Ассур (в последовательности, соответствующей формуле строения механизма).

Для ускорений эти уравнения записываются в виде:

$$\bar{a} = \bar{a}_e + \bar{a}_r = \bar{a}_e + \bar{a}^n_r + \bar{a}^t_r \quad (1.4)$$

где a_e - переносное ускорение; a_r - относительное ускорение; $\bar{a}_r^n = \frac{V_r^2}{l_{зв.}}$ - нормальная составляющая относительного ускорения; \bar{a}_r^t - тангенциальная составляющая относительного ускорения.

Масштаб плана ускорений определяется по формуле:

$$\mu_a = \frac{a_B}{p'b'}, \left[\frac{м/с^2}{мм} \right], \quad (1.5)$$

где: a_B - ускорение точки B , $p'b'$ - отрезок, изображающий это ускорение на плане. Длину этого отрезка также рекомендуется принимать не менее 40 мм.

В расчетно-пояснительной записке приводятся все необходимые расчеты для построения плана ускорений, результаты расчетов сводятся в таблицу 1.3.

Таблица 1.3

$a_B, м/с^2$	$a_C, м/с^2$	$a_{CB}, м/с^2$	$a_{CD}, м/с^2$	$a_E, м/с^2$	$a_F, м/с^2$	$a_{FE}, м/с^2$	$a_G, м/с^2$	$a_{S2}, м/с^2$	$a_{S3}, м/с^2$	$a_{S4}, м/с^2$	$\varepsilon_2, рад/с^2$	$\varepsilon_3, рад/с^2$	$\varepsilon_4, рад/с^2$

Пример 4. Определить ускорения точек и угловые ускорения и звеньев механизма (рис.1.2) для положения, выделенного утолщенной линией, если размеры звеньев: $l_{AB}=0,35 м$; $l_{BC}= 0,75м$; $l_{CD}= l_{CE} =1,45 м$; $l_{EF}=1,35м$; $l_{BS2}=0,15 м$; $l_{CS3}=0,7 м$; $l_{FS4}=0,75 м$; $a=1,25 м$; $b=0,35 м$; $c=0,4 м$; частота вращения кривошипа $n_1 =230 об/мин$.

Запишем векторное уравнение для определения ускорения точки B :

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^t \quad (6)$$

Поскольку звено AB вращается равномерно и точка A неподвижна, то $\bar{a}_A = 0$ и $\bar{a}_{BA}^t = 0$, т.о., точка B имеет только нормальное ускорение, которое направлено по звену AB к центру вращения. Величина этого ускорения:

$$a_B = a_{BA}^n = \omega_1^2 \cdot l_{AB} = 24^2 \cdot 0,35 = 201,6 м / с^2$$

Принимаем длину отрезка $p'b'$, изображающего вектор ускорения a_B , равной 70 мм (рис.1.4) Тогда масштаб плана ускорений

$$\mu_a = \frac{a_B}{p'b'} = \frac{201,6}{70} = 2,8 \text{ м / с}^2 \cdot \text{мм}$$

Из произвольной точки p' , принятой за полюс плана ускорений, откладываем параллельно звену AB в направлении от точки B к точке A отрезок $p'b'$.

Ускорения точек A и D механизма равны нулю, следовательно, точки a' и d' будут совпадать с полюсом плана ускорений.

Рассматриваем движение точки C со звеньями BC и CD и составляем векторные уравнения:

$$\bar{a}_C = \bar{a}_B + \bar{a}_{CB}^n + \bar{a}_{CB}^r \quad (7)$$

$$\bar{a}_C = \bar{a}_D + \bar{a}_{CD}^n + \bar{a}_{CD}^r \quad (8)$$

В этих уравнениях ускорение a_B известно по величине и по направлению, ускорение $a_D = 0$.

Определяем величины нормальных ускорений:

$$\bar{a}_{CB}^n = \frac{V_{CB}^2}{l_{CB}} = \frac{4,6^2}{0,75} = 28,2 \text{ м / с}^2$$

$$\bar{a}_{CD}^n = \frac{V_{CD}^2}{l_{CD}} = \frac{5,8^2}{1,45} = 23,2 \text{ м / с}^2$$

Ускорение \bar{a}_{CB}^n направлено по оси звена CB от точки C к точке B , ускорение \bar{a}_{CD}^n - по оси звена DC от точки C к точке D .

Относительные тангенциальные ускорения известны только по линиям их действия. Ускорение \bar{a}_{CB}^r перпендикулярно звену CB , а ускорение \bar{a}_{CD}^r перпендикулярно звену DC . Величины и направления тангенциальных ускорений определяем путем построения плана ускорений.

От точки b' плана ускорений откладываем вектор $b'n_1$ изображающий ускорение \bar{a}_{CB}^n . Длина этого отрезка

$$b'n_1 = \frac{a_{CB}^n}{\mu_a} = \frac{28,2}{2,8} = 10,4 \text{ мм}$$

Через точку n_1 проводим линию действия тангенциального ускорения \bar{a}_{CB}^r .

Затем от точки d' плана ускорений, совпадающей с полюсом p' откладываем вектор $d'n_2$, изображающий ускорение \bar{a}_{CD}^n . Определим длину этого отрезка:

$$d'n_2 = \frac{a_{CD}^n}{\mu_a} = \frac{23,2}{2,8} = 8,2 \text{ мм}$$

Через точку n_2 проводим линию действия тангенциального ускорения \bar{a}_{ND}^r .

На пересечении линий действия ускорений \bar{a}_{NB}^r и \bar{a}_{ND}^r получим точку c — конец вектора $p's'$, изображающего абсолютное ускорение a_c , которое совпадает с относительным $a_{c:D}$

$$a_c = a_{c:D} = p's' \cdot \mu_a = 63,7 \cdot 2,8 = 178,36 \text{ м / с}^2$$

Точка c' определяет также концы векторов n_1c' и n_2c' тангенциальных ускорений \bar{a}_{NB}^r и \bar{a}_{ND}^r :

$$\bar{a}_{NB}^r = n_1c' \cdot \mu_a = 56,8 \cdot 2,8 = 159,04 \text{ м / с}^2$$

$$\bar{a}_{ND}^r = n_2c' \cdot \mu_a = 63,2 \cdot 2,8 = 176,96 \text{ м / с}^2$$

Вектор $b's'$ изображает полное относительное ускорение a_{cB} точки C во вращении вокруг точки B :

$$\bar{a}_{cB} = b's' \cdot \mu_a = 57,8 \cdot 2,8 = 161,84 \text{ м / с}^2$$

Находим положение точки e' на плане ускорений исходя из пропорции

$$\frac{b'c'}{BC} = \frac{b'e'}{BE} \Rightarrow b'e' = \frac{b'c' \cdot BE}{BC} = \frac{145 \cdot 57,8}{75} = 111,7 \text{ мм}$$

Из полюса плана в точку e проводим вектор и определяем ускорение точки E

$$\bar{a}_E = p'e' \cdot \mu_a = 108,7 \cdot 2,8 = 178,36 \text{ м / с}^2$$

План ускорений $\mu_a = 2,8 \frac{M}{c^2 MM}$

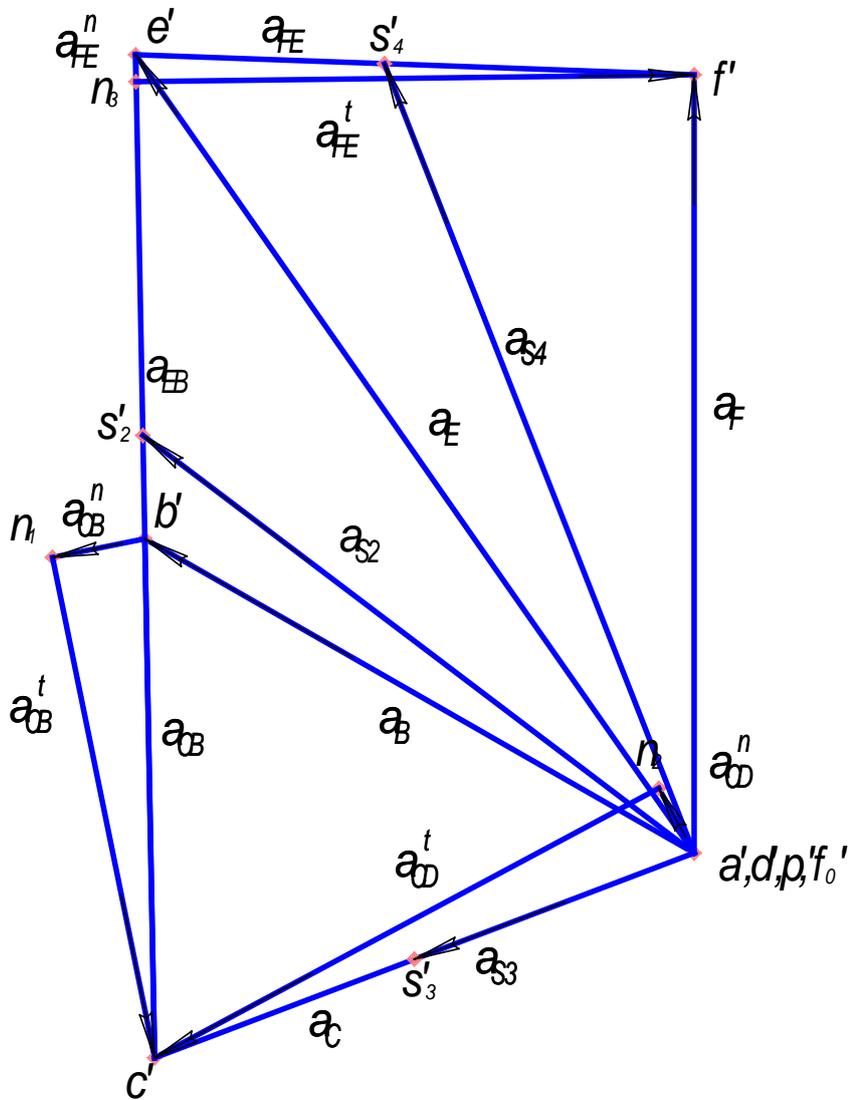


Рис. 1.4

Для определения ускорения точки F воспользуемся векторными уравнениями:

$$\bar{a}_F = \bar{a}_E + \bar{a}_{FE}^n + \bar{a}_{FE}^t \quad (9)$$

$$\bar{a}_F = \bar{a}_F + \bar{a}_{FF_0} \quad (10)$$

где нормальное ускорение

$$\bar{a}_{FE}^n = \frac{V_{FE}^2}{l_{FE}} = \frac{3,31^2}{1,35} = 8,06 M / c^2$$

направлено по оси звена EF от точки F к точке E .

От точки e' плана ускорений откладываем вектор $e'n_3$, изображающий нормальное ускорение \bar{a}_{FE}^n , предварительно определив длину этого отрезка:

$$e'n_3 = \frac{a_{FE}^n}{\mu_a} = \frac{8,06}{2,8} = 2,8\text{мм}$$

Из точки n_3 перпендикулярно звену EF проводим линию действия тангенциального ускорения \bar{a}_{FE}^t . Поскольку ускорение a_{FO} равно нулю, то точка f_0' на плане ускорений совпадает с полюсом p' . Через точку f_0' параллельно оси направляющих ползуна проводим линию действия ускорения a_{FF_0} . Точка f' пересечения этих линий действия определяет конец вектора, изображающего абсолютное ускорение точки F :

$$a_F = p'f' \cdot \mu_a = 86,6 \cdot 2,8 = 242,48\text{м} / \text{с}^2$$

Точка f' определяет также концы векторов n_3f' и $e'f'$, изображающих тангенциальное \bar{a}_{FE}^t и полное относительное a_{FE} ускорения:

$$a_{FE} = e'f' \cdot \mu_a = 61,6 \cdot 2,8 = 172,48\text{м} / \text{с}^2$$

$$\bar{a}_{FE}^t = n_3f' \cdot \mu_a = 61,5 \cdot 2,8 = 349,2\text{м} / \text{с}^2$$

Вектор $f_0'f'$ ускорения a_{FF_0} совпадает с вектором $p'f'$ абсолютного ускорения точки F . Следовательно,

$$a_{FF_0} = a_F = p'f' \cdot \mu_a = 86,6 \cdot 2,8 = 242,48\text{м} / \text{с}$$

Зная положения центров тяжести S_2, S_3, S_4 на звеньях по аналогии с планом скоростей находим по правилу подобия соответствующие им точки s'_2, s'_3, s'_4 на плане ускорений. Соединяем полученные точки с полюсом плана ускорений и определяем ускорения центров тяжести:

$$a_{S_2} = p's'_2 \cdot \mu_a = 76,2 \cdot 2,8 = 213,36\text{м} / \text{с}^2$$

$$a_{S_3} = p's'_3 \cdot \mu_a = 33 \cdot 2,8 = 92,4\text{м} / \text{с}^2$$

$$a_{S_4} = p's'_4 \cdot \mu_a = 94,3 \cdot 2,8 = 264,04\text{м} / \text{с}^2$$

Определяем угловые ускорения звеньев

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^t}{l_{BC}} = \frac{159,04}{0,75} = 212,05 \frac{1}{\text{с}^2}$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{CD}^t}{l_{DC}} = \frac{176,96}{1,45} = 122,04 \frac{1}{\text{с}^2}$$

$$\varepsilon_4 = \frac{\bar{a}_{FE}^t}{l_{FE}} = \frac{349,16}{1,35} = 258,6 \frac{1}{\text{с}^2}$$

Направления угловых ускорений (рис. 1.5) определяем направлением соответствующих векторов тангенциальных ускорений по аналогии с определением угловых скоростей.

План положений механизма $\mu_l = 0,01 \frac{M}{MM}$

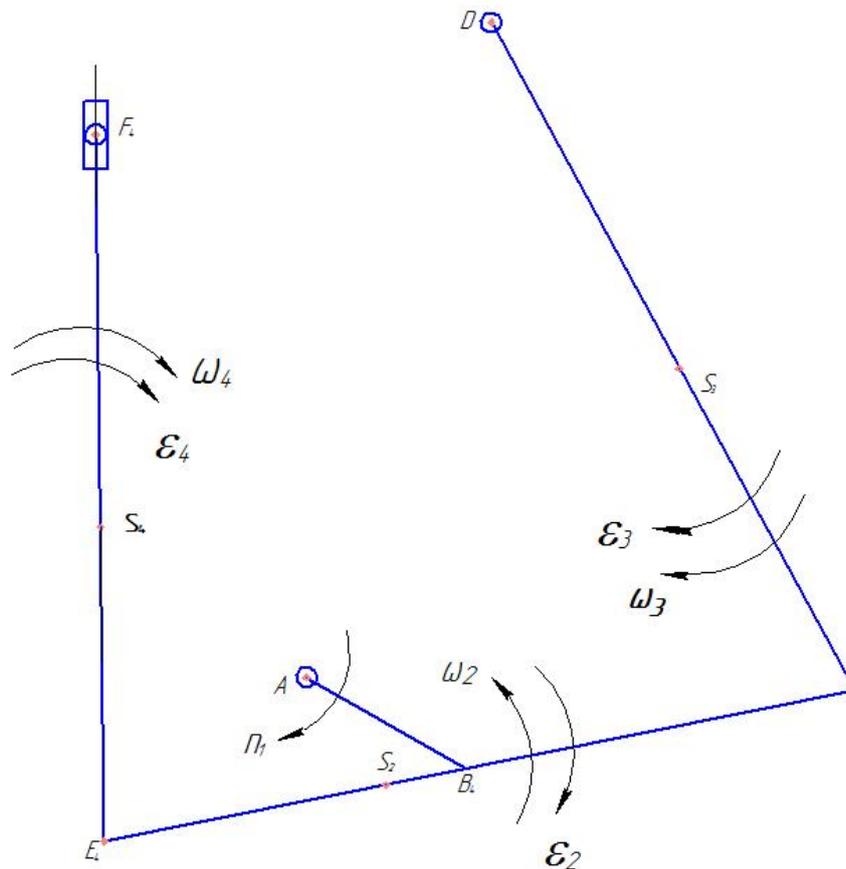


Рис. 1.5

1.2 Силовой анализ рычажного механизма

1.2.1 Силовой расчет механизма методом планов сил

Схема механизма в заданном положении вычерчивается отдельно. На этой схеме следует показать все силы, действующие на звенья – силы тяжести, силы и моменты инерции, силу сопротивления – т.е. составить схему нагружения механизма.

Определяя инерционную нагрузку звеньев механизма, следует иметь в виду, что в общем случае система сил инерции приводится к главному вектору и главному моменту инерции.

Главный вектор сил инерции приложен в центре масс звена и определяется по формуле:

$$\bar{P}_u = -m\bar{a}_s, \quad (1.6)$$

где: m - масса звена в кг; \bar{a}_s - ускорение центра масс звена в m/c^2 ;

Направление главного вектора сил инерции противоположно направлению ускорения центра масс звена.

Главный момент инерции:

$$M_u = -I_s \varepsilon, \quad (1.7)$$

где: I_s - момент инерции звена, относительно оси, проходящей через его центр тяжести, $кг\ м^2$; ε - угловое ускорение звена, $сек^{-2}$.

Главный момент сил инерции направлен в сторону, противоположную угловому ускорению.

Главный момент инерции M_u заменяется эквивалентной парой сил, направление которой совпадает с направлением главного момента. Длина плеча пары сил принимается равной длине звена. Величины сил пары определяются:

$$|\bar{P}_u'| = |\bar{P}_u''| = \frac{|M_u|}{l_{звена}}. \quad (1.8)$$

При определении величины силы сопротивления P_c для заданного положения механизма необходимо построить график зависимости этой силы от перемещения ползуна. Для этого по оси абсцисс нужно отложить отрезок, соответствующий максимальному перемещению ползуна. Этот отрезок рекомендуется измерить непосредственно по планам положений, тогда масштабный коэффициент $\mu_s = \mu_l$ будет тот же. По оси ординат отложить значения силы сопротивления в произвольно выбранном масштабе μ_p [н/мм]. На рис. 1.6 показан пример определения величины силы сопротивления в заданном положении механизма.

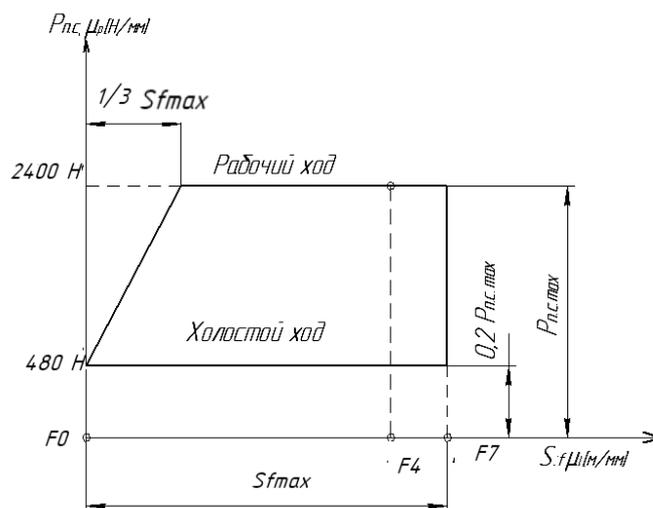


рис.1.6

Верхняя часть графика силы сопротивления с большими значениями этой силы соответствует рабочему ходу ползуна, нижняя часть, с малыми значениями силы – холостому ходу.

Рабочий ход – медленный, холостой ход – быстрый. Для выяснения вопроса о том, какой ход является рабочим, а какой холостым, следует обратиться к планам положения и по перемещению ползуна определить в каком направлении ползун движется быстрее. В тех случаях, когда скорости для прямого и обратного хода одинаковы, за рабочий ход рекомендуется принимать ход ползуна, соответствующий его удалению от центра вращения кривошипа

Для определения реакций в кинематических парах вычерчивают группы Ассура в том же масштабе, что и схема механизма, и составляют схемы нагружения групп: переносят со схемы механизма все известные силы, отброшенные звенья заменяют реакциями в кинематических парах. При этом следует иметь в виду, что во вращательных парах искомые реакции следует раскладывать на составляющие, нормальную (направленную вдоль звена) и тангенциальную (направленную перпендикулярно к нему), в поступательной паре реакцию следует направлять перпендикулярно оси движения этой пары.

Силовой расчет начинают с последней, если считать по формуле строения механизма, группы и заканчивать ведущим звеном. Для каждой группы составляют условие кинетостатического равновесия $\sum \bar{P}_{i_{гп.}} = 0$.

Тангенциальные составляющие реакций определяются аналитически, для этого составляются уравнения равновесия в форме моментов отдельно для каждого звена группы: $\sum M_i = 0$.

Нормальные составляющие и полные реакции определяются построением плана сил. При построении планов сил векторы одного звена группы рекомендуется складывать последовательно, а затем переходить к сложению сил другого звена.

Значения реакций в кинематических парах, полученных в результате силового расчета методом планов сил, занести в таблицу 1.3.

Таблица 1.3

R_A, H	R_C, H	R_B, H	R_F, H	R_D, H	R_E, H	R_{05}, H	$P_{ур}, H$
...

Пример 5. *Определить реакции в кинематических парах и уравновешивающий момент, приложенный к кривошипу, методом планов сил для механизма (рис.1.2), размеры звеньев те же.*

Значения ускорений центров масс звеньев и угловых ускорений определены в примере 4. Направления векторов ускорений и угловых ускорений показаны на рис.1.7

Массы и моменты инерции звеньев: $m_2 = 80$ кг; $m_3 = 65$ кг; $m_4 = 60$ кг; $m_5 = 95$ кг; $I_{s2} = 7,8$ кгм²; $I_{s3} = 23,9$ кгм²; $I_{s4} = 19,1$ кгм².

Сила производственного сопротивления изменяется по графику (рис. 1.6) и равна максимальному значению $P_{fmax} = 2400 \text{ Н}$.

Составим схему нагружения механизма (рис. 1.7) внешними силами и силами инерции.

По условию задачи звено АВ вращается с постоянной угловой скоростью, и центр масс звена совпадает с осью вращения, поэтому инерционная нагрузка этого звена будет равна нулю:

$$|\overline{P}_{u1}| = 0, \quad |\overline{M}_{u1}| = 0$$

Звено ВС (шатун) совершает плоскопараллельное движение, при этом возникает сила инерции:

$$|P_{u2}| = m_2 \cdot |a_{s2}| = 213,36 \cdot 80 = 17068,8 \text{ Н},$$

направленная противоположно ускорению a_{s2} центра масс и приложенная в точке S_2 .

Момент инерции, направленный противоположно угловому ускорению ε_2 звена ВС:

$$|M_{u2}| = I_{s2} \cdot |\varepsilon_2| = 7,8 \cdot 212,05 = 1653,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Для удобства силового расчета механизма момент инерции \overline{M}_{u2} представляем эквивалентной парой сил, плечом пары сил выбираем звено ВС:

$$|P'_{u2}| = |P''_{u2}| = \frac{|M_{u2}|}{l_{BC}} = \frac{1653,9}{0,75} = 2205,32 \text{ Н}$$

Звено CD (коромысло) совершает ускоренное возвратно-вращательное движение, в этом случае также имеет место сила инерции \overline{P}_{u3} и момент \overline{M}_{u3} . Определяем силу и момент инерции:

$$|P_{u3}| = m_3 \cdot |a_{s3}| = 65 \cdot 92,4 = 6006 \text{ Н}$$

$$|M_{u3}| = I_{s3} \cdot |\varepsilon_3| = 23,9 \cdot 122,04 = 2918,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Силу инерции P_{u3} прикладываем в точке S_3 в направлении, противоположном ускорению a_{s3} , момент инерции, противоположный по направлению угловому ускорению, заменяем эквивалентной парой сил на плече CD:

$$|P'_{u3}| = |P''_{u3}| = \frac{|M_{u3}|}{l_{CE}} = \frac{2918,7}{1,45} = 2012,8 \text{ Н}$$

Звено EF (шатун) совершает плоскопараллельное движение. Определяем возникающие при его движении силу инерции и момент инерции:

$$|P_{u4}| = m_4 \cdot |a_{s4}| = 60 \cdot 264,04 = 15842,4\text{H}$$

$$|M_{u4}| = I_{s4} \cdot |\varepsilon_4| = 19,1 \cdot 258,6 = 4948,6\text{H} \cdot \text{м}$$

Силу инерции P_{u4} прикладываем в точке S_4 в направлении, противоположном ускорению a_{s4} , момент инерции, противоположный по направлению угловому ускорению, заменяем эквивалентной парой сил на плече EF :

$$|P_{u4}'| = |P_{u4}''| = \frac{|M_{u4}|}{I_{EF}} = \frac{4948,6}{1,35} = 3665,6\text{H}$$

Схема нагружения механизма $\mu_1 = 0,01 \frac{\text{М}}{\text{мм}}$

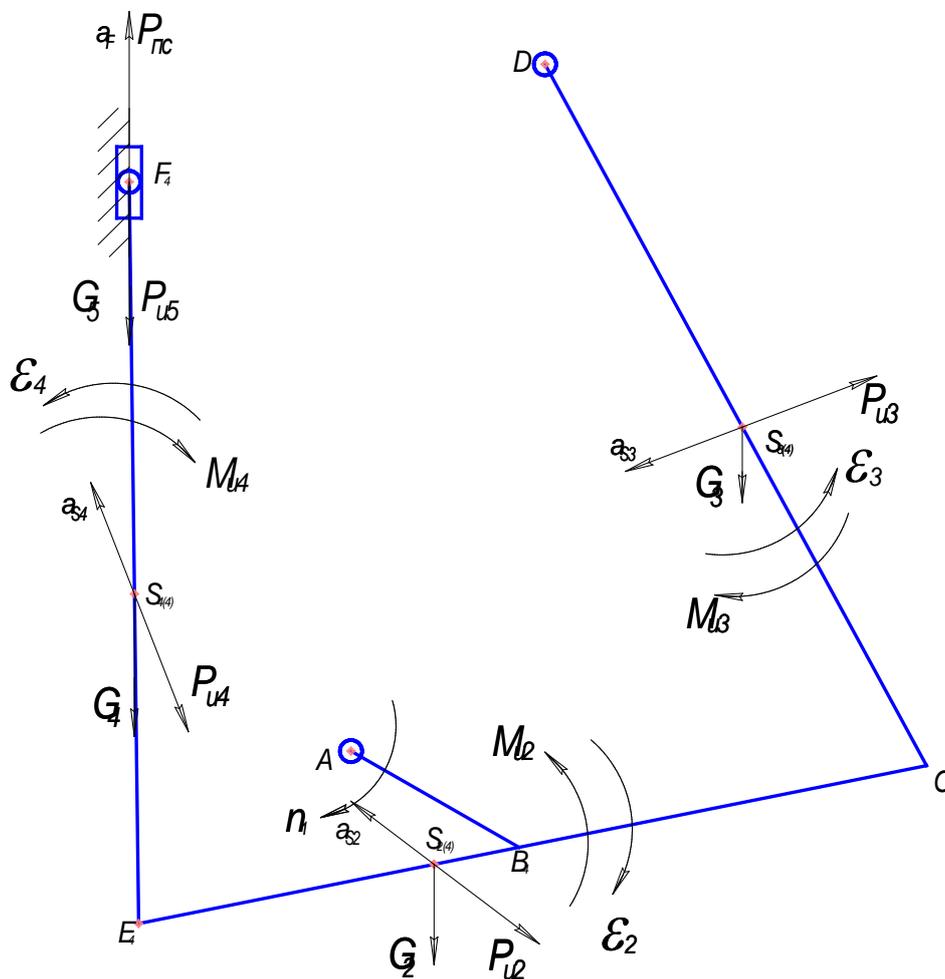


Рис. 1.7

Звено 5 (ползун) совершает поступательное движение вдоль неподвижной направляющей. В этом случае возникает только сила инерции

$$|P_{u5}| = m_5 \cdot |a_F| = 95 \cdot 242,48 = 23035,6 \text{ Н}$$

Определим силы тяжести по величине:

$$G_2 = m_2 g = 80 \cdot 9,8 = 784 \text{ Н}, \quad G_3 = m_3 g = 65 \cdot 9,8 = 637 \text{ Н}$$

$$G_4 = m_4 g = 60 \cdot 9,8 = 588 \text{ Н}, \quad G_5 = m_5 g = 95 \cdot 9,8 = 931 \text{ Н}.$$

Силовой расчет механизма начинаем с наиболее удаленной от ведущего звена группы 4–5 (рис. 1.8а). На группу действуют известные по величине и направлению силы $G_4, G_5, P_{u4}, P_{u5}, P_{nc}$ и момент инерции M_{u4} , представленный парой сил P'_{u4} и P''_{u4} . Освобождаем группу 4–5 от связей и прикладываем вместо них две реакции: одну реакцию R_{05} – в поступательной паре F , перпендикулярную к направляющей ползуна и неизвестную по величине (направление R_{05} принимается перпендикулярным к направляющей в условиях, когда силы трения не учитываются); другую R_{24} в шарнире E , неизвестную по величине и направлению. Реакцию R_{24} представляем в виде двух составляющих: тангенциальной \overline{R}_{24}^t , направленной перпендикулярно к оси звена EF , и нормальной \overline{R}_{24}^n , направленной вдоль звена EF . Направлением составляющих задаемся произвольно.

Чтобы определить реакции в кинематических парах E и F , составляем векторное уравнение равновесия сил, действующих на группу 4 – 5, причем сначала в уравнение записываем все силы, действующие на звено 4, затем на звено 5:

$$\overline{R}_{24}^n + \overline{R}_{24}^t + \overline{P}_{u4} + \overline{G}_4 + \overline{P}_{u5} + \overline{G}_5 + \overline{P}_{nc} + \overline{R}_{05} = 0 \quad (11)$$

Реакцию \overline{R}_{24}^t , входящую в уравнение (11) можно определить аналитически, - для этого составляем уравнение моментов всех сил, действующих на звено EF , относительно точки F :

$$-\overline{R}_{24}^t \cdot EF - P'_{u4} \cdot EF - G_4 \cdot h_{G4} + P_{u4} \cdot h_{pu4} = 0$$

откуда

$$\overline{R}_{24}^t = \frac{-P'_{u4} \cdot EF - G_4 \cdot h_{G4} + P_{u4} \cdot h_{pu4}}{EF} = \frac{416655,12 - 4948,6 - 523,32}{135} = 3045 \text{ Н}$$

Причем, длины плеч измеряем по чертежу (здесь масштабы длин могут быть искажены ввиду уменьшения рисунков).

Для построения плана сил (рис. 1.76), исходя из величин сил, входящих в уравнение (11), задаемся масштабом плана $\mu_p = 200 \text{ Н/мм}$ и вычисляем длины векторов, изображающих известные силы:

$$ab = \frac{R_{24}^t}{\mu_p} = \frac{3045}{200} = 15,2 \text{ мм} \quad bc = \frac{P_{u4}}{\mu_p} = \frac{15842}{200} = 79,2 \text{ мм}$$

$$cd = \frac{G_4}{\mu_p} = \frac{588}{200} = 3 \text{ мм} \quad de = \frac{P_{u5}}{\mu_p} = \frac{23035,6}{200} = 115,17 \text{ мм}$$

$$ef = \frac{G_5}{\mu_p} = \frac{931}{200} = 4,8 \text{ мм} \quad fg = \frac{P_{nc}}{\mu_p} = \frac{2400}{200} = 12 \text{ мм}$$

Построение плана (рис.1.76) сил заключается в графическом решении уравнения 11: последовательно откладываем все известные векторы, сохраняя их направление: ab, bc, cd, de, ef, fg . Затем через начало первого вектора – точку a , проводим линию действия нормальной составляющей R_{24}^n , через конец последнего вектора – точку g , проводим линию действия реакции R_{05} . В пересечении этих направлений получаем точку h и определяем искомые реакции:

$$|\bar{R}_{05}| = |gh| \cdot \mu_p = 11,3 \cdot 200 = 2260 \text{ Н}$$

$$|\bar{R}_{24}^n| = |ha| \cdot \mu_p = 183,8 \cdot 200 = 36760 \text{ Н}$$

Группа 4-5

План сил группы 4-5 $\mu_p = 200 \frac{H}{MM}$

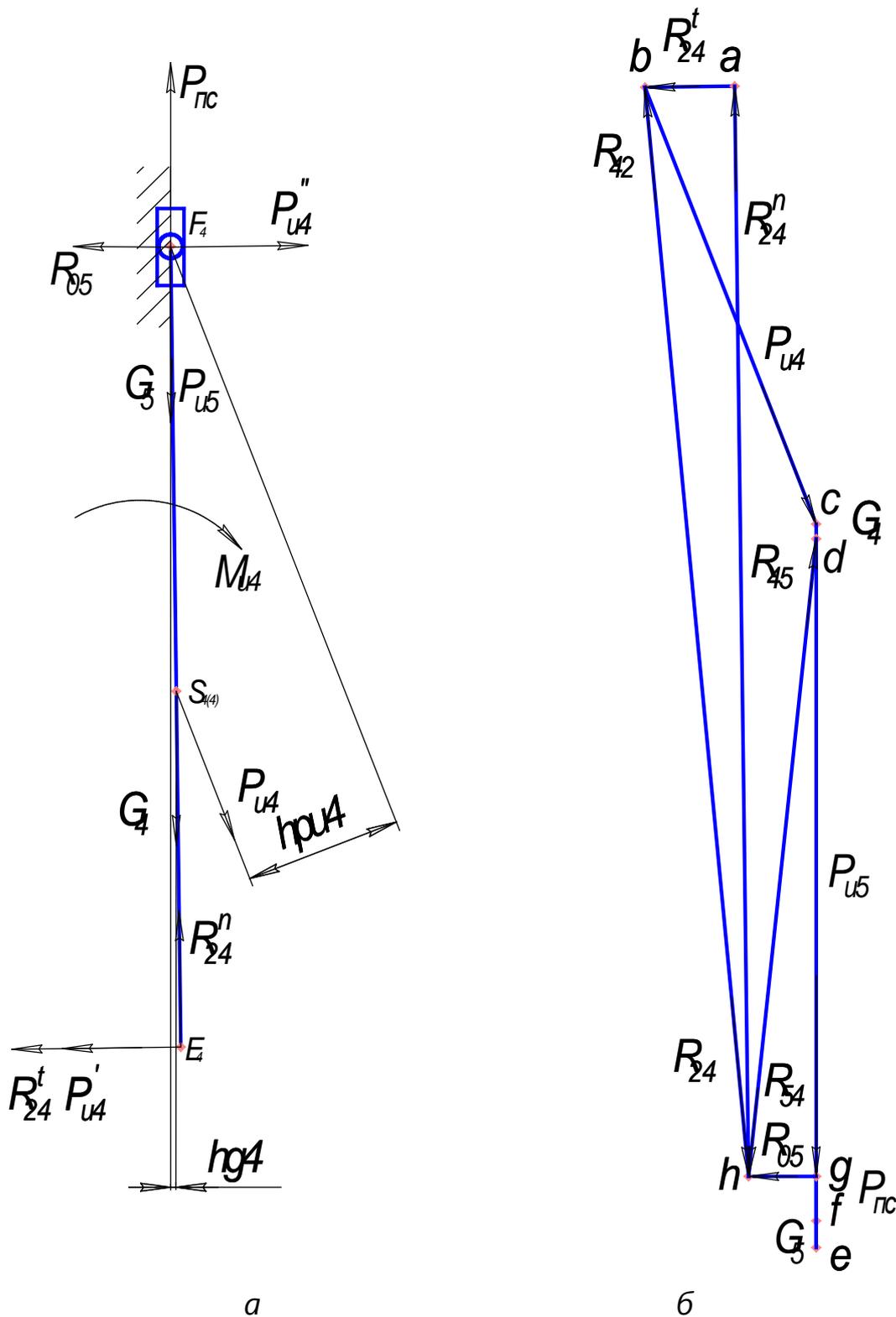


Рис. 1.8

Вектор hb , являясь геометрической суммой векторов ha и ab , представляет в масштабе μ_p полную реакцию R_{24} :

$$|\bar{R}_{24}| = |hb| \cdot \mu_p = 200 \cdot 184,4 = 36880\text{H}$$

Чтобы определить реакции в шарнире F, составляем уравнение равновесия сил, действующих на звено 4:

$$\bar{R}_{24} + \bar{P}_{u4} + \bar{G}_4 + \bar{R}_{54} = 0$$

где R_{54} - реакция со стороны звена 5 на звено 4, которая может быть найдена на плане сил (рис.1.7б) как сумма трех векторов: hb , bc и cd . Величина этой реакции определится:

$$|\bar{R}_{54}| = |hd| \cdot \mu_p = 183,8 \cdot 200 = 36760\text{H}$$

Реакция R_{45} со стороны звена 4 на звено 5 равна по величине реакции R_{54} и противоположна ей по направлению $\bar{R}_{45} = -\bar{R}_{54}$

Переходим к расчету группы 2-3 (рис.1.9 а). На группу 2-3 действуют известные по величине и направлению пары сил: $P'_{u2} = -P''_{u2}$, $P'_{u3} = -P''_{u3}$; силы: $G_2, G_3, P_{u2}, P_{u3}, R_{42}$ - реакция со стороны звена 4 на звено 2, связанная с реакцией R_{42} зависимостью

$$\bar{R}_{42} = -\bar{R}_{24}$$

Представляем реакции R_{12} и R_{03} в виде тангенциальных и нормальных составляющих.

Составим векторное уравнение равновесия для группы 2-3:

$$\bar{R}_2^n + \bar{R}_2^t + \bar{P}_{u2} + \bar{G}_2 + \bar{R}_{42} + \bar{P}_{u3} + \bar{G}_3 + \bar{R}_{03}^t + \bar{R}_{03}^n = 0 \quad (12)$$

Для определения реакции \bar{R}_2^t составляем уравнение моментов всех сил, действующих на звено 2, относительно точки С:

$$R_2^t \cdot BC + P'_{u2} \cdot CE - P_{u2} \cdot h_{pu2} - G_2 \cdot h_{G2} - R_{42} \cdot h_{R42} = 0$$

откуда

$$\begin{aligned} R_2^t &= \frac{-P'_{u2} \cdot CE + P_{u2} \cdot h_{pu2} + G_2 \cdot h_{G2} + R_{42} \cdot h_{R42}}{BC} = \\ &= \frac{1164262,8 + 5317727,2 + 69634,8 + 1653,89}{75} = 87332,9\text{H} \end{aligned}$$

Для определения реакции \bar{R}_{03}^t составляем уравнение моментов всех сил, действующих на звено 3, относительно точки С:

$$-R_{03}^t \cdot CD - P'_{u3} \cdot CD - P_{u3} \cdot h_{pu3} + G_3 \cdot h_{G3} = 0$$

откуда

$$R_{03}^t = \frac{G_3 \cdot h_{G3} - P'_{u3} \cdot CD - P_{u3} \cdot h_{pu3}}{CD} = \frac{21161,14 - 2918,7 - 416936,5}{145} = -2749,6\text{H}$$

Для определения реакций в кинематических парах В и А построим план сил для группы 2-3 (рис. 1.9) согласно векторному уравнению (12).

Для этого выбираем масштаб плана сил $\mu'_p = 500 \text{ Н / мм}$. и вычисляем длины векторов, изображающих известные силы, входящие в уравнение:

$$ab = \frac{R_2^t}{\mu_p} = \frac{87333}{500} = 175 \text{ мм}; \quad bc = \frac{P_{u2}}{\mu_p} = \frac{17069}{500} = 34 \text{ мм};$$

$$de = \frac{P_{42}}{\mu_p} = \frac{3045}{500} = 6,09 \text{ мм} \quad ef = \frac{P_{u3}}{\mu_p} = \frac{6006}{500} = 12 \text{ мм}$$

$$fg = \frac{G_3}{\mu_p} = \frac{637}{500} = 1,27 \text{ мм} \quad gh = \frac{R_{03}^t}{\mu_p} = \frac{27506}{500} = 55 \text{ мм}$$

Из плана сил (рис. 1.9 б) определяем величины и направления сил R_{12} и R_{03} , а также полных реакций $\bar{R}_2 = \bar{R}_2^t + \bar{R}_2^n$ и $\bar{R}_{03} = \bar{R}_{03}^t + \bar{R}_{03}^n$

$$|\bar{R}_2^n| = |ka| \cdot \mu_p = 3,3 \cdot 500 = 1650 \text{ Н}$$

$$|\bar{R}_{03}^n| = |hk| \cdot \mu_p = 135 \cdot 500 = 67500 \text{ Н}$$

$$|\bar{R}_{03}^t| = |gk| \cdot \mu_p = 135,2 \cdot 500 = 67582 \text{ Н}$$

$$|\bar{R}_2^t| = |kb| \cdot \mu_p = 174,6 \cdot 500 = 87300 \text{ Н}$$

Чтобы определить реакции в кинематической паре С, составляем уравнение равновесия сил, действующих на звено 2 (отбросив звено 3, и заменив его действие реакцией R_{32})

$$\bar{R}_2 + \bar{P}_{u2} + \bar{G}_2 + \bar{R}_{32} = 0$$

Согласно плану сил (рис 1.9б) реакцию R_{32} определяем по величине и направлению вектора ke :

$$R_{32} = |ke| \cdot \mu_p = 132,5 \cdot 500 = 66250 \text{ Н}$$

Реакция R_{23} равна по величине реакции R_{32} и противоположна ей по направлению: $\bar{R}_{23} = -\bar{R}_{32}$

Группа 2-3

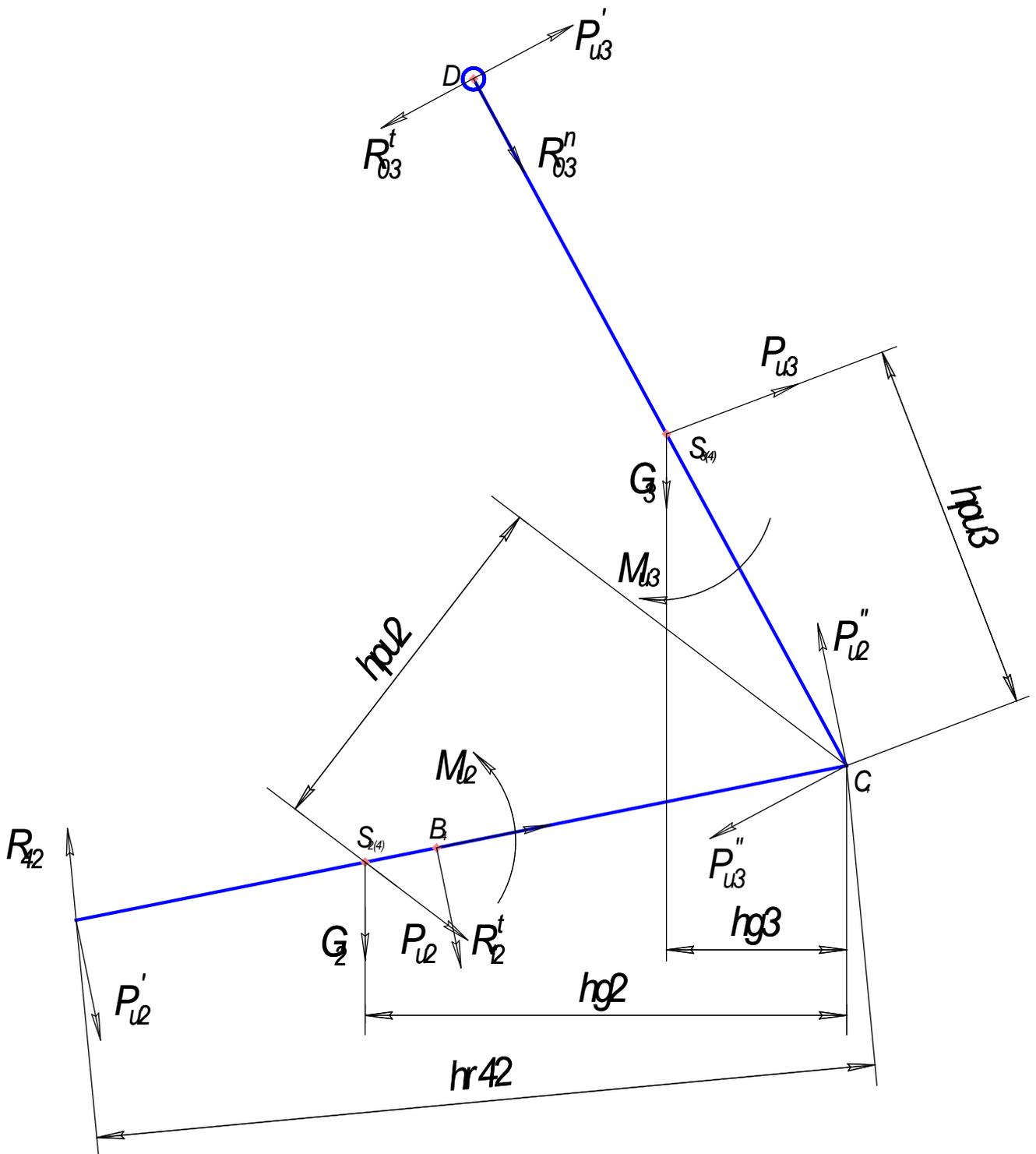


Рис. 1.9,а

План сил группы 2-3 $\mu'_p = 500 \frac{H}{MM}$

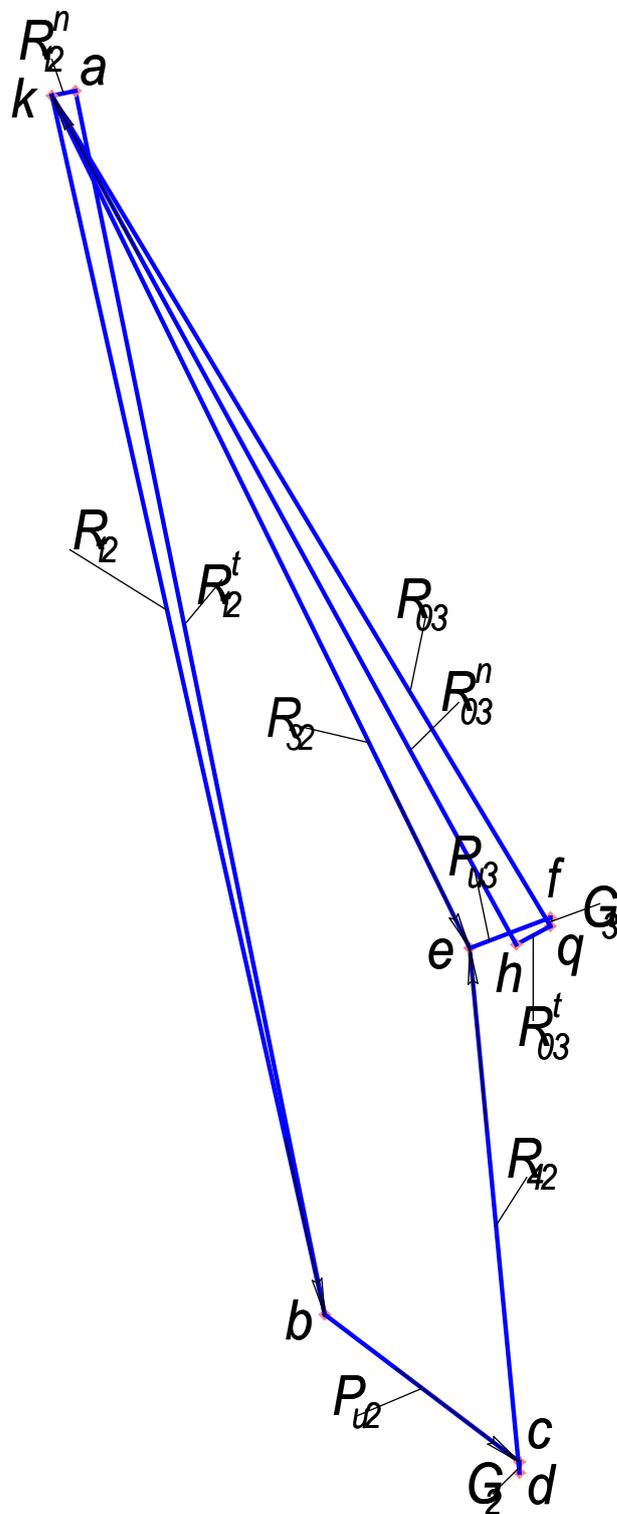


Рис. 1.9,6

Производим расчет ведущего звена (рис. 1.10а).

На кривошип АВ действуют: со стороны звена 2 реакция R_{21} и со стороны стойки реакция R_{01} .

Кроме этих сил на кривошип действует уравновешивающий (движущий) момент M_{yp} , который можно представить в виде:

$$M_{yp} = P_{yp} \cdot l_{AB}$$

Тогда в точку В кривошипа перпендикулярно к оси звена приложим уравновешивающую силу P_{yp} .

Сила R_{21} полностью известна (по величине и направлению), а силы R_{01} и P_{yp} нужно определить.

Вначале определяем величину силы P_{yp} . Для этого составляем уравнение моментов всех сил, действующих на звено 1, относительно т. А:

$$D_{\text{од}} \cdot AB - R_{21} \cdot h_{R21} = 0, \text{ откуда находим:}$$

$$P_{yp} = \frac{R_{21} \cdot h_{R21}}{AB} = \frac{87300 \cdot 25,79}{35} = 64338 \text{ Н}$$

Теперь, зная уравновешивающую силу, определим уравновешивающий (движущий) момент:

$$M_{yp} = P_{yp} \cdot l_{AB} = 64338 \cdot 0,35 = 22518 \text{ Н / м}$$

Реакцию $R_{01} = -R_{10}$ по величине и направлению определяем путем построения плана сил, действующих на звено 1, согласно векторному уравнению

$$\bar{P}_{\text{од}} + \bar{R}_{21} + \bar{R}_{01} = 0 \quad (13)$$

Масштаб плана сил принимаем $\mu_p'' = 1000 \text{ Н / мм}$ и вычисляем длины векторов:

$$ab = \frac{P_{yp}}{\mu_p} = \frac{64338}{1000} = 64,4 \text{ мм} \quad bc = \frac{P_{u2}}{\mu_p} = \frac{87300}{100} = 87,3 \text{ мм}$$

Группа 0-1

План сил группы 0-1 $\mu''_p = 1000 \frac{H}{mm}$

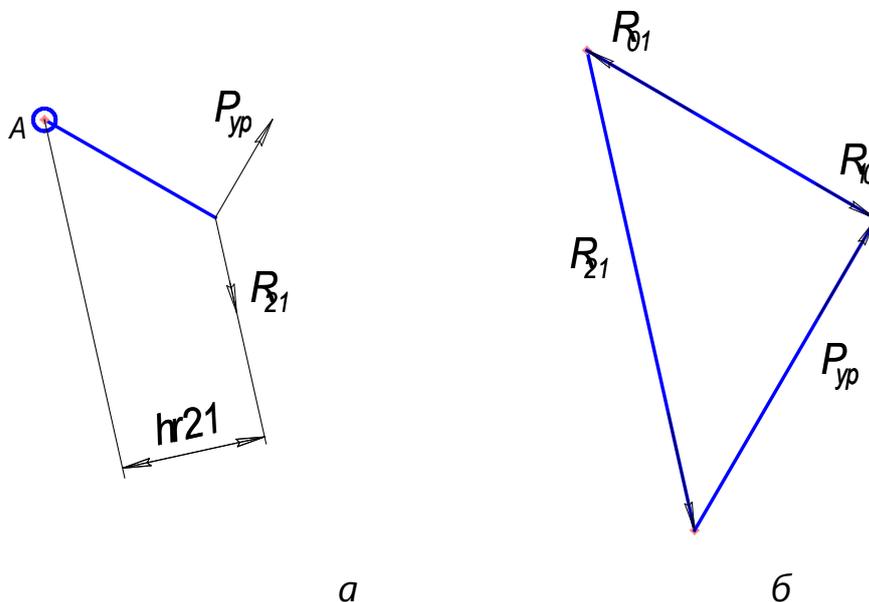


Рис. 1.10

Из плана сил (рис 1.10б):

$$|\bar{R}_{01}| = |\bar{ac}| \cdot \mu''_p = 59,421 \cdot 1000 = 59421H$$

Результаты расчетов сводим в таблицу

R_A, H	R_B, H	R_C, H	R_D, H	R_E, H	R_F, H	R_{05}, H	P_{yp}, H
59421	87300	66250	67582	36880	36760	2260	64328

1.2.2 Определение уравновешивающего момента методом Жуковского

При определении уравновешивающего момента методом Жуковского сначала, исходя из условия равновесия рычага Жуковского, находится уравновешивающая сила P'_y ; она считается приложенной в точке B перпендикулярно кривошипу AB. Затем по формуле $M'_{yp} = P'_y L_{av}$ находится уравновешивающий момент.

Относительная погрешность определяются по формуле

$$\Delta = \frac{M'_{yp} - M_{yp}}{M'_{yp}} \cdot 100\% \leq 5\% \quad (1.7)$$

Пример 6: определить уравнивающий (движущий) момент, приложенный к кривошину АВ методом Жуковского, используя схему нагружения механизма (рис. 1.7) и данные из примера 5.

Уравнивающий (движущий) момент M_{yp} представим в виде:

$$M_{yp} = P_{yp} \cdot l_{AB}$$

Строим в произвольном масштабе повернутый на 90° план скоростей механизма (рис. 1.11). Для удобства принимаем масштаб $\mu_v = 0,024$ [м/с · мм], при этом длины векторов повернутого плана скоростей увеличатся вдвое по сравнению с векторами построенного ранее плана скоростей.

В одноименные точки повернутого плана скоростей (рис. 1.11) переносим параллельно самим себе все силы со схемы нагружения (рис. 1.7): силу производственного сопротивления P_{nc} ; силы тяжести G_2, G_3, G_4, G_5 ; силы инерции $P_{u2}, P_{u3}, P_{u4}, P_{u5}$.

Моменты инерции M_{u2}, M_{u3}, M_{u4} заменяем эквивалентными парами сил P'_{u2} и P''_{u2} , P'_{u3} и P''_{u3} , P'_{u4} и P''_{u4} , и также переносим в одноименные точки плана, но так, чтобы направление вращения пары сил совпадало с направлением соответствующего момента. Так, например, пара сил P'_{u2} и P''_{u2} , приложенная в точках e и c, вращает отрезок ec плана против часовой стрелки, также как и момент инерции M_{u2} имеет направление против часовой стрелки.

В точке b плана перпендикулярно к вектору pb прикладываем силу P_{yp} , причем направление выбираем произвольно.

Составляем уравнение моментов всех перенесенных на план скоростей сил и пар сил относительно полюса плана p:

$$\sum M_i(p) = P_{yp} \cdot pb + P_{nc} \cdot pf - G_2 \cdot h_{G2} - G_3 \cdot h_{G3} - G_4 \cdot h_{G4} - P_{u2} \cdot h_{pu2} + P_{u3} \cdot h_{pu3} - P_{u4} \cdot h_{pu4} - (P_{u5} + G_5) \cdot pf - P'_{u2} \cdot ce - P'_{u3} \cdot pc + P'_{u4} \cdot ef = 0$$

откуда:

$$P'_{yp} = \frac{-P_{nc} \cdot pf + G_2 \cdot h_{G2} + G_3 \cdot h_{G3} + G_4 \cdot h_{G4} + P_{u2} \cdot h_{pu2} - P_{u3} \cdot h_{pu3} + P_{u4} \cdot h_{pu4} + (P_{u5} + G_5) \cdot pf}{pb} +$$

$$+ \frac{P'_{u2} \cdot ce + P'_{u3} \cdot pc - P'_{u4} \cdot ef}{pb} = \frac{-2400 \cdot 95 + 784 \cdot 62 + 637 \cdot 12 + 588 \cdot 95 + 17069 \cdot 62}{70} -$$

$$\frac{-6006 \cdot 12 + 15842 \cdot 83 + (23036 + 931) \cdot 95 + 2205 \cdot 75 + 2213 \cdot 48 - 15842 \cdot 28}{70} =$$

$$= 61287H$$

$$\Delta = \frac{M_{yp} - M_{yp}}{M_{yp}} \cdot 100\% = \frac{22518 - 21447}{22518} \cdot 100\% = 4,7\% \leq 5\%$$

Относительная погрешность в вычислениях не превысила допустимой.

РАЗДЕЛ II «Синтез эвольвентного зацепления и кинематика многосменных зубчатых передач»

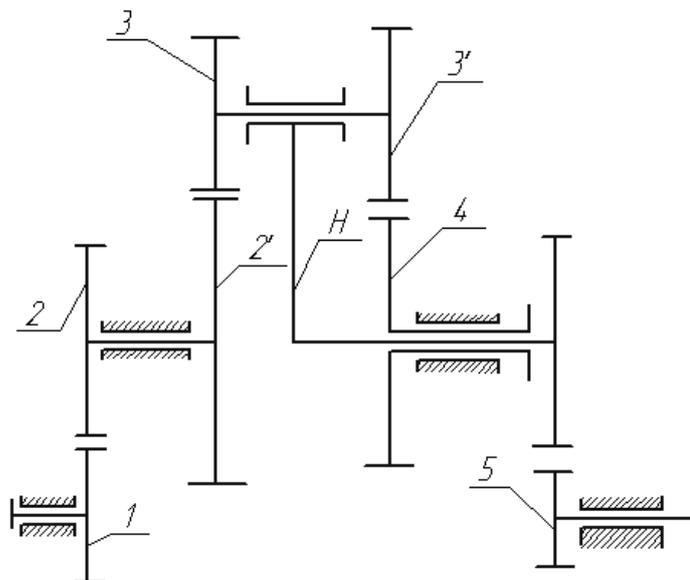
Задание на лист № 2

1. Определить параметры эвольвентного зубчатого зацепления зубчатых колес с числом зубьев z_1 и z_2 из условий неподрезания профилей зубьев и достаточного коэффициента перекрытия. При расчете следует иметь в виду, что колеса нарезаются реечным инструментом.
2. Вычертить в масштабе картину зацепления (по 3–4 зуба на каждом колесе; высота зуба на чертеже должна быть не менее 40 мм).
3. Графически определить
 - а) теоретическую линию зацепления и ее активную часть;
 - б) рабочие участки профилей зубьев;
 - в) дугу зацепления.
4. Определить качественные характеристики зубчатого зацепления:
 - а) коэффициент торцевого перекрытия аналитически и по чертежу;
 - б) коэффициенты относительного скольжения и построить диаграммы их значений;
 - в) коэффициенты удельного давления.
5. Построить план скоростей дифференциального механизма, считая заданными числа оборотов колес 1 и 4, определить число оборотов водила H аналитическим и графическим методами.

6. Закреплением колеса 4 получить планетарную передачу и построить для нее план скоростей. Определить передаточное отношение i_{15} аналитическим и графическим методами.

7. Закреплением водила H получить трехступенчатую зубчатую передачу и построить для нее план скоростей. Определить передаточное отношение i_{14} аналитическим и графическим методами.

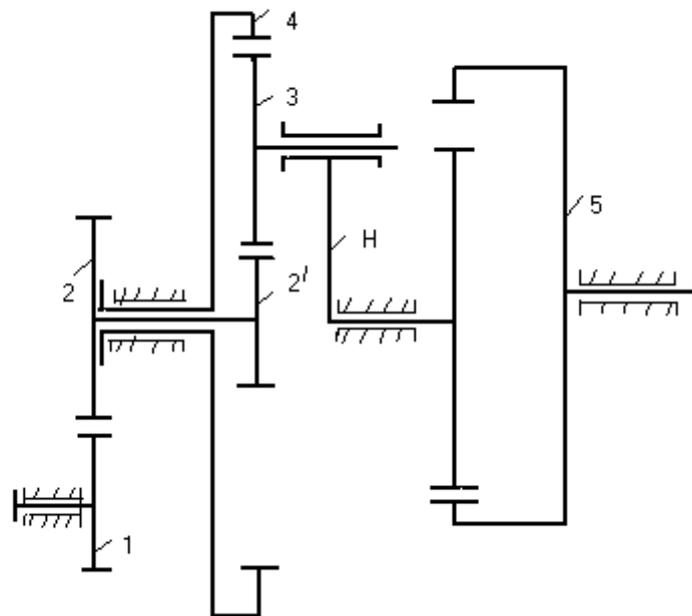
Механизм № 1



параметры		№№ вариантов									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Числа зубьев	Z_1	9	13	15	13	15	14	10	12	11	12
	Z_2	18	34	30	28	28	26	20	36	33	32
	$Z_{2'}$	27	32	25	22	33	24	28	30	26	20
	Z_3	29	25	30	27	22	26	24	26	25	28
	$Z_{3'}$	27	22	28	23	26	22	20	24	21	24
	Z_4	29	35	27	26	29	28	32	32	30	24
Модули в мм	m_{1-3}	7	9	8	6	10	5	4	5	4	7

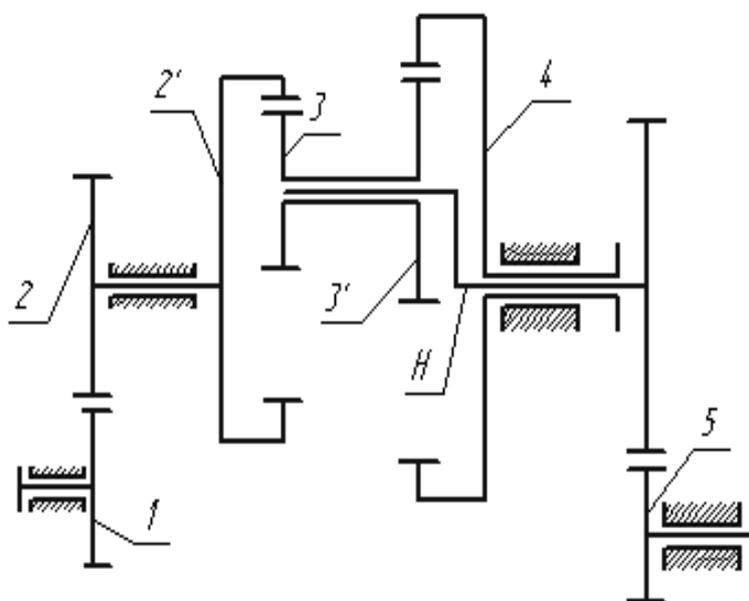
Числа об/мин	n_1	60	60	90	90	90	40	60	120	70	60
	n_4	60	30	40	-60	60	-40	-40	90	-50	-30
Числа зубьев	Z_H	35	39	42	37	44	38	34	33	36	40
	Z_5	22	26	21	18	24	16	10	23	14	20

Механизм № 2



параметры		№№ вариантов									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Числа зубьев	Z_1	16	12	15	15	13	16	11	14	14	10
	Z_2	32	34	30	26	20	25	36	25	38	20
	$Z_{2'}$	18	28	30	28	24	20	18	24	24	24
	Z_3	26	24	18	18	20	20	28	32	26	18
	Z_4	70	76	66	64	64	60	74	88	76	60
Модули в мм	m_{1-3}	7	5	9	8	10	7	6	6	7	9
Числа об/мин	n_1	230	160	110	200	120	210	180	150	180	90
	n_4	-60	-60	60	-50	-30	-30	-30	30	-30	60
Числа зубьев	Z_H	40	32	48	36	30	38	42	46	34	50
	Z_5	42	36	56	40	34	44	46	48	38	58

Механизм № 3

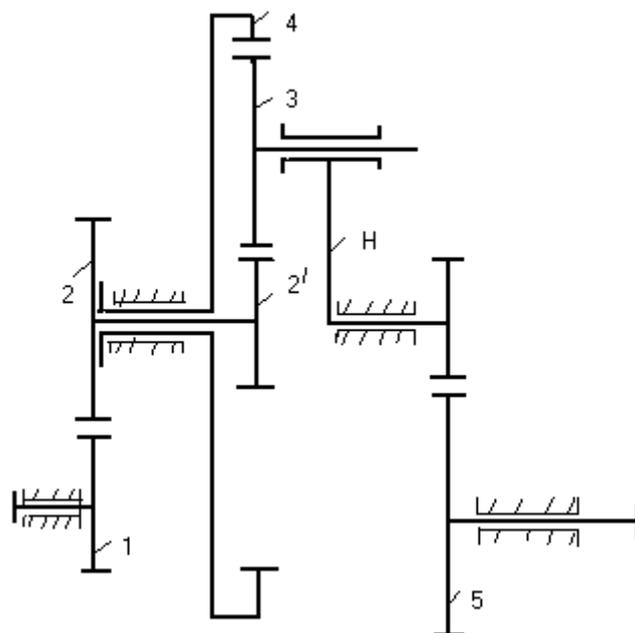


параметры	№№ вариантов									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

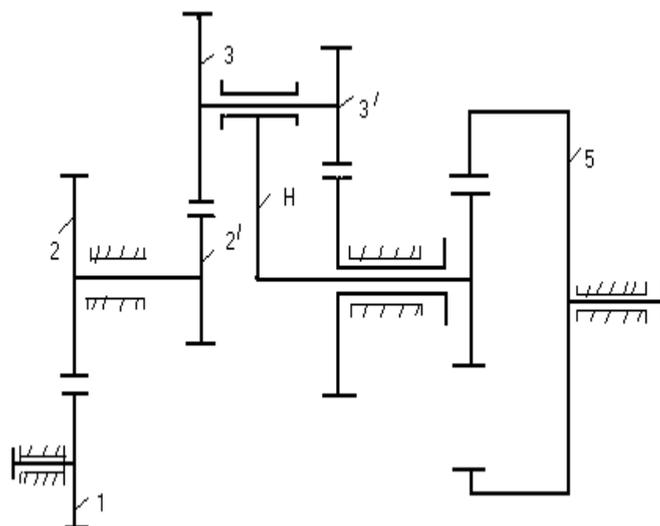
Числа зубьев	Z_1	10	12	12	10	11	15	14	11	13	14
	Z_2	22	22	30	25	26	36	30	28	20	34
	$Z_{2'}$	62	72	70	60	66	76	80	64	80	84
	Z_3	28	32	30	25	30	32	36	28	38	42
	$Z_{3'}$	34	38	35	30	36	38	44	33	42	46
	Z_4	68	78	75	65	72	82	88	69	84	88
Модули в мм	m_{1-3}	4	5	3	3	5	4	4	3	6	6
Числа об/мин	n_1	90	70	70	90	80	60	50	80	60	50
	n_4	-45	-35	-35	-60	-40	-30	-25	-40	-30	-25
Числа зубьев	Z_H	35	39	32	27	36	33	34	30	42	40
	Z_5	15	13	8	9	16	11	17	10	12	20

Механизм № 4

параметры		№№ вариантов									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Числа зубьев	Z_1	15	13	11	10	14	15	12	14	10	12
	Z_2	26	22	32	25	28	30	30	32	20	24
	$Z_{2'}$	20	24	18	26	24	18	28	24	24	24
	Z_3	19	20	20	20	30	18	18	22	18	24
	Z_4	56	64	58	66	64	54	64	68	60	72
Модули в мм	m_{1-3}	5	5	8	8	10	10	7	7	6	6
Числа об/мин	n_1	120	90	240	210	180	210	180	150	120	150
	n_4	60	60	-60	-30	-30	-60	-30	30	-30	-60
Числа зубьев	Z_H	21	22	15	12	18	19	17	20	14	16
	Z_5	32	27	20	22	26	24	30	28	22	26

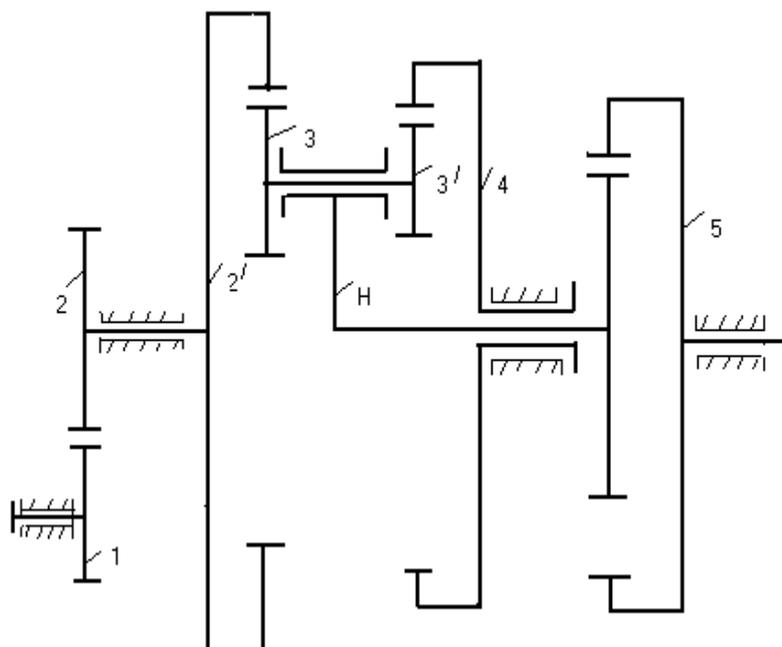


Механизм № 5



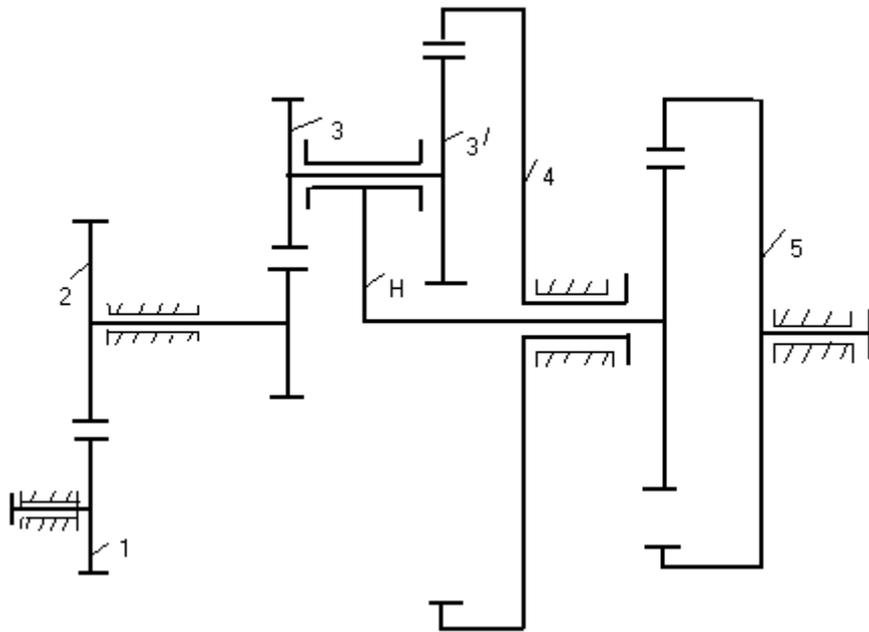
параметры		№№ вариантов									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Числа зубьев	Z_1	9	11	15	15	12	9	11	13	13	14
	Z_2	27	33	25	30	32	18	22	29	26	28
	$Z_{2'}$	22	26	29	24	20	28	27	24	24	30
	Z_3	22	20	25	20	21	25	24	27	23	26
	$Z_{3'}$	19	18	22	18	17	22	21	18	20	24
	Z_4	25	28	32	26	24	31	30	33	27	32
Модули в мм	m_{1-3}	5	6	8	4	5	10	9	6	4	8
Числа об/мин	n_1	60	30	30	60	30	40	60	60	30	60
	n_4	-40	-90	-60	30	20	30	40	90	60	-30
Числа зубьев	Z_H	34	35	33	32	30	20	24	26	28	31
	Z_5	38	37	39	36	34	28	32	30	32	40

Механизм № 6



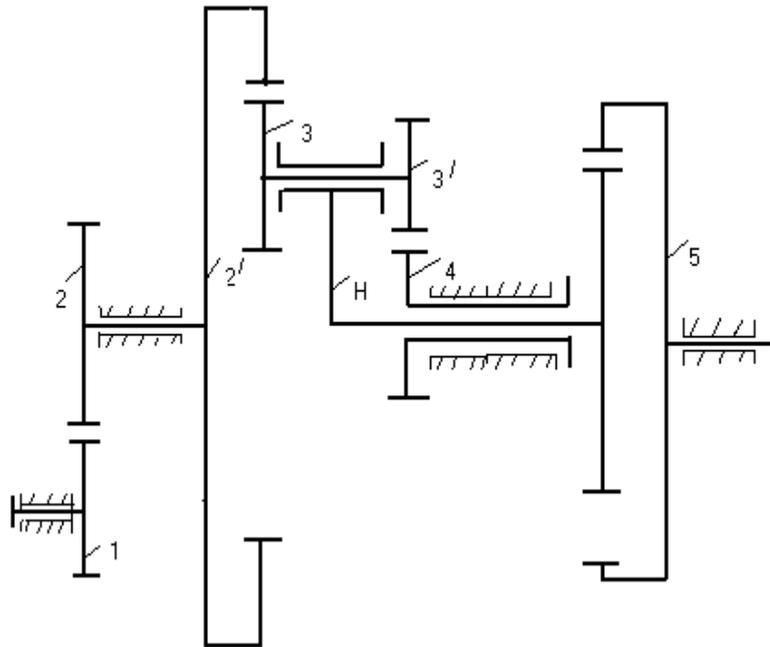
параметры		№№ вариантов									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Числа зубьев	Z_1	10	12	14	14	11	9	15	12	15	13
	Z_2	20	33	28	24	25	22	30	24	27	26
	$Z_{2'}$	70	84	68	66	64	80	72	62	82	60
	Z_3	32	44	30	36	32	40	34	25	41	27
	$Z_{3'}$	36	42	34	30	34	42	38	28	46	32
	Z_4	74	82	72	60	68	82	76	65	87	65
Модули в мм	m_{1-3}	6	7	3	6	5	5	3	4	7	4
Числа об/мин	n_1	-100	-75	-105	-140	-150	-90	-135	-120	-80	-110
	n_4	25	30	30	60	50	30	45	40	20	20
Числа зубьев	Z_H	40	44	30	38	36	34	32	26	40	28
	Z_5	46	50	34	44	42	39	36	30	48	32

Механизм № 7



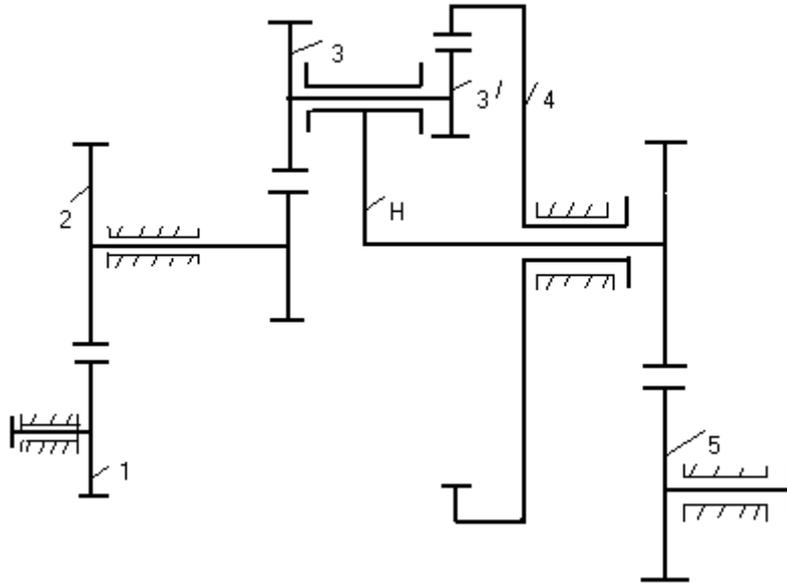
параметры		№№ вариантов									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Числа зубьев	Z_1	15	11	13	10	12	12	10	10	14	14
	Z_2	28	24	24	30	22	26	20	22	28	26
	$Z_{2'}$	26	30	22	28	20	24	18	20	26	24
	Z_3	18	26	22	22	24	28	26	28	24	20
	$Z_{3'}$	22	20	26	30	20	22	18	24	28	24
	Z_4	66	76	70	80	64	74	62	72	78	68
Модули	m_{1-3}	5	6	5	6	5	6	5	6	6	5
Числа об/мин	n_1	70	85	80	70	85	80	90	90	75	75
	n_4	20	30	30	20	30	30	40	40	20	20
Числа зубьев	Z_H	42	36	46	34	38	32	40	30	42	48
	Z_5	48	44	50	60	46	42	48	40	50	54

Механизм № 8



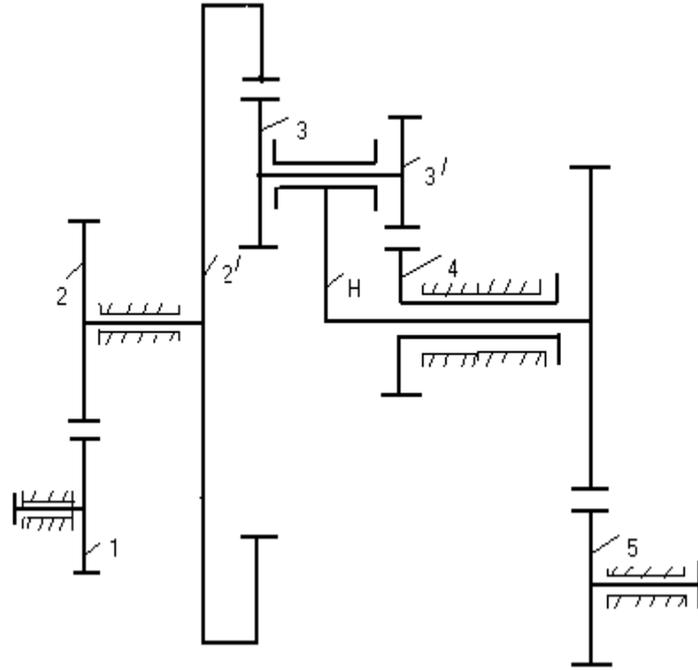
параметры		№№ вариантов									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Числа зубьев	Z_1	12	13	10	15	14	13	10	12	14	15
	Z_2	28	32	22	32	36	24	34	20	26	30
	$Z_{2'}$	76	72	78	80	74	70	60	64	76	70
	Z_3	30	20	34	36	24	24	24	22	30	26
	$Z_{3'}$	22	18	22	24	20	18	18	18	20	24
	Z_4	24	34	22	20	30	28	18	24	26	20
Модули	m_{1-3}	6	6	5	5	6	4	4	4	5	6
Числа об/мин	n_1	60	75	45	55	40	40	60	70	50	50
	n_4	110	100	120	80	90	100	120	110	90	80
Числа зубьев	Z_H	32	30	24	26	40	22	30	24	28	36
	Z_5	40	42	32	36	46	30	38	32	34	44

Механизм № 9



параметры		№№ вариантов									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Числа зубьев	Z_1	9	12	11	10	11	10	14	13	12	15
	Z_2	27	24	22	22	33	20	28	26	28	30
	Z_2'	18	24	20	20	24	30	28	32	26	20
	Z_3	26	24	22	24	20	32	20	28	30	26
	Z_3'	22	26	28	20	28	24	24	22	32	26
	Z_4	66	74	70	64	72	86	72	82	88	72
Модули	m_{1-3}	6	5	4	4	8	7	3	6	7	6
Числа об/мин	n_1	140	160	150	120	100	110	180	120	90	150
	n_4	40	45	50	30	45	20	60	40	30	30
Числа зубьев	Z_H	24	26	20	18	28	26	22	30	36	24
	Z_5	24	28	22	20	14	18	30	24	12	32

Механизм № 10



параметры		№№ вариантов									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Числа зубьев	Z_1	13	14	11	14	15	9	12	10	13	10
	Z_2	26	28	22	25	30	27	24	24	39	20
	$Z_{2'}$	76	68	74	72	80	60	64	78	70	62
	Z_3	32	26	34	30	36	22	26	28	24	24
	$Z_{3'}$	24	22	22	18	26	18	20	20	24	20
	Z_4	20	20	18	24	18	20	18	30	22	18
Модули в мм	m_{1-3}	4	5	3	4	3	6	5	5	4	5
Числа об/мин	n_1	140	130	80	120	90	90	110	150	160	100
	n_4	70	100	60	100	120	90	80	50	90	120
Числа зубьев	Z_H	14	10	20	13	18	20	16	22	12	8
	Z_5	42	35	30	26	36	25	24	33	40	24

2.1 Синтез эвольвентного зацепления

2.1.1 Определение геометрических параметров зубчатого зацепления

При проектировании эвольвентного зацепления следует обратить внимание на то, что одно из колес имеет число зубьев $z_1 < 17$. При изготовлении этого колеса реечным инструментом необходимо предусматривать смещение рейки с тем, чтобы профиль зуба колеса не был подрезан.

Коэффициенты смещения рекомендуется принимать по таблице

z_1	9	10	11	12	13	14	15
x_1	0,5	0,45	0,4	0,35	0,3	0,3	0,3

Минимальное значение коэффициента смещения определяется по формуле

$$x_1 > 1 - 0,058z_1 \quad . \quad (2.1)$$

Если суммарное число зубьев $z_c = z_1 + z_2 > 2z_{min} = 34$, то рекомендуется проектировать равносмещенное зацепление и принимать $x_2 = -x_1$; если $z_c < 2z_{min}$, но $z_2 > z_{min}$, то – неравносмещенное зацепление, приняв $x_2 = 0$.

4.2. Геометрические параметры зубчатого зацепления определяются в следующей последовательности.

Угол зацепления $inv\alpha_w = inv\alpha + \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2}tg\alpha$, где $inv\alpha = inv20^\circ = 0,014904$;

По таблице инволют (приложение 1) определяется угол зацепления α_w

$$\text{Межосевое расстояние: } a_w = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w}.$$

$$\text{Делительное межосевое расстояние } a = \frac{m}{2}(z_1 + z_2).$$

$$\text{Радиусы делительных окружностей } r_1 = \frac{1}{2}mz_1; \quad r_2 = \frac{1}{2}mz_2.$$

Радиусы начальных окружностей $r_{w1} = \frac{1}{2}mz_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$; $r_{w2} = \frac{1}{2}mz_2 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$.

Коэффициент воспринимаемого смещения $y = \frac{a_w - a}{m}$,

который определяет расстояние um между делительными окружностями шестерни и колеса по линии центров.

Коэффициент уравнительного смещения $\Delta y = x_c - y$, где $x_c = x_1 + x_2$,

определяющий отрезок Δym , на который уменьшается высота зуба по сравнению с высотой зуба в нулевом или равносмещенном зацеплениях.

Радиусы окружностей вершин зубьев

$$r_{a1} = m(z_1/2 + h_a^* + x_1 - \Delta y); \quad r_{a2} = m(z_2/2 + h_a^* + x_2 - \Delta y),$$

где $h_a^* = 1$ – коэффициент высоты головки зуба.

Радиусы окружностей впадин зубьев

$$r_{f1} = m(z_1/2 - h_f^* + x_1); \quad r_{f2} = m(z_2/2 - h_f^* + x_2),$$

где $h_f^* = 1,25$ – коэффициент высоты ножки зуба.

Высоту зуба $h_1 = r_{a1} - r_{f1}$; $h_2 = r_{a2} - r_{f2}$.

Толщину зуба по делительным окружностям

$$s_1 = m(\pi/2 + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha); \quad s_2 = m(\pi/2 + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha),$$

где x_1, x_2 – подставляются со своими знаками.

Радиусы основных окружностей $r_{b1} = r_1 \cos \alpha$; $r_{b2} = r_2 \cos \alpha$.

Углы профилей зубьев в точках на окружностях вершин

$$\alpha_{a1} = \arccos(r_{b1}/r_{a1}); \quad \alpha_{a2} = \arccos(r_{b2}/r_{a2}).$$

Эвольвентные функции $\operatorname{inv} \alpha_{a1} = \operatorname{tg} \alpha_{a1} - \alpha_{a1}$; $\operatorname{inv} \alpha_{a2} = \operatorname{tg} \alpha_{a2} - \alpha_{a2}$.

Толщину зубьев по окружностям вершин

$$s_{a1} = r_{a1} \left[\frac{s_1}{r_1} + 2(\operatorname{inv}\alpha - \operatorname{inv}\alpha_{a1}) \right]; \quad s_{a2} = r_{a2} \left[\frac{s_2}{r_2} + 2(\operatorname{inv}\alpha - \operatorname{inv}\alpha_{a2}) \right].$$

Коэффициент толщины зуба по окружностям вершин

$$s_{a1}^* = s_{a1} / m; \quad s_{a2}^* = s_{a2} / m \geq [0,2 \div 0,4]$$

Коэффициент перекрытия $\varepsilon = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_w \sin \alpha_w}{\pi m \cos \alpha_w}$.

Шаг по делительной окружности $p = \pi m$.

Угловые шаги $\tau_1 = 360^\circ / z_1; \quad \tau_2 = 360^\circ / z_2$.

2.1.2 Построение картины зацепления

При вычерчивании профилей зубьев нужно помнить следующее:

а) профили зубьев могут касаться только на активной части линии зацепления;

б) наличие зазора на активной части линии зацепления между профилями, пересекаемыми линией зацепления, свидетельствует о неправильном выполнении чертежа;

Масштаб построения следует выбирать таким образом, чтобы высота зуба на чертеже была не менее 40 мм. При построении картины зацепления рекомендуется оставлять на чертеже следы построения эвольвент.

Профили зубьев вычерчивают в такой последовательности:

На чертеже под произвольным углом откладываем линию центров O_1O_2 . Длина линии центров равна межосевому расстоянию $O_1O_2 = a_w$. (рис 2.1)

Из точек O_1 и O_2 проводим начальные окружности $dw1$ и $dw2$, они касаются друг друга в полюсе зацепления P . Проводим основные окружности $db1$ и $db2$.

Из полюса P к основной окружности проводим касательную PA (рис. 2.2). Отрезок AP (см. рис.) делим на четыре равные части ($AB = BC = CD = DP$) и из точки B проводим дугу радиуса $r = BP$ до пересечения в точке $P1$ с основной окружностью, тогда $\cup AP1 = AP$.

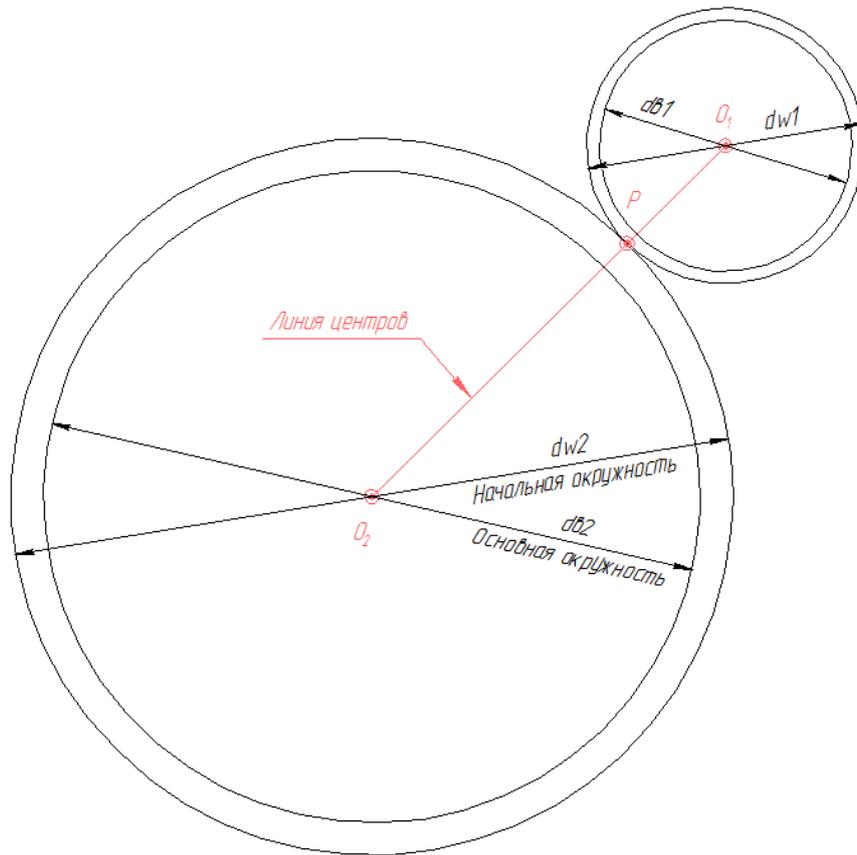


Рис. 2.1

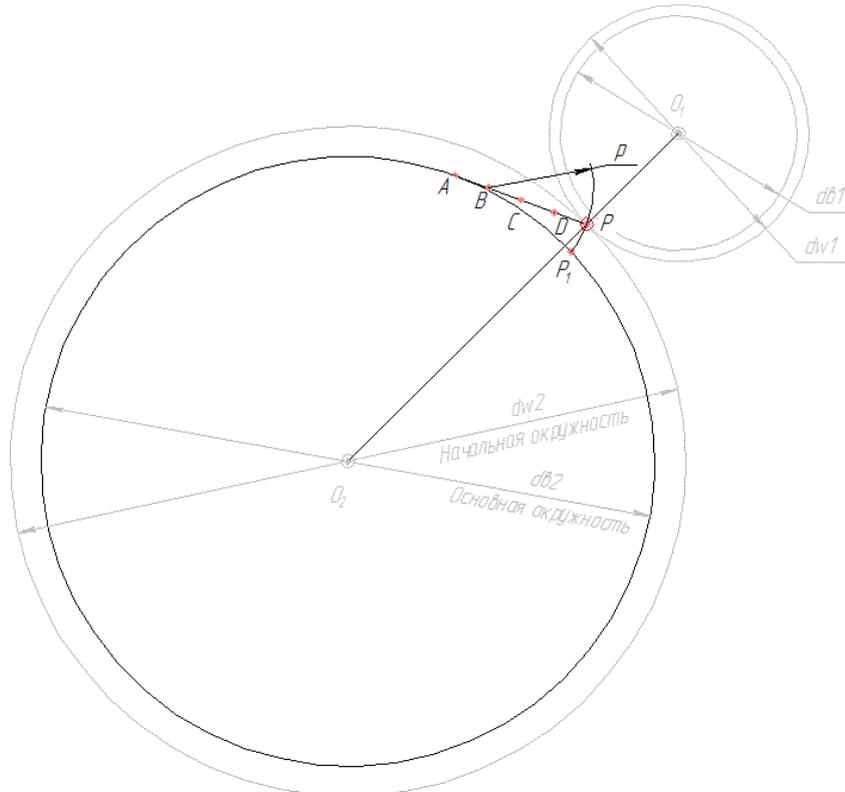


Рис. 2.2

Отрезок AP (рис. 2.3) снова делим на произвольное число равных частей длиной 15...20мм (число делений целесообразно взять четным, например 8). Дугу AP_1 также делим на такое число равных частей ($\sphericalcap P_11' = \sphericalcap 1'2' = \sphericalcap 2'3' = \dots$). Точки $1'; 2'; 3' \dots$ соединяем с центром O_2 .

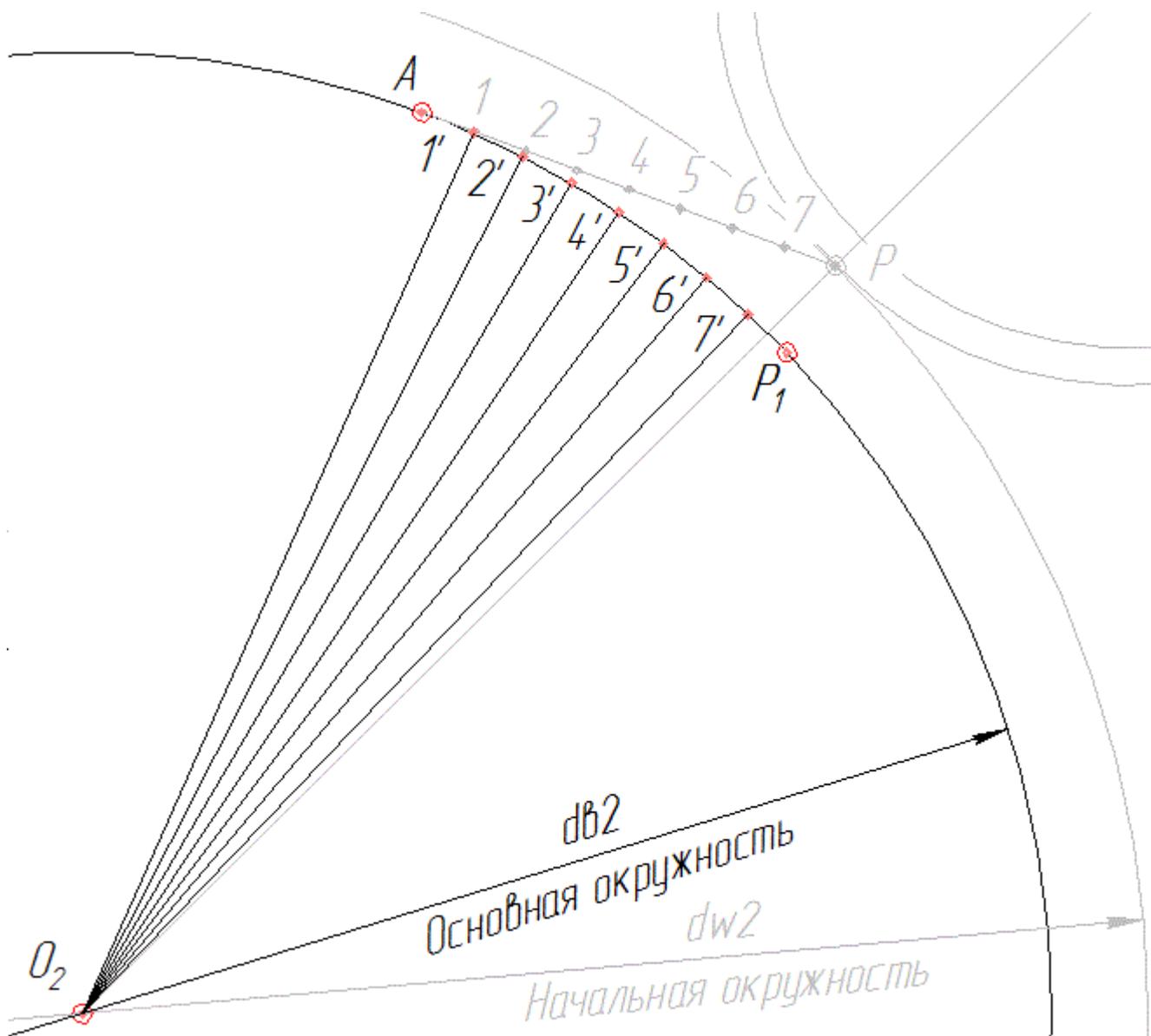


Рис. 2.3

Через точки $1'; 2'; 3' \dots$ (рис. 2.4) проводим перпендикуляры к соответствующим радиусам $O_21'; O_22'; O_23' \dots$. На перпендикулярах (они касаются основной окружности) откладываем отрезки $1'1''; 2'2''; 3'3'' \dots$, соответственно равные отрезкам $P1; P2; P3 \dots$

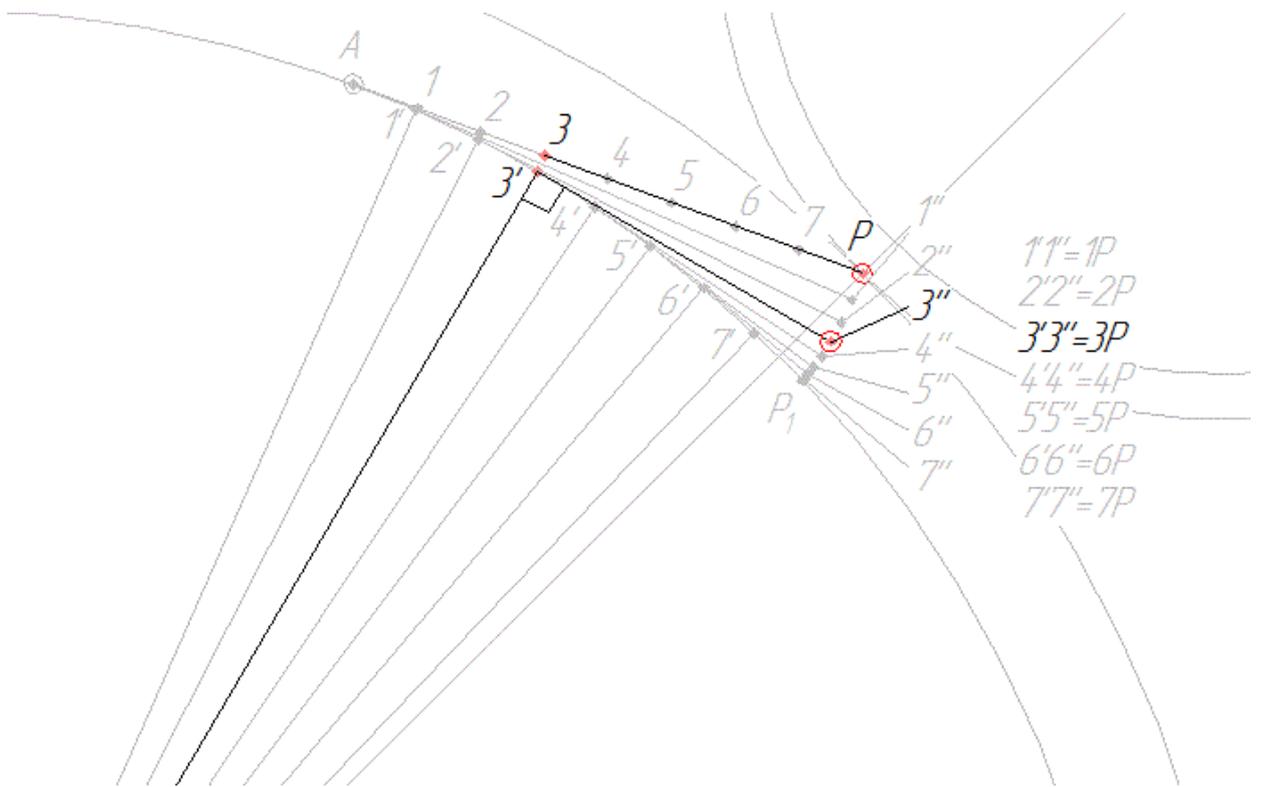


Рис. 2.4

Соединяем точки $P_1; 1''; 2''; 3''...$ плавной кривой и получаем часть эвольвенты второго колеса (рис. 2.5).

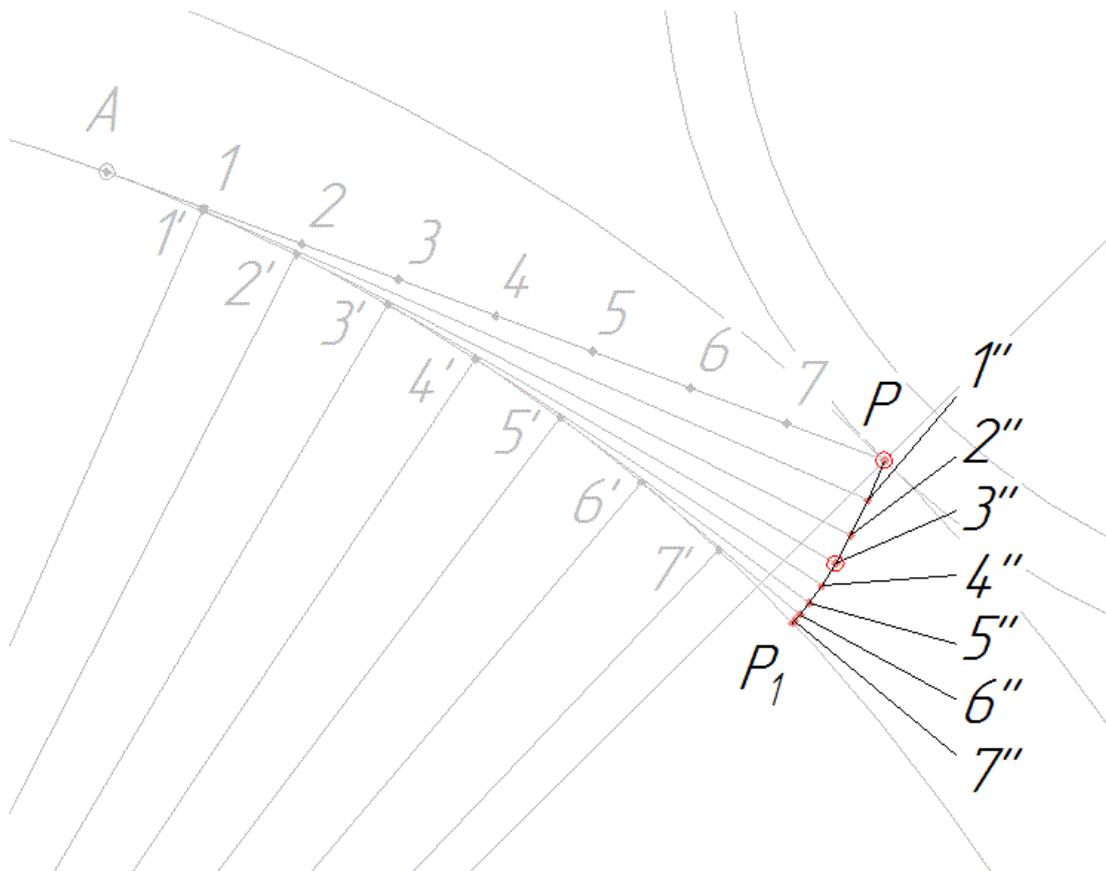


Рис. 2.5

Для продолжения построения профиля зуба второго колеса строим окружности выступов и впадин зубьев второго колеса (рис. 2.6). Следует отметить, что радиус окружности впадин может быть больше, равен и меньше радиуса r_6 основной окружности. Это зависит от числа Z зубьев колеса и от коэффициента смещения x . В нашем случае $d_{e2} > d_{f2}$.

Рис. 2.6

Для построения продолжения эвольвенты до окружности выступов вводим дополнительные точки 8 и 9 (рис. 2.7). Причем, точки 8 и 9 откладываем в обратном направлении от точки A . Пользуясь описанным выше методом, находим точки 8'' и 9''. Завершаем построение эвольвенты второго колеса.

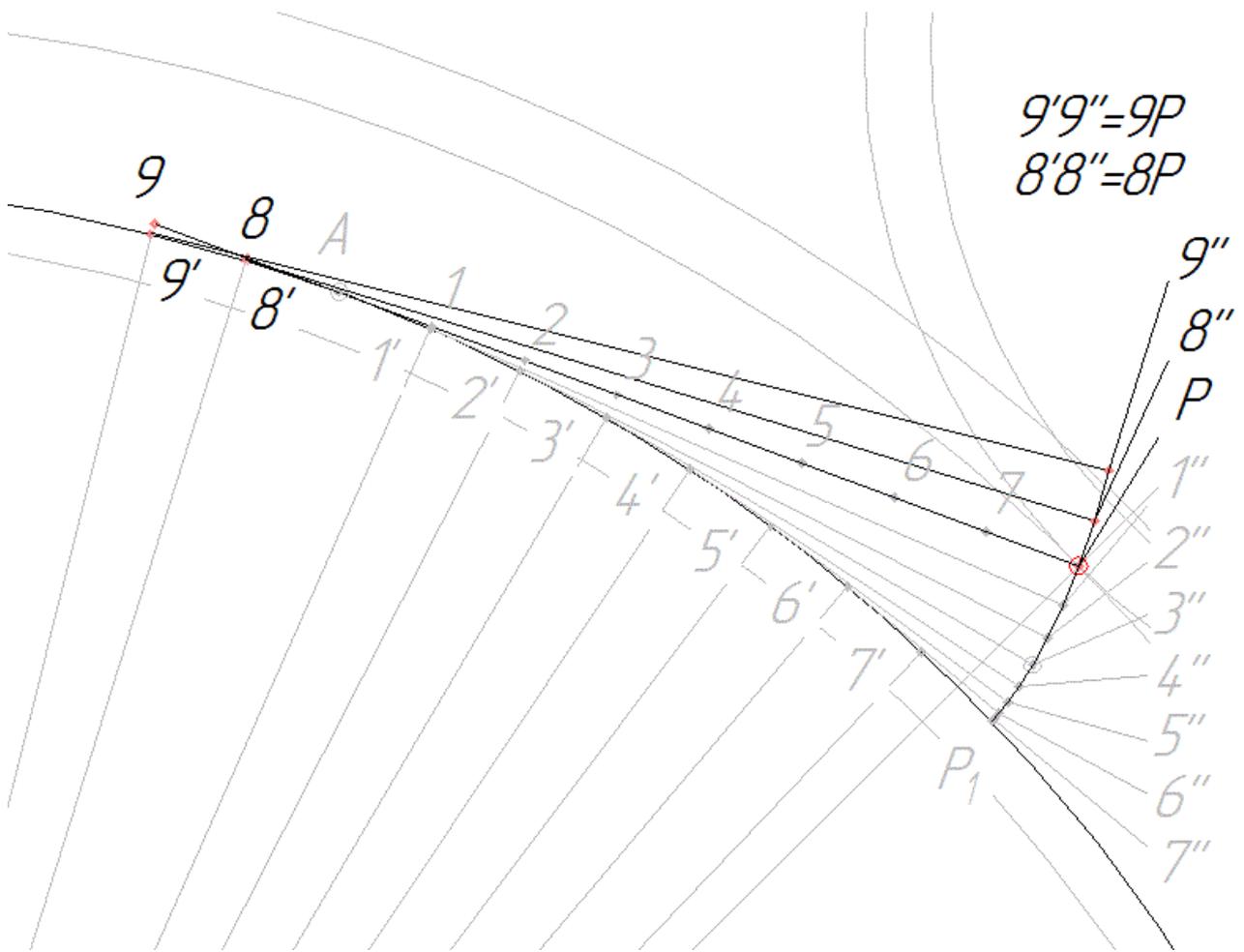


Рис. 2.7

Профиль ножки у основания зуба можно построить упрощенно. Если $r_f < r_b$, то от основания эвольвенты до окружности впадин проводят радиальный отрезок, а затем у основания зуба делают закругление радиуса $0,2m$ (рис. 2.8). Упрощенное построение профиля ножки зуба не отражают истинного его очертания, а является только чертежным приемом.

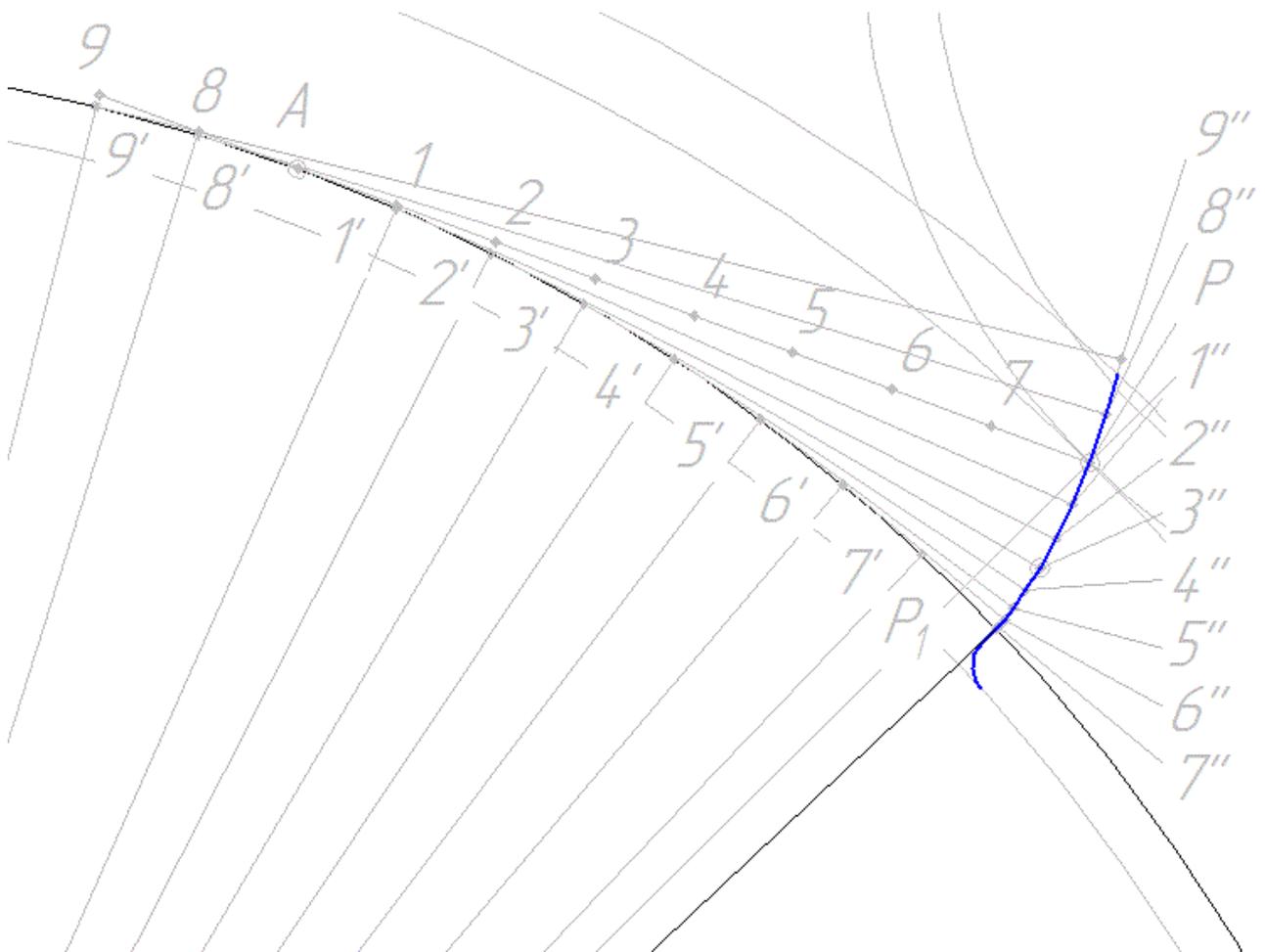


Рис. 2.8

Строим делительную окружность колеса 2 и получаем точку D ее пересечения с эвольвентой (рис. 2.9). От точки D откладываем на делительной окружности колеса 2 (пользуясь построением, показанным выше) дуги: влево $\cup DE$, вправо $\cup DF$, равные каждая длине шага p . От точки E, D, F влево откладываем (пользуясь тем же построением) дуги ER, DM, FH , равным каждая толщине S зуба по делительной окружности.

Делим дуги DM, FH, ER пополам в точках T, Y, Q . Соединяем эти точки с центром O_2 , получаем оси симметрии зубьев (рис. 2.9). После этого вырезаем из твердой бумаги шаблон половины зуба, которым пользуемся для построения остальных зубьев. Обязательным является построение трех зубьев – первого, профиль которого построен по точкам, и двух, находящихся справа и слева от первого.

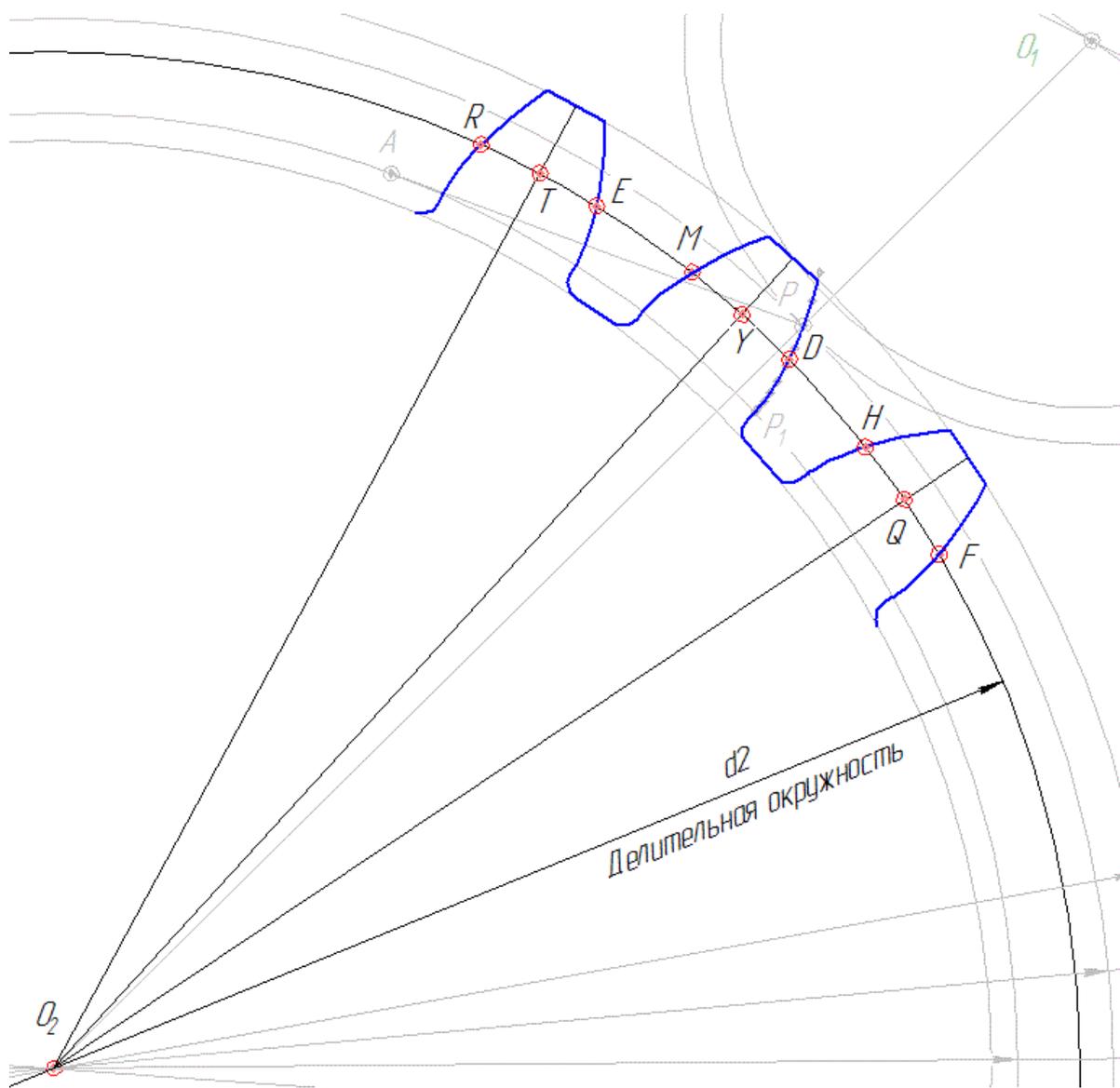


Рис. 2.9

Аналогично строим три зуба для другого колеса (рис. 2.10).

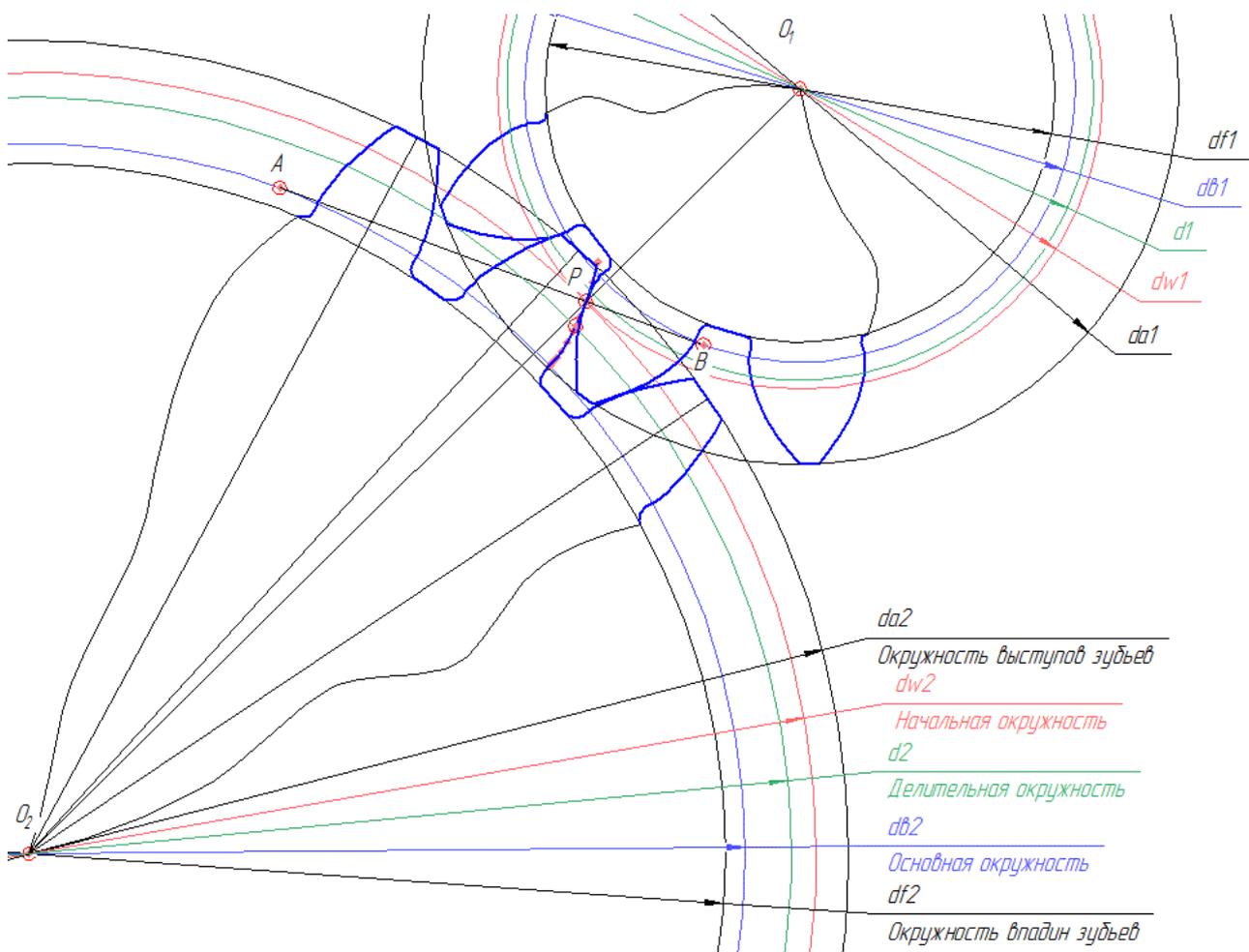


Рис. 2.10

2.1.3 Определение основных параметров эвольвентного зацепления

Теоретической линией зацепления называют отрезок касательной к основным окружностям, заключенный между точками касания.

Активной линией зацепления называют отрезок теоретической линии зацепления, заключенный между точками пересечения ее с окружностями выступов колес.

Рабочие участки профилей зубьев - это те участки профилей зубьев, которые участвуют в зацеплении. Чтобы найти эти участки, нужно на профиле зуба первого колеса найти точку, сопряженную с крайней точкой головки второго колеса, а на профиле зуба второго колеса — точку, сопряженную с крайней точкой головки первого колеса.

Дуга зацепления - дуга начальной окружности, которая проходит через полюс P за время зацепления одной пары сопряженных профилей. Длину k дуги зацепления определяют по формуле

$$k = \frac{ab \mu}{\cos \alpha_w}, \quad (2.2)$$

где ab - длина активной линии зацепления, измеряется по чертежу, μ - масштабный коэффициент. Длину активной части линии зацепления ab измеряют непосредственно на чертеже и значение ее подставляют в формулу.

2.1.4 Определение качественных показателей зацепления

Коэффициент торцевого перекрытия \mathcal{E} - это отношение угла торцевого перекрытия зубчатого колеса цилиндрической передачи к его угловому шагу.

Также коэффициентом перекрытия \mathcal{E} называют отношение длины k дуги зацепления к длине шага p_w по начальным окружностям колес.

Коэффициент перекрытия определяют по чертежу, используя формулу:

$$\mathcal{E} = \frac{k}{p_w} = \frac{ab \cdot \mu}{\pi m \cos \alpha_w}, \quad (2.3)$$

Коэффициент перекрытия характеризует плавность зацепления и показывает среднее число пар зубьев, находящихся одновременно в зацеплении. Чем больше коэффициент перекрытия, тем более плавно и бесшумно работает передача.

Коэффициентом перекрытия \mathcal{E} не должен быть меньше единицы, так как это приводит к перерывам в передаче движения от ведущего к ведомому и к ударам зубьев колес. Предельное значение коэффициента перекрытия в зубчатой передаче с нормальной высотой зуба равен 1,982. Если коэффициент перекрытия равен, например, 1,6, то это значит, что в среднем в зацеплении находится 1,6 пары зубьев, т.е. фактически 60% времени в зацеплении находятся две пары зубьев, а 40% - одна пара зубьев.

При проектировании зубчатого зацепления рекомендуется принимать допустимое значение коэффициента перекрытия $\mathcal{E} = 1,2$.

Коэффициенты относительного скольжения. Так как рабочие участки профилей зубьев перекатываются друг по другу со скольжением, то на этих участках возникают силы трения и происходит процесс изнашивания. Характеристикой вредного влияния скольжения являются коэффициенты λ_1 и λ_2 относительного скольжения, которые определяют по формулам

$$\lambda_1 = 1 + i_{2,1} - \frac{e}{X} \cdot i_{2,1}; \quad \lambda_2 = 1 + i_{1,2} - \frac{e}{e - X} i_{1,2} \quad (2.4)$$

где $e = AB$ — длина теоретической линии зацепления,

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}; \quad i_{2,1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{z_1}{z_2} \text{ — передаточные отношения,}$$

X — расстояние от точки B касания теоретической линии зацепления с основной окружностью первого (меньшего) колеса, отсчитываемое в направлении к точке A (рис. 2.11).

Коэффициент удельного давления. Отношение модуля зацепления к приведенному радиусу кривизны эвольвентных профилей называется коэффициентом удельного давления $\gamma = \frac{m}{\rho_{np}}$.

Коэффициенту имеет минимальное значение в середине теоретической линии зацепления AB .

При расчете зубьев на контактную прочность коэффициент γ определяется по формуле:

$$\gamma = \frac{m \cdot AB}{AP \cdot BP} = \frac{2z_c}{z_1 z_2 \cos \alpha \operatorname{tg} \alpha_w} \quad (2.5)$$

где AB — длина теоретической линии зацепления; AP , BP — расстояния от точек A и B касания теоретической линии зацепления с основной окружностью до полюса зацепления P соответственно.

Пример 8. *Определить геометрические параметры зубчатого зацепления, если числа зубьев колес $z_1 = 12$; $z_2 = 34$; модуль зацепления $m = 5$ мм. Построить картину зацепления. Определить качественные характеристики зубчатой передачи.*

1. Выберем коэффициенты смещения: Минимальное значение коэффициента смещения определяем по формуле $x_1 > 1 - 0,058z_1 = 0,035$. Примем значение $x_1 = 0,35$. Т.к. суммарное число зубьев $z_1 + z_2 = 12 + 34 = 46 > 2z_{\min} = 34$, то проектируем равносмещенное зацепление и принимаем $x_2 = -x_1 = -0,35$.

2. Определяем инволюту угол зацепления

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{inv} \alpha + \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \operatorname{tg} \alpha = \operatorname{inv} 20^\circ + \frac{2(0,35 - 0,35)}{12 + 34} \operatorname{tg} 20^\circ = 0,014904,$$

где $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{inv} 20^\circ = 0,014904$. По таблице инволют найдем угол зацепления $\alpha_w = 20^\circ$.

3. Межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = \frac{5}{2}(12 + 34) \frac{\cos 20^\circ}{\cos 20^\circ} = 115 \text{ мм}$$

4. Делительное межосевое расстояние

$$a = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) = \frac{5}{2}(12 + 34) = 115 \text{ мм}$$

5. Радиусы делительных окружностей

$$r_1 = \frac{1}{2} m z_1 = \frac{1}{2} \cdot 5 \cdot 12 = 30 \text{ мм}; \quad r_2 = \frac{1}{2} m z_2 = \frac{1}{2} \cdot 5 \cdot 34 = 85 \text{ мм}.$$

6. Радиусы начальных окружностей

$$r_{w_1} = \frac{1}{2} m z_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = \frac{1}{2} \cdot 5 \cdot 12 \frac{\cos 20^\circ}{\cos 20^\circ} = 30 \text{ мм};$$

$$r_{w_2} = \frac{1}{2} m z_2 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = \frac{1}{2} \cdot 5 \cdot 34 \frac{\cos 20^\circ}{\cos 20^\circ} = 85 \text{ мм}.$$

Проверка вычислений:

$$a_w = r_{w_1} + r_{w_2} = 85 + 30 = 115 \text{ мм}.$$

7. Коэффициент воспринимаемого смещения

$$y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{115 - 115}{5} = 0,$$

8. Коэффициент уравнительного смещения

$$\Delta y = x_c - y = x_1 + x_2 - y = 0,35 - 0,35 - 0 = 0,$$

9. Радиусы окружностей вершин зубьев

$$r_{a_1} = m(z_1 / 2 + h_a^* + x_1 - \Delta y) = 5(12 / 2 + 1 + 0,35) = 36,75 \text{ мм}$$

$$r_{a_2} = m(z_2 / 2 + h_a^* + x_2 - \Delta y) = 55(34 / 2 + 1 - 0,35) = 88,25 \text{ мм},$$

где $h_a^* = 1$ - коэффициент высоты головки зуба.

10. Радиусы окружностей впадин зубьев

$$r_{f_1} = m(z_1 / 2 - h_f^* + x_1) = 5(12 / 2 - 1,25 + 0,35) = 25,5 \text{ мм}$$

$$r_{f_2} = m(z_2 / 2 - h_f^* + x_2) = 6(34 / 2 - 1,25 - 0,35) = 77 \text{ мм},$$

где $h_f^* = 1,25$ - коэффициент высоты ножки зуба.

11. Высота зуба

$$h_1 = r_{a_1} - r_{f_1} = 36,75 - 25,5 = 11,25 \text{ мм};$$

$$h_2 = r_{a_2} - r_{f_2} = 88,25 - 77 = 11,25 \text{ мм}.$$

12. Толщина зуба по делительным окружностям

$$s_1 = m(\pi / 2 + 2x_1 \text{tg} \alpha) = 5(3,14 / 2 + 2 \cdot 0,35 \text{tg} 20^\circ) = 9,124 \text{ мм}$$

$$s_2 = m(\pi / 2 + 2x_2 \text{tg} \alpha) = 5(3,14 / 2 - 2 \cdot 0,35 \text{tg} 20^\circ) = 6,576 \text{ мм}.$$

13. Радиусы основных окружностей

$$r_{b_1} = r_1 \cos \alpha = 30 \cos 20^\circ = 28,19 \text{ мм};$$

$$r_{b_2} = r_2 \cos \alpha = 85 \cos 20^\circ = 79,874 \text{ мм}.$$

14. Углы профилей зубьев в точках на окружностях вершин

$$\alpha_{a_1} = \arccos(r_{b_1} / r_{a_1}) = \arccos(28,19 / 36,75) = 40^\circ;$$

$$\alpha_{a_2} = \arccos(r_{b_2} / r_{a_2}) = \arccos(79,874 / 88,25) = 25^\circ.$$

15. Эвольвентные функции

$$\text{inv} \alpha_{a_1} = \text{tg} \alpha_{a_1} - \alpha_{a_1} = 0,1431; \text{inv} \alpha_{a_2} = \text{tg} \alpha_{a_2} - \alpha_{a_2} = 0,03057.$$

16. Толщина зубьев по окружностям вершин

$$s_{a_1} = r_{a_1} \left[\frac{s_1}{r_1} + 2(\operatorname{inv}\alpha - \operatorname{inv}\alpha_{a_1}) \right] = 36,75 \left[\frac{9,124}{30} + 2(0,014904 - 0,1431) \right] = 1,76 \text{ мм}$$

$$s_{a_2} = r_{a_2} \left[\frac{s_2}{r_2} + 2(\operatorname{inv}\alpha - \operatorname{inv}\alpha_{a_2}) \right] = 88,25 \left[\frac{6,57}{85} + 2(0,014904 - 0,04) \right] = 4,07 \text{ мм}$$

17. Коэффициент толщины зуба по окружностям вершин

$$s_{a_1}^* = s_{a_1} / m = 1,76 / 5 = 0,352;$$

$$s_{a_2}^* = s_{a_2} / m = 4,07 / 5 = 0,814.$$

18. Коэффициент перекрытия

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{\sqrt{r_{a_1}^2 - r_{b_1}^2} + \sqrt{r_{a_2}^2 - r_{b_2}^2} - a_w \sin \alpha_w}{\pi m \cos \alpha_w} = \\ &= \frac{\sqrt{36,75^2 - 28,19^2} + \sqrt{88,25^2 - 78,874^2} - 115 \sin 20^\circ}{3,14 \cdot 5 \cos 20^\circ} = 1,47. \end{aligned}$$

19. Шаг по делительной окружности

$$p = \pi m = 3,14 \cdot 5 = 15,7 \text{ мм.}$$

20. Угловые шаги

$$\tau_1 = 360^\circ / z_1 = 360^\circ / 12 = 30^\circ;$$

$$\tau_2 = 360^\circ / z_2 = 360^\circ / 34 = 10,6^\circ.$$

Построим картину зацепления (рис.2.11).

1. На линии центров колес от точки P (полюса зацепления) откладываем радиусы $r_{w1} = r_1$ и $r_{w2} = r_2$ начальных окружностей, так как зацепление равносмещенные, они совпадают с делительными, и строим эти окружности.

2. Строим основные окружности радиусами r_{b1} и r_{b2} .

3. Строим эвольвенты, которые описывает точка P прямой AB при перекатывании ее по основным окружностям.

4. Строим окружности выступов и окружности впадин обоих колес.

5. От полюса зацепления p по делительным окружностям откладываем влево и право дуги, равные шагу зацепления. Откладываем дуги, равные толщине зубьев, находим оси симметрии зубьев и строим вторые половинки зубьев. Остальные зубья строим методом копирования.

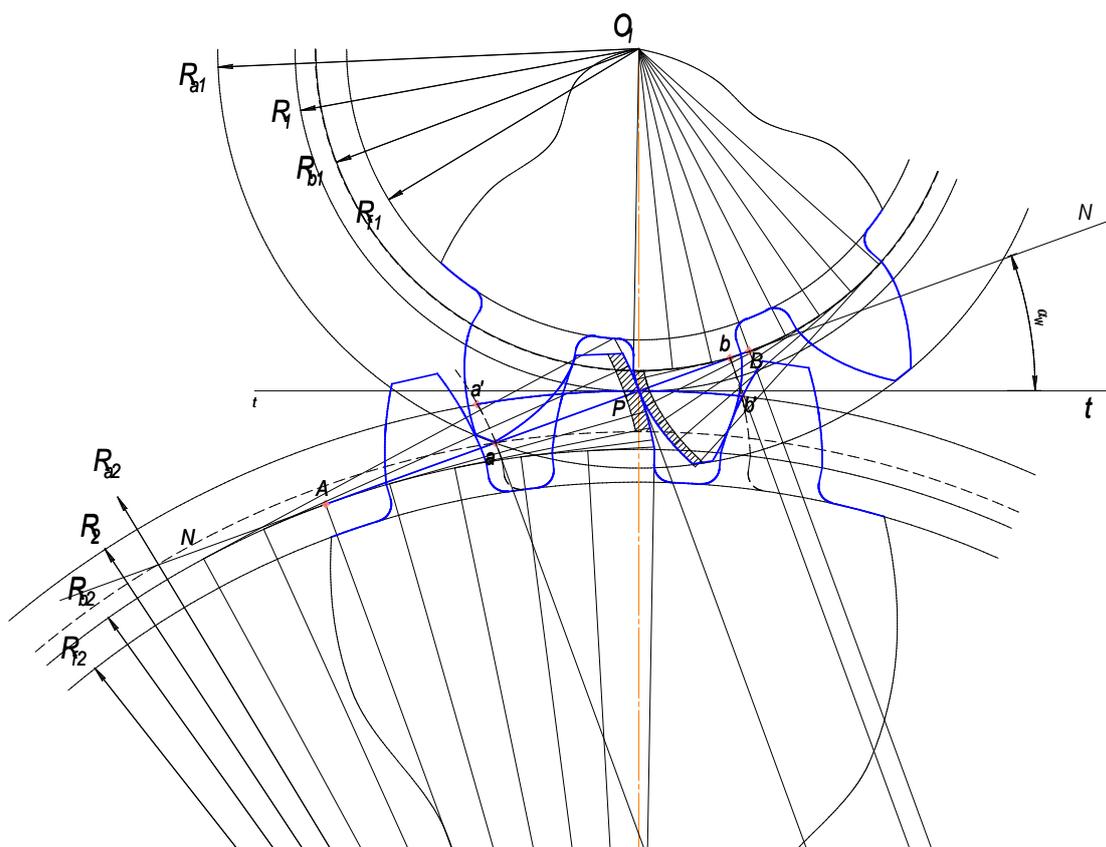


Рис. 2.11

Определим основные параметры эвольвентного зацепления по чертежу (рис.2.11, а)

Теоретическую линию зацепления (рис. 2.11а) - отрезок AB касательной к основным окружностям, заключенный между точками касания.

Активную линию зацепления (рис.2.11а) - отрезок ab теоретической линии зацепления, заключенный между точками пересечения ее с окружностями выступов колес.

Дугу зацепления (рис.2.11а) – проведем одноименные профили зубьев через точки a и b активной линии зацепления, точки пересечения с начальной окружностью $a'b'$ определяют дугу зацепления.

Длину k дуги зацепления определим по формуле (2.2)

$$k = \frac{ab \cdot \mu}{\cos \alpha_w} = \frac{87,081 \cdot 0,25}{\cos 20^\circ} = 23,2 \text{ мм}$$

Рабочие участки профилей зубьев (рис. 2.11а) - через точку a из центра O_1 проведем дугу радиуса O_1a до пересечения с профилем зуба первого колеса и через точку b из центра O_2 - дугу радиуса O_2b до пересечения с профилем зуба второго колеса. Чтобы обозначить на чертеже эти участки, проведем линии, параллельные профилям зубьев на расстоянии 1,5-2 мм и заштрихуем получившиеся полоски.

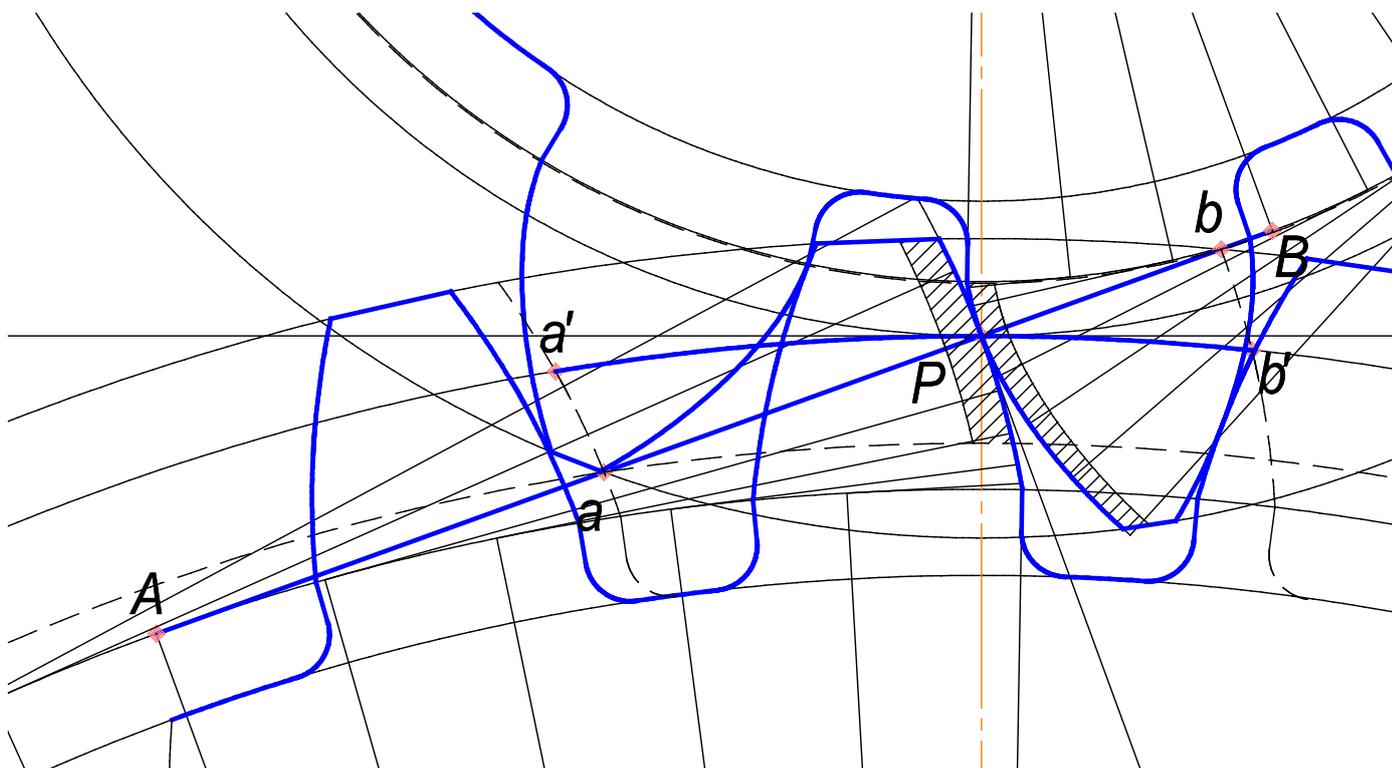


Рис. 2.11, а

Определим качественные характеристики зацепления.

Коэффициент торцевого перекрытия ε определяем по формуле

2.3

$$\varepsilon = \frac{k}{\pi m} = \frac{23,2}{3,14 \cdot 5} = 1,47.$$

Коэффициенты относительного скольжения подсчитываем по формулам (2.4)

$$\lambda_1 = 1 + i_{2,1} - \frac{e}{x} \cdot i_{2,1} = 1 + 0,5 - \frac{144}{10} \cdot 0,5 = -5,7$$

$$\lambda_2 = 1 + i_{1,2} - \frac{e}{e-x} \cdot i_{1,2} = 1 + 2 - \frac{144}{144-10} \cdot 2 = 0,85$$

где $e = AB$ - длина теоретической линии зацепления,

передаточные отношения $i_{1,2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{32}{16} = 2$; $i_{2,1} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{16}{32} = 0,5$

x - расстояние от точки B касания теоретической линии зацепления с основной окружностью первого (меньшего) колеса, отсчитанное в направлении к точке A .

Значения коэффициентов λ_1 и λ_2

x	0	10	20	30	48	60	80	100	110	120	130	144
λ_1	$-\infty$	-5,7	-2,1	-0,9	0	0,3	0,6	0,78	0,85	0,9	0,95	1
λ_2	1	0,85	0,68	0,47	0	-0,43	-1,5	-3,55	-5,47	-9	-17,6	$-\infty$

Пользуясь полученной таблицей, строим диаграммы (рис.2.12. 2.13) для значений коэффициентов относительного скольжения в прямоугольной системе координат. Для того чтобы выделить те части диаграмм, которые дают значения λ_1 и λ_2 для фактически имеющих на зубьях рабочих участков профилей, проведем через точки a и b перпендикуляры к линии зацепления, которые отсекут на диаграммах интересующие нас участки.

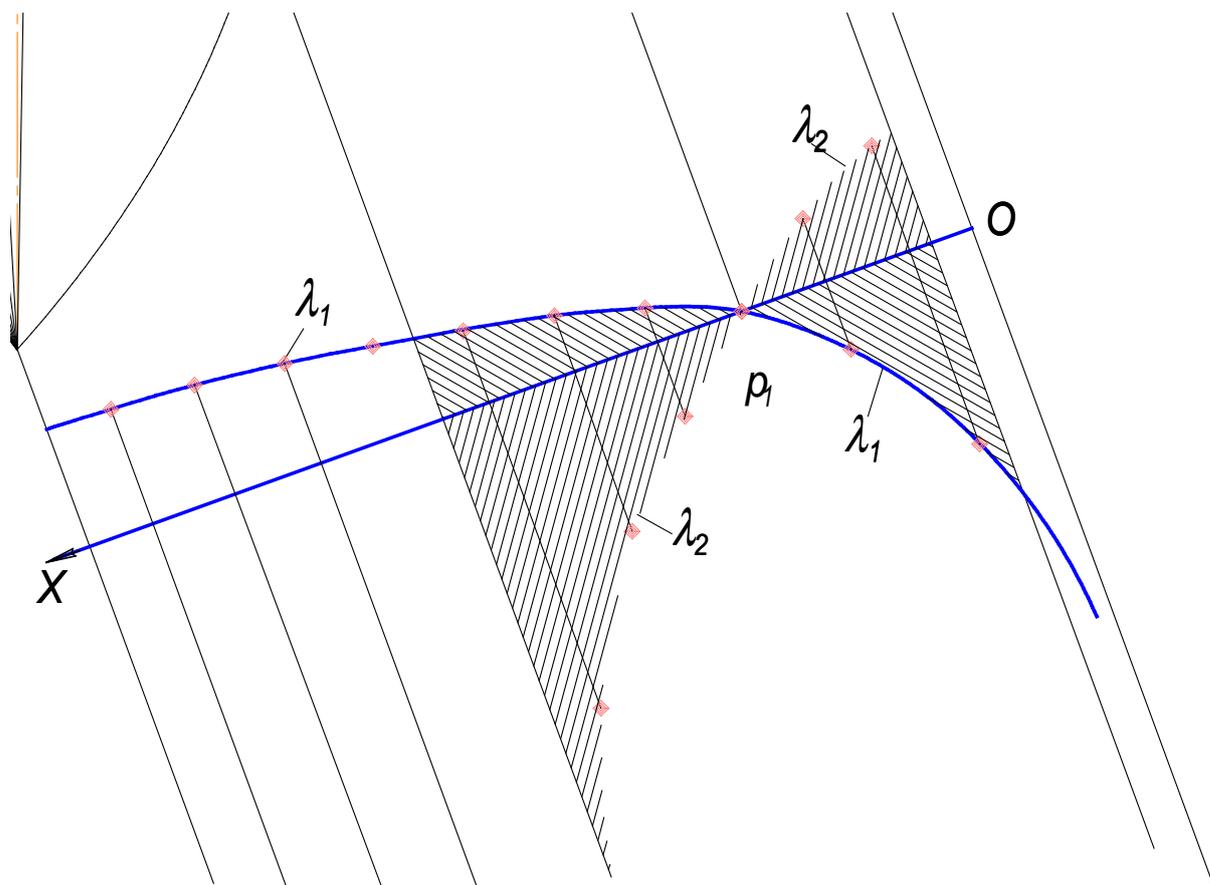


рис. 2.12

Определяем коэффициент удельного давления по формуле (2.5):

$$\gamma_P = \frac{m \cdot AB}{AP \cdot BP} = \frac{5 \cdot 157,33}{116,28 \cdot 41,05} = 0,165,$$

где отрезки AB , AP и BP (рис. 2.11а) измеряем по чертежу.

В результате всех построений получаем картину эвольвентного зацепления, представленную на рис 2.13.

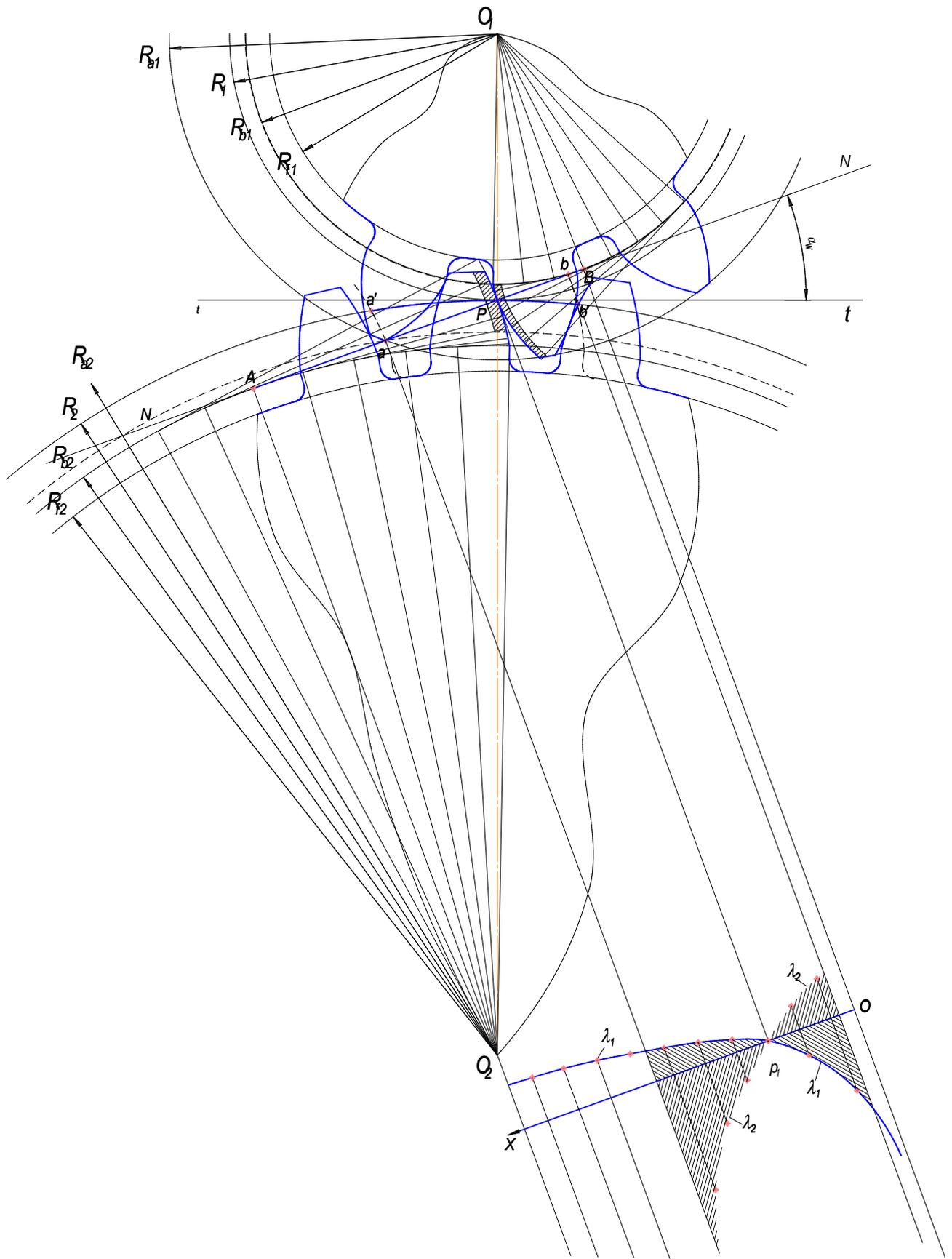


Рис. 2.13

2.2. Кинематика многозвенных зубчатых передач

2.2.1 Кинематика дифференциального механизма

Число оборотов водила H аналитически определяется с использованием основной формулы дифференциального механизма:

$$i_{2'4}^{(H)} = \frac{n_2 - n_H}{n_4 - n_H}, \quad (2.6)$$

где: $i_{2'4}^{(H)}$ - передаточное отношение механизма в обращенном движении (при неподвижном водиле H ; n_2 - число оборотов зубчатого колеса 2, определяется из соотношения $i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = -\frac{z_2}{z_1}$; n_4 - число оборотов зубчатого колеса 4, дано.

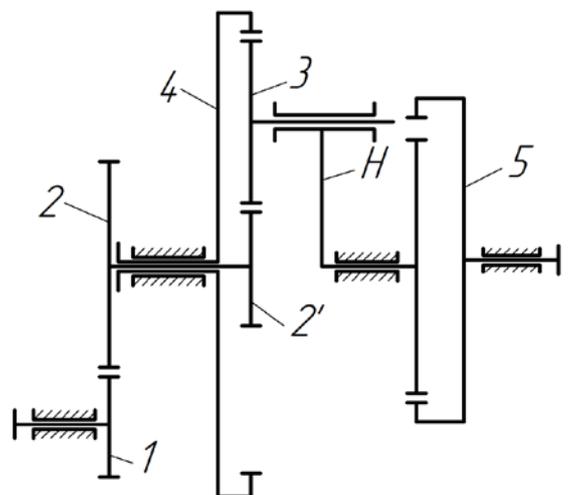
Число оборотов водила H , передаточные отношения i_{15} и i_{14} графическим методом определяется путем построения планов скоростей (треугольников скоростей по методу Смирнова [4]).

Для построения планов скоростей необходимо построить кинематическую схему механизма в масштабе μ_l [мм/м], определив радиусы делительных окружностей зубчатых колес $r_i = \frac{mz_i}{2}$. В выбранном произвольном масштабе μ_v , [м/мс⁻¹] построить треугольники распределения линейных скоростей звеньев в системе координат rOV .

Пример 9. Определить число оборотов водила H дифференциального механизма аналитическим и графическим методами.

Дано:

Числа зубьев	Z_1	12
	Z_2	34
	$Z_{2'}$	28
	Z_3	24
	Z_4	76
Модуль в мм	m_{1-3}	5
Число об/мин	n_1	160
	n_4	-60



Числа зубьев	Z_H	32
	Z_5	36

Определим число оборотов водила аналитически, используя основную формулу дифференциального механизма (2.6):

$$i_{2'4}^{(H)} = \frac{n_2 - n_H}{n_4 - n_H}$$

где $i_{2'4}^{(H)} = (-1)^k \frac{z_3 z_4}{z_2 z_3} = (-1)^1 \frac{76}{28} = -2,71$ - передаточное отношение

механизма в обращенном движении;

n_2 – число оборотов зубчатого колеса 2, определяем из соотношения

$$i_{2'} = \frac{n_1}{n_2} = -\frac{z_2}{z_1} \rightarrow n_2 = -\frac{n_1 z_1}{z_2} = -\frac{160 \cdot 12}{34} = -56,5 \text{ об / мин}$$

Выразим число оборотов водила из основной формулы дифференциального механизма:

$$n_H = \frac{i_{2'4}^{(H)} n_4 - n_2}{i_{2'4}^{(H)} - 1} = \frac{-2,71 \cdot (-60) + 56,5}{-2,71 - 1} = 59 \text{ об / мин}$$

Определим число оборотов водила графически. Построим кинематическую схему механизма в масштабе (рис. 2.14), предварительно определив радиусы делительных окружностей зубчатых колес:

$$\begin{aligned} r_1 &= \frac{mz_1}{2} = \frac{5 \cdot 12}{2} = 30 \text{ мм}; & r_2 &= \frac{mz_2}{2} = \frac{5 \cdot 34}{2} = 85 \text{ мм}; \\ r_{2'} &= \frac{mz_{2'}}{2} = \frac{5 \cdot 28}{2} = 70 \text{ мм}; & r_3 &= \frac{mz_3}{2} = \frac{5 \cdot 24}{2} = 60 \text{ мм}; \\ r_4 &= \frac{mz_4}{2} = \frac{5 \cdot 76}{2} = 190 \text{ мм}; & r_H &= \frac{mz_H}{2} = \frac{5 \cdot 32}{2} = 80 \text{ мм}; \\ r_5 &= \frac{mz_5}{2} = \frac{5 \cdot 36}{2} = 90 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Определим окружные скорости в зацеплениях А и D:

$$\begin{aligned} V_A &= \frac{\pi n_1}{30} r_1' = \frac{3,14 \cdot 160}{30} \cdot 0,03 = 0,5024 \text{ м / с} \\ V_D &= \frac{\pi n_4}{30} r_4' = \frac{3,14 \cdot (-60)}{30} \cdot 0,19 = 1,1932 \text{ м / с} \end{aligned}$$

Выберем масштабный коэффициент плана скоростей $\mu_v = 0,009 [м / с \cdot мм]$, тогда длины векторов, изображающих соответствующие скорости, определяются:

$$aa' = \frac{0,5024}{0,009} = 55,82 мм; \quad dd' = \frac{1,1932}{0,009} = 132,58 мм;$$

Дифференциальный механизм $\mu_1 = 3 [мм / мм]$

План скоростей $\mu_v = 0,009 [м / с / мм]$

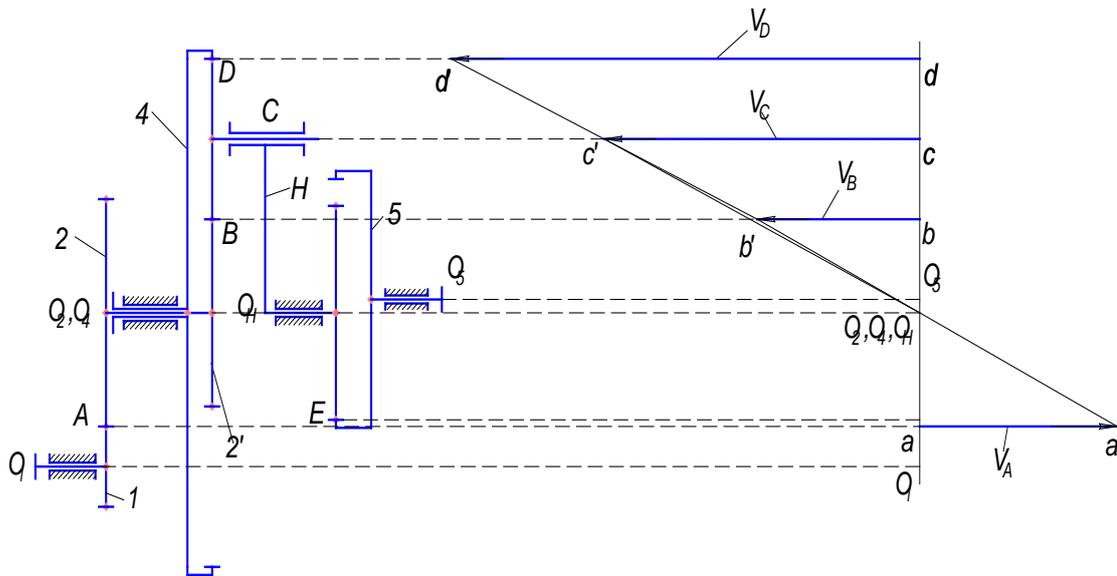


Рис. 2.14

В произвольно выбранной системе координат rOV построим треугольники распределения линейных скоростей звеньев (рис.1.14). На ось ординат проецируем неподвижные оси зубчатых колес – точки Q_1, Q_2, Q_H, Q_4

Из точки a с ординатой r_1 отложим отрезок aa' , из точки d с ординатой r_4 отложим отрезок dd' . Через точки a' и Q_2 проводим прямую, которая является линией распределения скоростей для точек звена $2'$, лежащих на оси r_2' . На эту линию проецируем точку B и получаем вектор bb' , изображающий в масштабе μ_v окружную скорость в зацеплении B .

Соединяем точки b' и d' и проецируем на эту линию точку C , так как ее скорость зависит от скоростей звеньев $2'$ и 4 . Вектор cc' изображает скорость V_C в масштабе μ_v . Отрезок Q_Hc' является линией распределения угловых скоростей водила H .

$$\omega_H = \frac{V_C}{r_H} = \frac{cc' \cdot \mu_v}{Q_Hc' \cdot \mu_1} = \frac{89,3 \cdot 0,009}{43,333 \cdot 3} = 0,0062 \text{ рад / с}$$

$$n_H = \frac{\omega_1 \cdot 30}{\pi} = \frac{0,0062 \cdot 30}{3,14} = 5906 / \text{мин}$$

2.2.2. Кинематика планетарного механизма

При определении передаточного отношения i_{15} планетарного механизма аналитическим методом следует иметь в виду, что общее передаточное отношение представляется в виде произведений передаточных отношений отдельных ступеней и планетарного механизма:

$$i_{15} = i_{12} \cdot i_{2'H} \cdot i_{H5}, \quad (2.7)$$

где $i_{12} = \pm \frac{z_2}{z_1}$, $i_{H5} = \pm \frac{z_5}{z_H}$ - передаточные отношения, взятые со своими знаками, зацеплений зубчатых колес 1 и 2; H и 5;

Передаточное отношение планетарного механизма определяется по формуле:

$$i_{2'H} = 1 - i_{2'4}^{(H)}, \quad (2.8)$$

где: $i_{2'4}^{(H)}$ - передаточное отношение механизма в обратном движении (при неподвижном водиле H).

Пример 10. Определить передаточное отношение планетарного механизма аналитическим и графическим методами. Исходные данные те же.

Общее передаточное отношение представим в виде произведений передаточных отношений отдельных ступеней и планетарного механизма (2.7):

$$i_{15} = i_{12} \cdot i_{2'H} \cdot i_{H5},$$

где $i_{12} = -\frac{z_2}{z_1} = -\frac{34}{12} = -2,83$, $i_{H5} = \frac{z_5}{z_H} = -\frac{36}{32} = -1,125$ - передаточные

отношения зацеплений зубчатых колес 1 и 2; H и 5;

$$i_{2'H} = 1 - i_{2'4}^{(H)} = 1 - (-1)^k \frac{z_3 z_4}{z_2 z_3} = 1 - (-1)^1 \frac{76}{28} = 3,714 - \text{передаточное}$$

отношение планетарного механизма.

Передаточное отношение планетарной передачи

$$i_{15} = i_{12} \cdot i_{2'H} \cdot i_{H5} = -2,83 \cdot (-1,125) \cdot 3,714 = 8,64$$

Определим передаточное отношение i_{15} графически. Построим кинематическую схему механизма (рис. 2.15) в том же масштабе, что и дифференциальный механизм. Выберем масштабный коэффициент плана скоростей $\mu_v = 0,034 [м / с \cdot мм]$, тогда длина вектора, изображающего скорость в зацеплении А определится:

$$aa' = \frac{V_A}{\mu_v} = \frac{0,5024}{0,009} = 55,82 мм.$$

Планетарный механизм $\mu_1=3 [мм/мм]$

План скоростей $\mu_v=0,009 [м/с/мм]$

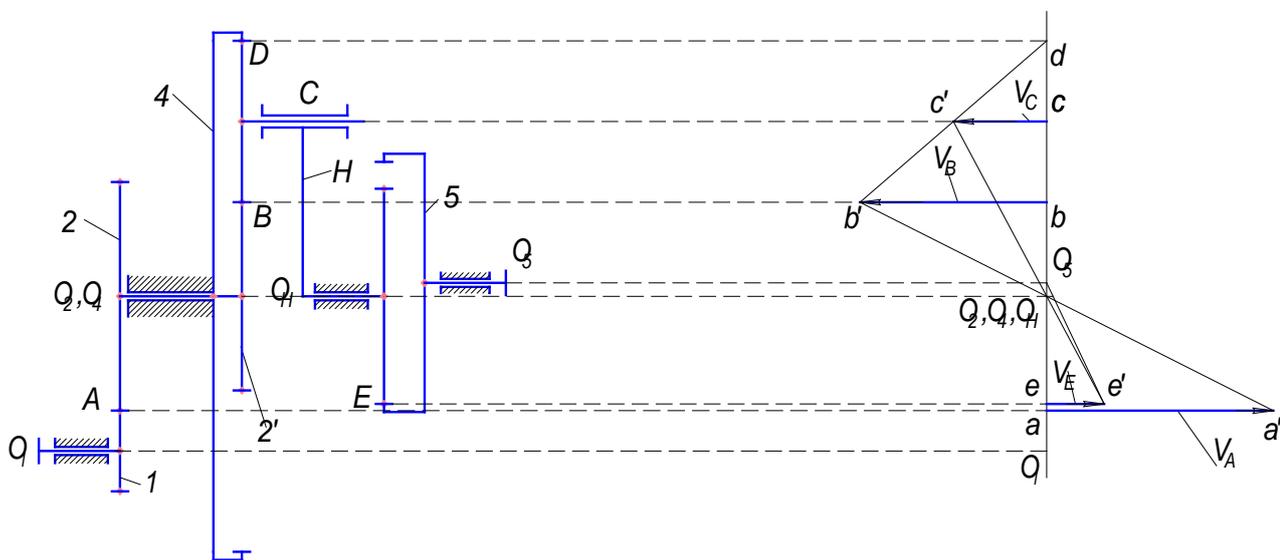


Рис. 2.15

В произвольно выбранной системе координат rOV построим треугольники распределения линейных скоростей звеньев (рис 2.15). На ось ординат проецируем неподвижные оси зубчатых колес – точки Q_1, Q_2, Q_H, Q_4, Q_5 и точку d с ординатой r_4 .

Из точки a с ординатой r_1 отложим отрезок aa' . Через конец этого отрезка и начало координат $m. Q'$, проведем линию, которая определит распределение скоростей для точек звена 1, лежащих на оси r_1 .

Через точки a' и Q_2' проводим прямую, которая является линией распределения скоростей для точек звена 2', лежащих на оси r_2 . На эту линию проецируем точку B и получаем вектор bb' , изображающий в

масштабе μ_v окружную скорость в зацеплении В. Соединяем точки b' и d' и проецируем на эту линию точку С. Получаем вектор aa' , изображающий скорость V_C в масштабе μ_v .

Через точки c' и O_H проводим линию, проецируем на нее точку Е и получаем вектор ee' , изображающий в масштабе окружную скорость зацепления Е. Через конец этого отрезка и начало координат m . O_5' проведем прямую, которая определит распределение скоростей для точек звена 5, лежащих на оси r_5 .

Передаточное отношение планетарного механизма, определенное по данным графическим построениям, определится

$$i_{15} = \frac{\omega_1}{\omega_5} = \frac{aa' \cdot O_5e}{ee' \cdot O_5a} = \frac{55,82 \cdot 30}{14,144 \cdot 10} = 8,64$$

2.2.3 Кинематика трехступенчатой передачи

Передаточное отношение трехступенчатой зубчатой передачи определяется по формуле:

$$i_{14} = i_{12} i_{2'3} i_{3'4} = (-1)^k \frac{z_2 z_3 z_4}{z_1 z_2' z_3'} \quad (2.9)$$

где k – число внешних зацеплений.

Пример 11. Определить передаточное отношение трехступенчатой зубчатой передачи графически и аналитически. Исходные данные те же.

Определим передаточное отношение i_{14} трехступенчатой зубчатой передачи аналитически:

$$i_{14} = i_{12} \cdot i_{2'3} \cdot i_{3'4} = (-1)^k \frac{z_2 \cdot z_3 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_2' \cdot z_3'} = (-1)^2 \cdot \frac{34 \cdot 76}{12 \cdot 28} = 7,7$$

Определим передаточное отношение i_{14} графически. Построим кинематическую схему механизма в том же масштабе (рис. 2.16), что и предыдущие схемы.

Выберем масштабный коэффициент плана скоростей $\mu_v = 0,034 [м / с \cdot мм]$, тогда длина вектора, изображающего скорость в зацеплении А определится:

$$aa' = \frac{V_A}{\mu_v} = \frac{0,5024}{0,009} = 55,82 мм$$

В произвольно выбранной системе координат rOV построим треугольники распределения линейных скоростей звеньев (рис. 2.16). На ось ординат проецируем неподвижные оси зубчатых колес - точки Q_1, Q_2, Q_H, Q_4 и точку с ординатой $r_2 + r_3$.

Из точки a с ординатой r_1 отложим отрезок aa' . Через конец этого отрезка и начало координат t, O_1' проведем прямую, которая определит распределение скоростей для точек звена 1, лежащих на оси r_1 .

План скоростей $\mu_v = 0,009 \left[\frac{M^*g}{MM} \right]$

Трехступенчатая зубчатая передача $\mu = 3 \text{ [мм/мм]}$

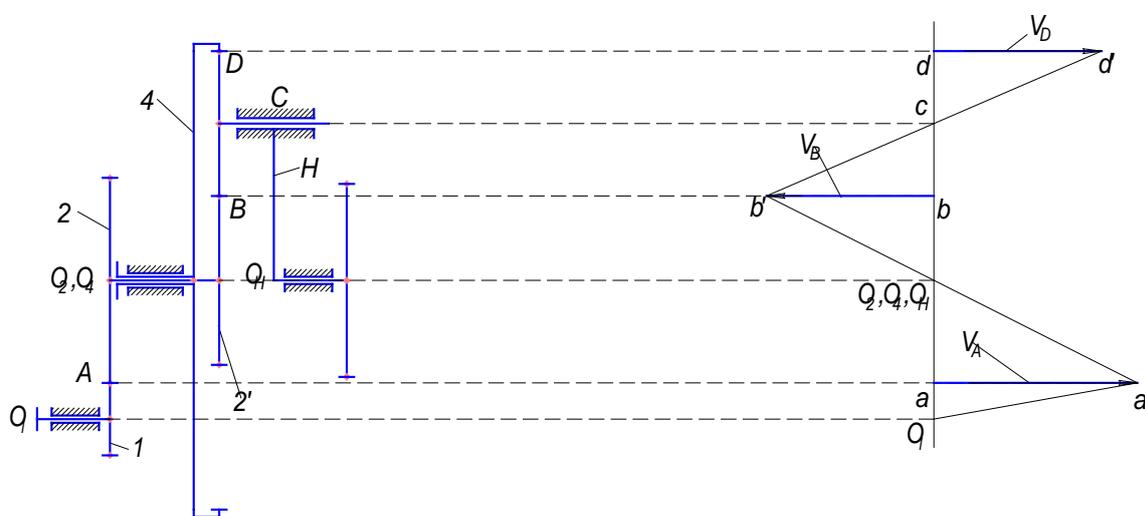


Рис. 2.16

Через точки a' и Q_2' проводим прямую, которая является линией распределения скоростей для точек звена $2'$, лежащих на оси r_2 . На эту линию проецируем точку B и получаем вектор bb' , изображающий в масштабе μ_v окружную скорость в зацеплении B . Соединяем точки b' и c и проецируем на эту линию точку D . Получим вектор dd' , изображающий скорость V_D в масштабе μ_v . Через конец этого отрезка и начало координат t, O_4' проведем прямую, которая определит распределение скоростей для точек звена 4, лежащих на оси r_4 .

Передаточное отношение трехступенчатой зубчатой передачи, определенное по данным графическим построениям, определится

$$i_{14} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{aa' \cdot Q_4d}{dd' \cdot Q_1a} = \frac{55,82 \cdot 63,333}{46 \cdot 10} = 7,78$$

Контрольные вопросы

1. Задачи структурного анализа рычажных механизмов с низшими кинематическими парами.
2. Подвижность механизма. Формула Чебышева для определения подвижности плоского механизма.
3. Первичный механизм и группы Ассура. Класс и порядок механизма.
4. Задачи кинематического анализа механизма. Кинематические характеристики и передаточные функции (аналоги скоростей и ускорений) механизма.
5. Кинематический анализ рычажных механизмов методом планов положений.
6. Кинематический анализ рычажных механизмов методом планов скоростей.
7. Кинематический анализ рычажных механизмов методом планов ускорений.
8. Динамические параметры механизма.
9. Силы, действующие в механизмах и их классификация.
10. Силы в кинематических парах без учета трения (реакции связей).
11. Инерционная нагрузка звеньев механизма.
12. Задачи, метод и последовательность кинетостатического расчета.
13. Кинетостатический расчет графоаналитическим методом планов сил.
14. Уравновешивающий момент и его расчет по Жуковскому Н.Е.
15. Зубчатые передачи и их назначение. Передаточное отношение простой зубчатой передачи.
16. Основная теорема зацепления.
17. Свойства эвольвентного зацепления.
18. Геометрические параметры эвольвентного зубчатого колеса.
19. Изготовление зубчатых колес методом огибания. Станочное зацепление.
20. Подрезание и заострение зубьев колеса, наименьшее число зубьев.
21. Линия зацепления, дуга зацепления, рабочий участок профиля зубьев.
22. Коэффициент торцевого перекрытия.
23. Коэффициент относительного скольжения.
24. Коэффициент удельного давления.
25. Передаточное отношение многозвенного зубчатого механизма.
26. Планетарные и дифференциальные зубчатые механизмы.
27. Аналитический метод определения передаточного отношения планетарных механизмов.
28. Аналитический метод определения передаточного отношения дифференциальных механизмов
29. Графический метод определения передаточного отношения многозвенных зубчатых передач.

Литература

1. Мкртычев, О. В. Теория механизмов и машин: учеб. пособие / О.В. Мкртычев. — Москва: Вузовский учебник: ИНФРА-М, 2019. — 553 с. — (Высшее образование: Бакалавриат). - ISBN 978-5-9558-0540-5. - Текст: электронный. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/980126>
2. Тимофеев, Г. А. Теория механизмов и машин: учебник и практикум для вузов / Г. А. Тимофеев. — 4-е изд., перераб. и доп. — Москва: Издательство Юрайт, 2021. — 432 с. — (Высшее образование). — ISBN 978-5-534-12245-9. — Текст: электронный // Образовательная платформа Юрайт [сайт]. — URL: <https://urait.ru/bcode/468349>
3. Чусовитин, Н. А. Теория механизмов и машин: учебное пособие для вузов / Н. А. Чусовитин, В. П. Гилета, Ю. В. Ванаг. — 2-е изд., перераб. и доп. — Москва: Издательство Юрайт, 2021. — 177 с. — (Высшее образование). — ISBN 978-5-534-11972-5. — Текст: электронный // Образовательная платформа Юрайт [сайт]. — URL: <https://urait.ru/bcode/472066>
4. Смелягин, А. И. Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование: учебное пособие / А.И. Смелягин. — Москва: ИНФРА-М, 2021. — 263 с. — (Высшее образование: Бакалавриат). - ISBN 978-5-16-009237-9. - Текст: электронный. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1132145>
5. Мкртычев, О. В. Теория механизмов и машин: практикум / О.В. Мкртычев. — Москва: Вузовский учебник: ИНФРА-М, 2021. — 327 с. — DOI 10.12737/textbook_5a310f98ebafa7.40493232. - ISBN 978-5-9558-0541-2. - Текст: электронный. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1426330>
6. Соболев, А. Н. Теория механизмов и машин (проектирование и моделирование механизмов и их элементов): Учебник. / Соболев А.Н., Некрасов А.Я., Схиртладзе А.Г. - Москва: КУРС, НИЦ ИНФРА-М, 2018. - 256 с.: - (Бакалавриат). - ISBN 978-5-906818-44-7. - Текст: электронный. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/949269>

Значения инволюты угла

α , град.	Значения $\theta = inv\alpha$					
	0'	10'	20'	30'	40'	50'
16*	0749	0773	0798	0823	0849	0875
17*	0902	0929	0958	0986	1015	1045
18*	1076	1107	1138	1170	1203	1227
19*	1271	1306	1341	1377	1414	1452
20*	1490	1529	1568	1609	1650	1692
21*	1734	1777	1821	1866	1912	1958
22*	2005	2053	2101	2151	2201	2252
23*	2304	2357	2411	2466	2521	2577
24*	2635	2693	2752	2812	2872	2931
25*	2997	3061	3126	3191	3258	3326
26*	3394	3463	3535	3606	3679	3753
27*	3828	3904	3981	4060	4139	4220
28*	4301	4384	4468	4553	4640	4727
29*	4816	4906	4997	5090	5183	5278
30*	5375	5472	5571	5672	5773	5876
31*	5980	6086	6183	6302	6412	6523

Примечание. Все значения углов с * умножить на 10^{-5} .

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего
образования высшего образования «Казанский национальный
исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева-КАИ»
(КНИТУ-КАИ)
Альметьевский филиал

Кафедра Конструирования и машиностроительных технологий

КУРСОВАЯ РАБОТА

по дисциплине «Теория механизмов и машин»

механизм № _____ вариант № _____

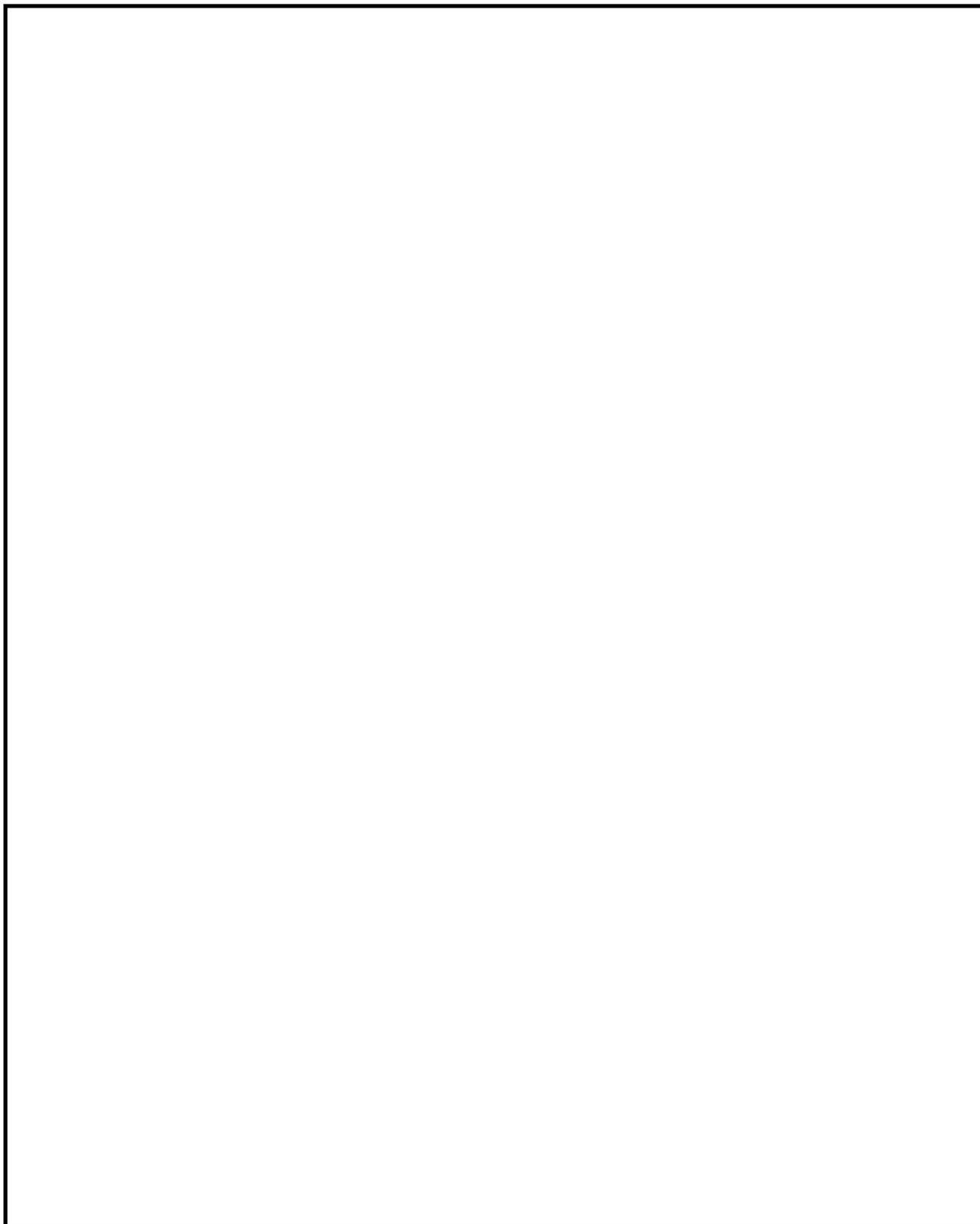
Обучающийся _____
(номер группы) (подпись, дата) (Ф.И.О.)

Руководитель _____
(должность) (Ф.И.О.)

Курсовая работа зачтена с оценкой _____

(подпись, дата)

Альметьевск 20 _____



					ТММ КР 10 01 00 ПЗ		
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дат</i>			
<i>Разраб.</i>					<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>							
<i>Н. Контр.</i>					АФ КНИТУ-КАИ группа		
<i>Утв.</i>							

TMM.KP 10.04.00.ПЗ

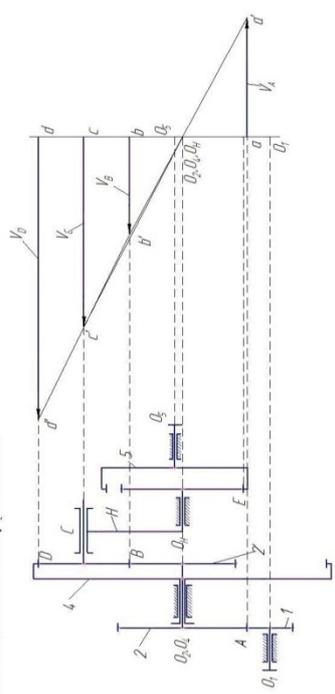
					<i>TMM.KP 10.04.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

000000000000

Эвольвентное зацепление $\mu=0.25$

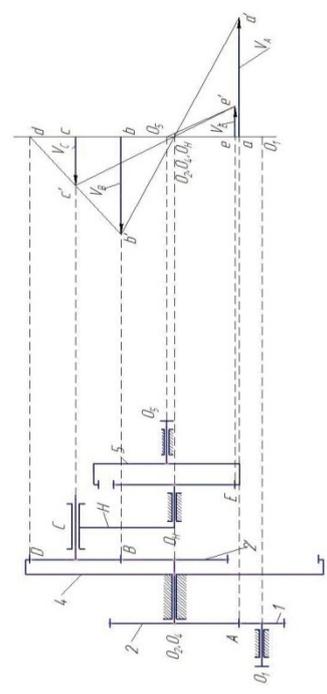
План скоростей $\mu_1=0.009 \frac{m/s}{mm}$

Дифференциальный механизм $\mu=3 \text{ (mm/mm)}$



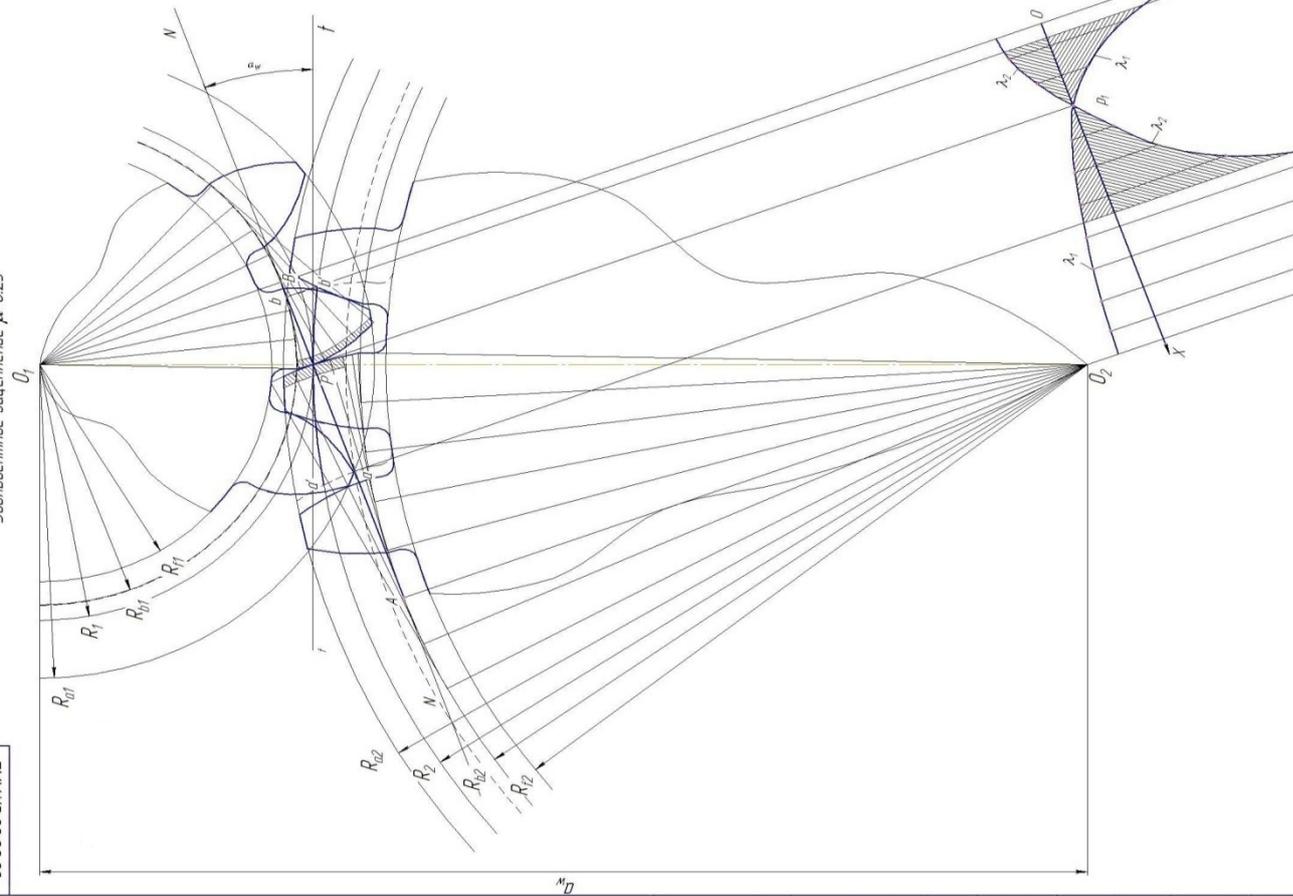
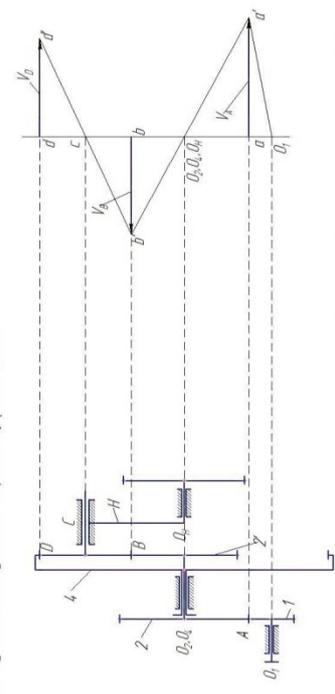
План скоростей $\mu_1=0.009 \frac{m/s}{mm}$

Планетарный механизм $\mu=3 \text{ (mm/mm)}$



План скоростей $\mu_1=0.009 \frac{m/s}{mm}$

Трехступенчатая зубчатая передача $\mu=3 \text{ (mm/mm)}$



ТММКР-00.00.00			
Исполн.	Провер.	Утверд.	Взам. упр.
С.И.С.	И.В.С.	И.В.С.	И.В.С.
Лист	№	Листов	№
11		11	
СЛОВО: ЭВТОМОНТАЖ			АГНИ: ЭВТОМОНТАЖ
ЗНАЧЕНИЕ: И			АГНИ: ЭВТОМОНТАЖ
СЛОВО: ЭВТОМОНТАЖ			АГНИ: ЭВТОМОНТАЖ
ЗНАЧЕНИЕ: И			АГНИ: ЭВТОМОНТАЖ