

**МИНИСТЕРСТВО ТРАНСПОРТА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА (МИИТ)»
(РУТ (МИИТ))**

Одобрено кафедрой
«ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ И ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА»

Протокол № ____ от _____ 201__ г.

Автор: _____

**ЗАДАНИЕ НА КУРСОВУЮ РАБОТУ С МЕТОДИЧЕСКИМИ
УКАЗАНИЯМИ**

ПО ДИСЦИПЛИНЕ

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Уровень ВО: *Специалитет*

Форма обучения: *Заочная*

Курс: *3*

Специальность/Направление: *23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства (НСС)*

Специализация/Профиль/Магистерская программа: *(НС) Подъемно-транспортные, строительные, дорожные средства и оборудование*

Москва

Тема курсовой работы: Анализ и синтез механизмов.

Курсовая работа выполняется по индивидуальному техническому заданию (ТЗ) и состоит из двух разделов. В технических заданиях №1, №2 и №3 выполняются разделы: «Проектирование зубчатого механизма» и «Динамический синтез кулачкового механизма», а в технических заданиях №4 и №5 выполняются разделы: «Структурный и кинематический анализ механизма» и «Динамический анализ механизма». Номер технического задания и вариант исходных данных задается преподавателем на установочной сессии. **Подписанный преподавателем лист с техническим заданием и исходными данными для проектирования подшивается в пояснительной записке (ПЗ) вслед за листом с содержанием ПЗ.** Студент, не присутствовавший на установочной сессии, самостоятельно выбирает номер технического задания из табл. 1 (по первой букве фамилии), а вариант исходных данных из соответствующей таблицы технического задания (по указанной в таблице цифре учебного шифра).

В **состав** курсовой работы (**КР**) входят два листа чертежей (формат А1) и пояснительная записка (ПЗ).

Все технические документы и титульный лист работы должны быть оформлены в соответствии с требованиями стандартов ЕСКД на компьютере или рукописным способом.

Таблица 1.

А,Б,В	Г,Д,Е	Ё,Ж,З	И,Й,К	Л,М,Н	О,П,Р	С,Т,У	Ф,Х,Ц	Ч,Ш,Щ	Э,Ю,Я
ТЗ№1	ТЗ№2	ТЗ№3	ТЗ№4	ТЗ№5	ТЗ№1	ТЗ№2	ТЗ№3	ТЗ№4	ТЗ№5

В курсовой работе **требуется**:

1. Раздел: «Проектирование зубчатого механизма» (ТЗ№1...ТЗ№3)

1.1. Определить передаточное число механизма и произвести его разбивку на планетарную и простую ступени.

1.2. Произвести геометрический расчет цилиндрической прямозубой передачи с эвольвентным профилем зуба.

1.3. Вычертить схему станочного зацепления малого колеса с исходным контуром реечного инструмента и произвести нарезание профиля зуба, построив остальные по закону симметрии.

1.4. Вычертить схему зацепления зубчатых колес, построив профиль зуба большего колеса обычным приемом построения эвольвенты.

1.5. Найти выражение передаточного отношения планетарной ступени механизма через числа зубьев колес.

1.6. Подобрать числа зубьев колес планетарной ступени на основе выведенного общего расчетного уравнения, исходя из условий кинематики и сборки, и определить диаметры их начальных окружностей.

1.7. Вычертить схему всего механизма по найденным размерам колес, построить планы скоростей и график частот вращения его звеньев.

Графическая часть курсовой работы по этому разделу выполняется на одном чертежном листе формата А1.

2. Раздел: «Динамический синтез кулачкового механизма» (ТЗ№1...ТЗ№3)

2.1. Определить число степеней свободы механизма.

2.2. По заданному в произвольном масштабе закону ускорений последовательным графическим интегрированием построить графики линейных скоростей и линейных перемещений ведомого звена.

2.3. Определить масштабы графиков ks , kv , ka .

2.4. По заданному в произвольном масштабе углу давления ω_{max} определить минимальный радиус кулачка R_{min} .

2.5. Построить теоретический и практический профили кулачка.

2.6. Построить диаграмму фактических углов передачи ($\gamma \square \square$ при условии, что $\gamma > \omega_{min}$).

Графическая часть курсовой работы по этому разделу выполняется на одном чертежном листе формата А1.

3. Раздел: «Структурный и кинематический анализ механизма» (ТЗ№4 и ТЗ№5).

3.1. Построить план механизма для 12 положений кривошипа ОА и траектории точек S_2 и S_4 .

3.2. Выполнить структурный анализ механизма и определить его класс.

3.3. Определить степень подвижности механизма.

3.4. Выполнить кинематический анализ механизма (графоаналитическим методом или на ЭВМ, используя программное обеспечение MatCad, программные модули АРМ Winmachine и др.).

3.5. Построить графики перемещений, скоростей и ускорений для центров тяжести S_i выходных звеньев механизма.

Графическая часть курсовой работы по этому разделу выполняется на одном чертежном листе формата А1.

4. Раздел: «Динамическое исследование механизма» (ТЗ№4 и ТЗ№5).

4.1. В функции от угла поворота ведущего звена φ_1 построить диаграммы:

- приведенного момента движущих сил (или сил полезного сопротивления);
- работ движущих сил (или сил полезного сопротивления);
- избыточных работ;
- приведенного момента инерции всех звеньев механизма;
- изменения кинетической энергии ведущего звена механизма;
- угловой скорости ведущего звена механизма.

4.2. Определить момент инерции и массу маховика.

4.3. Определить основные размеры маховика и выполнить его схему в масштабе.

Графическая часть курсовой работы по этому разделу выполняется на одном чертежном листе формата А1.

5. Составить список использованной литературы.

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ № 1

1. Раздел: «Проектирование зубчатого механизма»

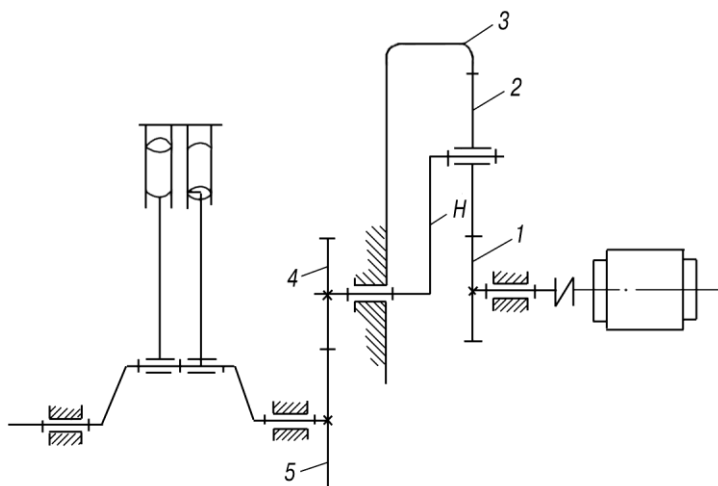


Рис. 1.1. Механизм зубчатой передачи воздушного компрессора

Таблица 1.1.

Исходные данные	Вариант (последняя цифра учебного шифра)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
n_5 , об/мин	105	90	120	115	110	95	80	115	110	90
n_1 , об/мин	945	990	960	920	990	950	880	920	880	900
z_4	22	23	17	24	23	22	20	24	17	20
m_{45} , мм	7	8	9	8	7	8	9	7	10	10
h_a^*	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
C^*	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
Исходные данные	Вариант (предпоследняя цифра учебного шифра)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
m_{12} , мм	5	4	4	5	5	4	5	4	5	4
q	4	2	2	4	3	4	2	2	4	3

2. Раздел: «Динамический синтез кулачкового механизма»

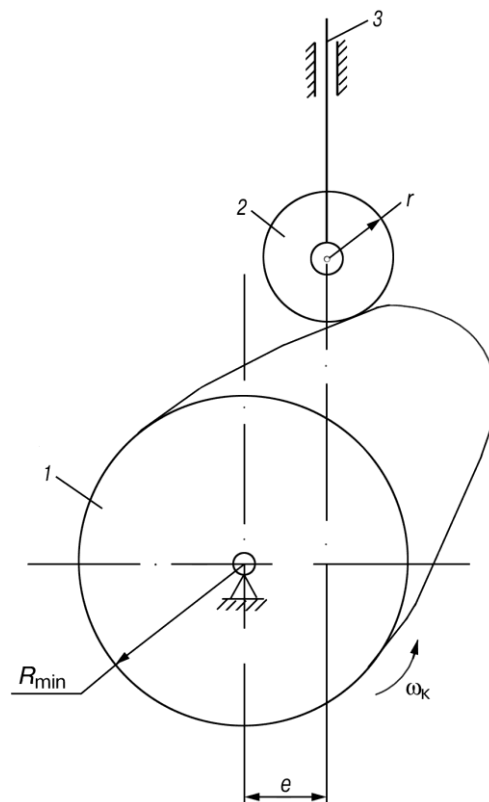


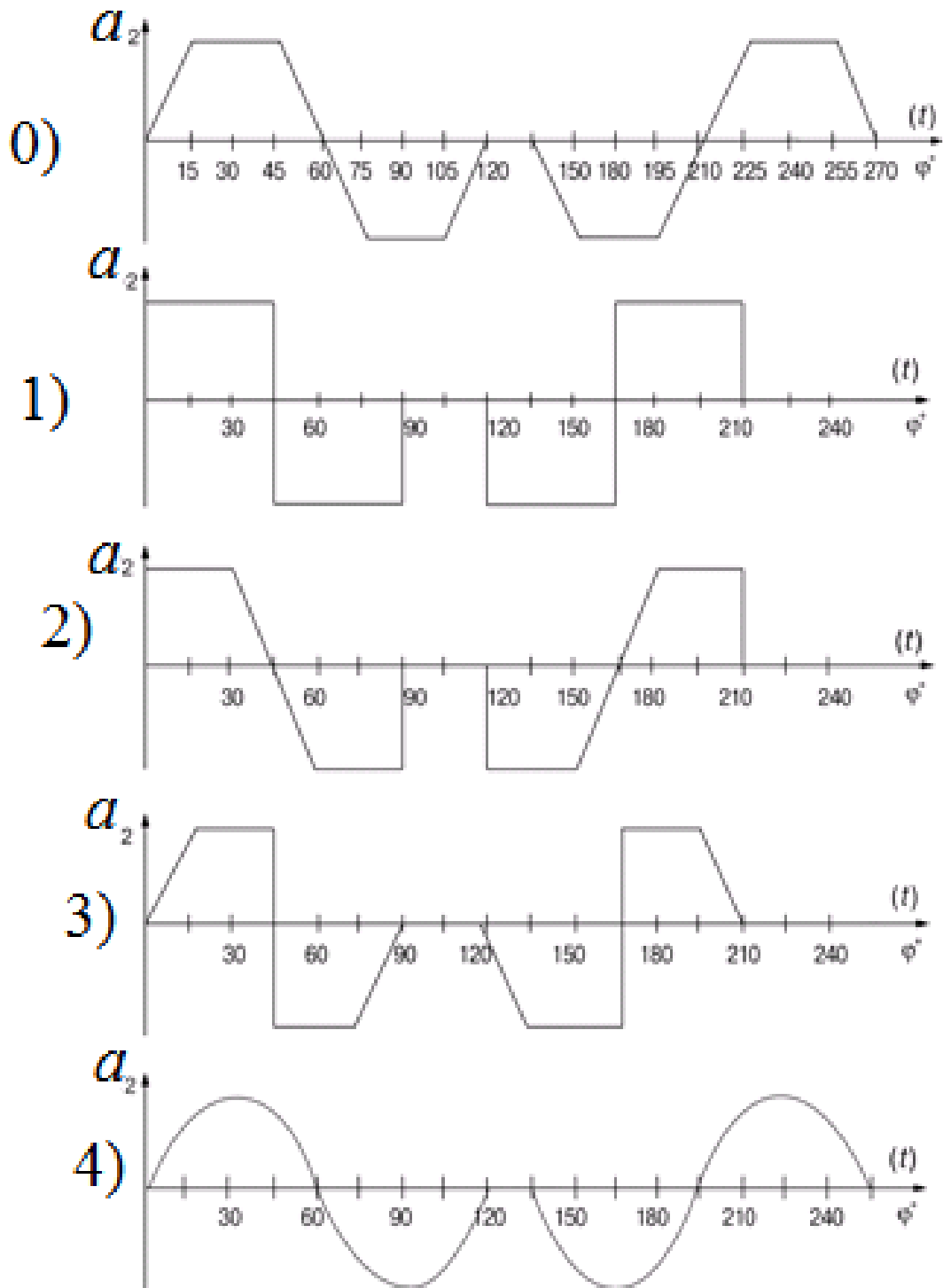
Рис. 1.2. Схема кулачкового механизма:
1 — кулачок; 2 — ролик; 3 — толкатель

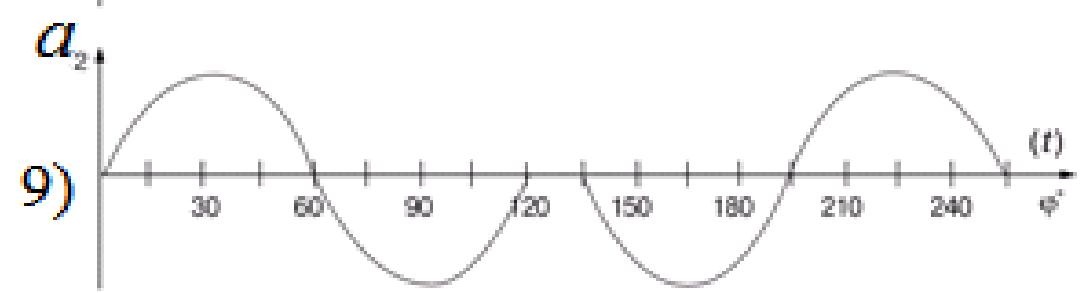
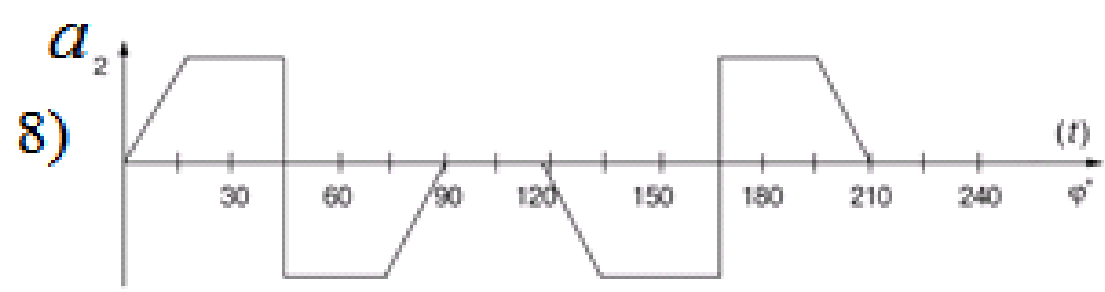
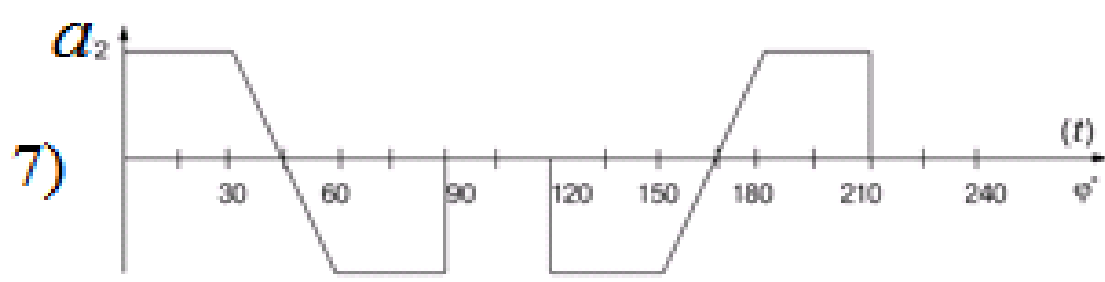
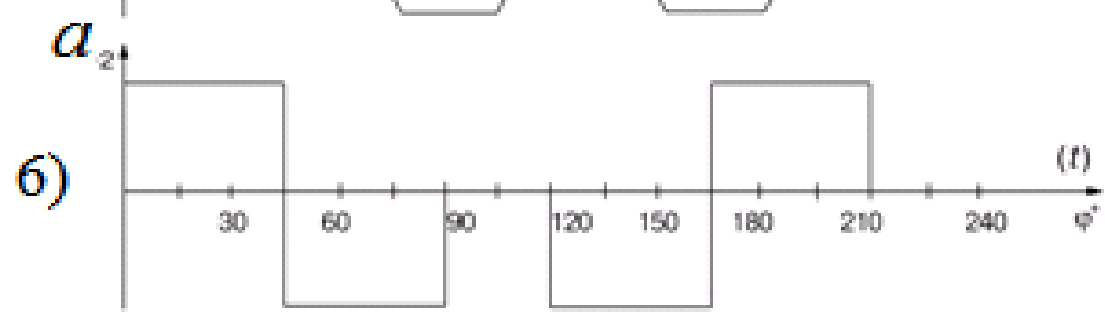
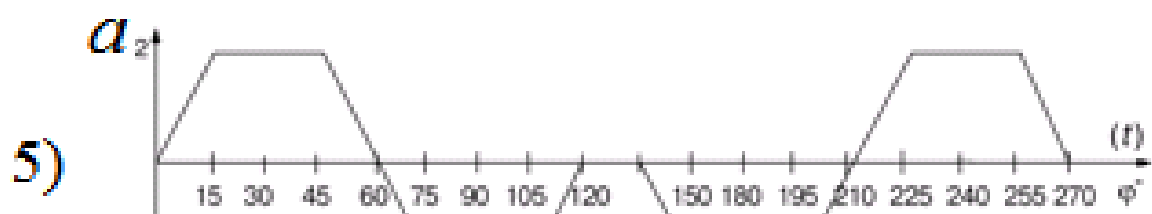
Таблица 1.2.

Исходные данные	Вариант (последняя цифра учебного шифра)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Максимальный ход ведомого звена S_{2max} , мм	20	30	35	30	25	30	35	20	25	25
Эксцентриситет e , (мм)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Исходные данные	Вариант (предпоследняя цифра учебного шифра)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Максимальный угол давления γ_{max} , град	35	20	30	25	20	30	35	25	20	30
Радиус ролика r , (мм)	8	12	10	12	10	12	14	8	10	10
Частота вращения кулачка n_1 об/мин	400	800	900	500	1000	700	600	500	400	600

Рис. 1.3. Закон движения толкателя кулачкового механизма (диаграммы изменения ускорений)

Вариант задания выбирается по предпоследней цифре учебного шифра.





Задание выдано « _____ » _____ 20 г.

Преподаватель _____
 (Фамилия, И.О.) _____ (подпись)

Студенту _____ Шифр _____

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ № 2

1. Раздел: «Проектирование зубчатого механизма»

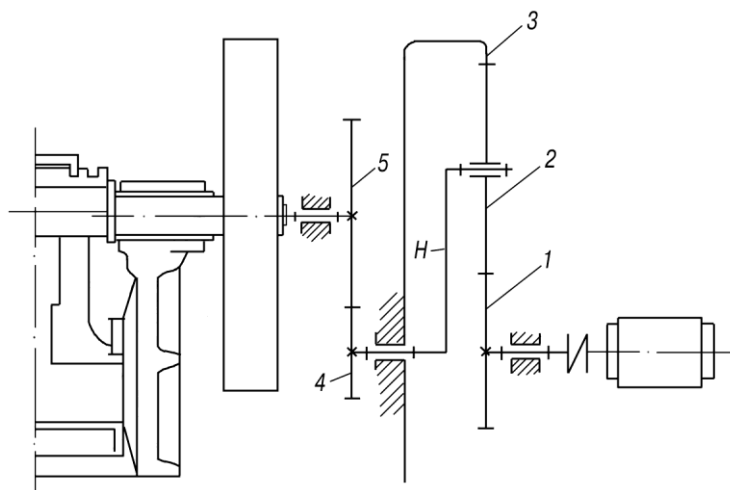


Рис. 2.1. Механизм зубчатой передачи привода щековой дробилки

Таблица 2.1.

Исходные данные	Вариант задания (последняя цифра учебного шифра)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
n_5 , об/мин	270	280	270	290	260	290	240	300	230	300
n_1 , об/мин	2700	2800	2970	2900	2860	2610	2880	2400	2760	2700
z_4	19	20	21	19	25	18	21	20	17	18
m_{45} , мм	9	8	7	10	7	9	8	7	10	10
h_a^*	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
C^*	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
Исходные данные	Вариант задания (предпоследняя цифра учебного шифра)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
m_{13} , мм	3	4	5	4	5	4	3	4	5	5
q	4	4	3	4	4	3	4	4	3	4

2. Раздел: «Динамический синтез кулачкового механизма»

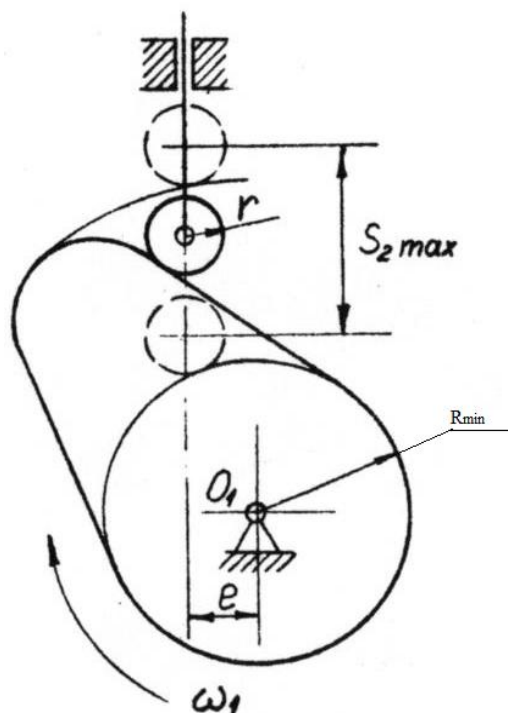


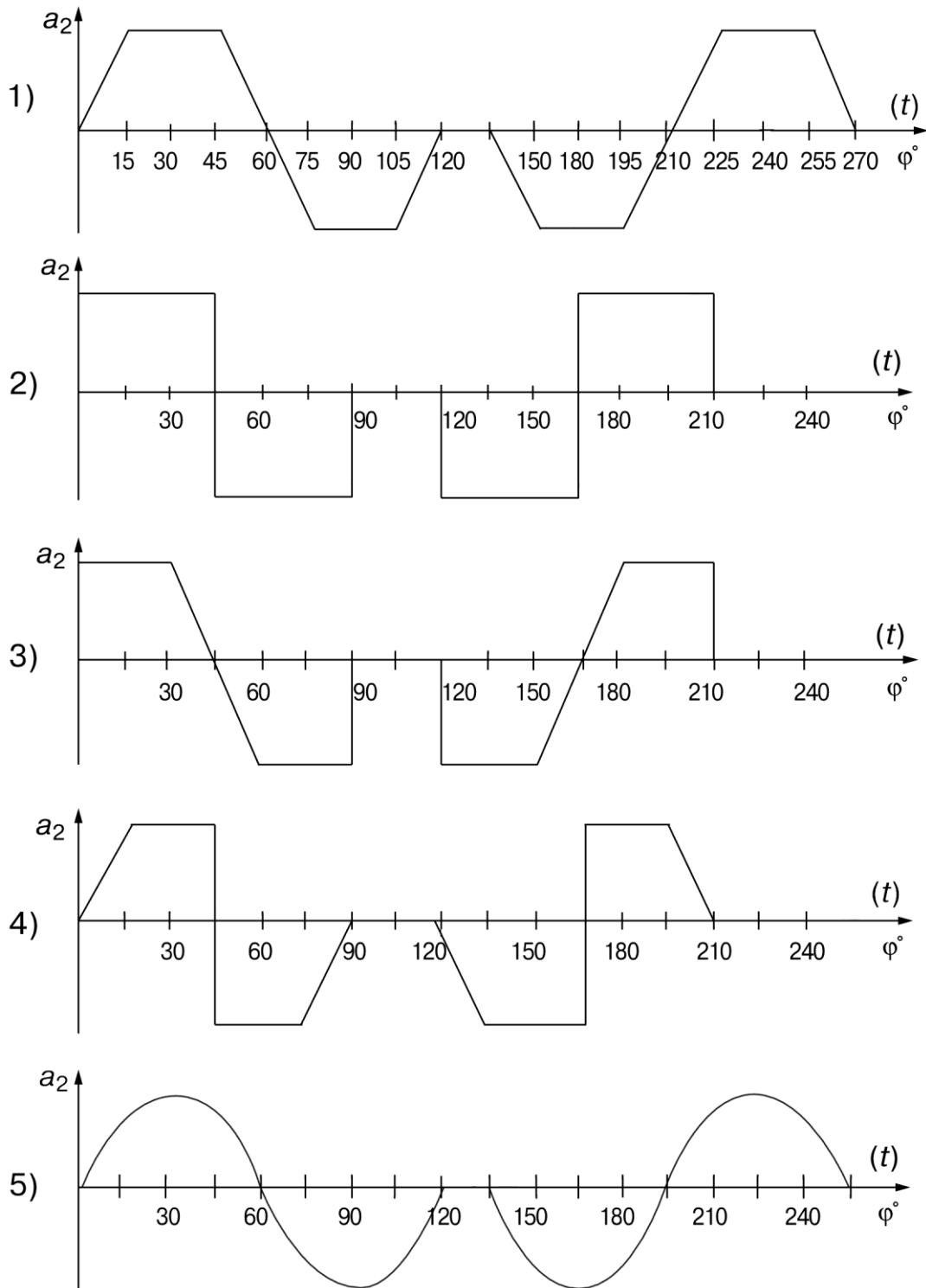
Рис. 2.2. Схема кулачкового механизма:
1 — кулачок; 2 — ролик; 3 — толкатель

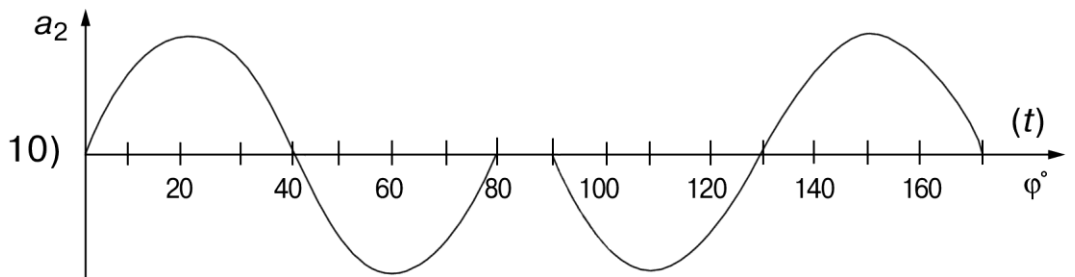
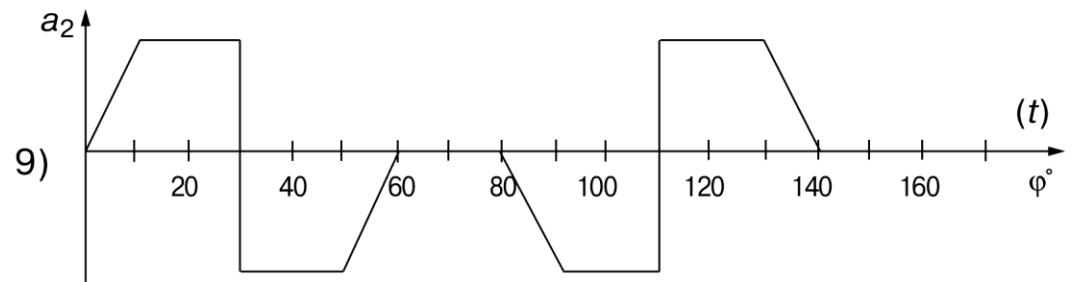
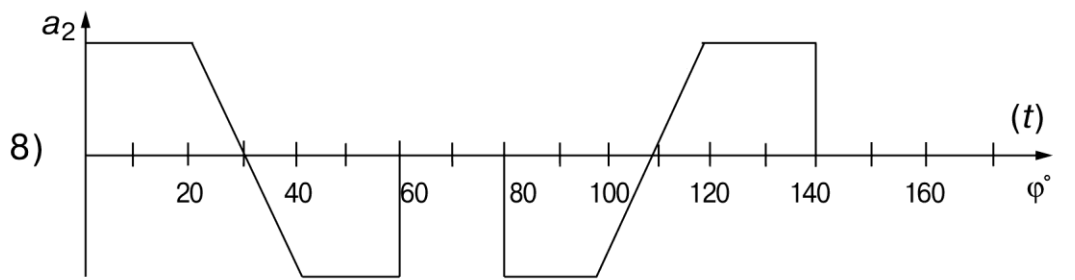
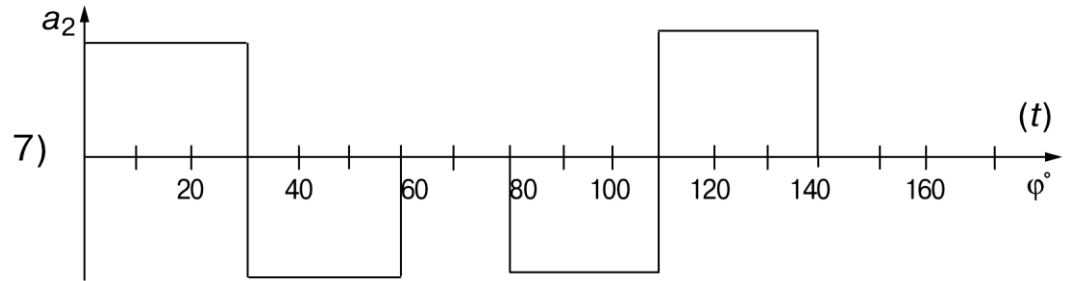
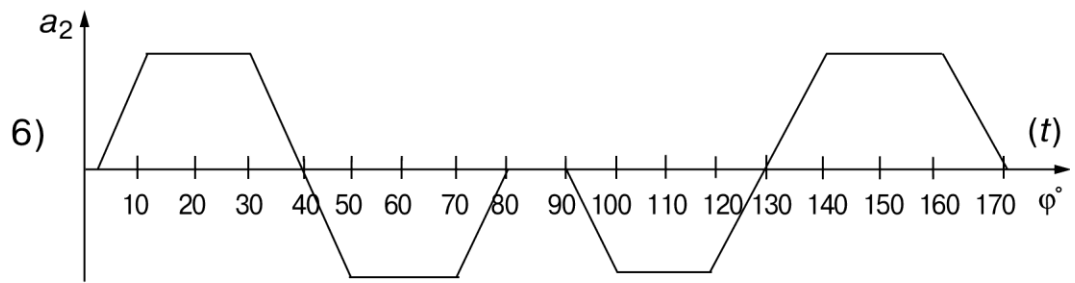
Таблица 2.2.

Исходные данные	Вариант (последняя цифра учебного шифра)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Максимальный ход ведомого звена S_{2max} , мм	20	30	35	30	25	30	35	20	25	25
Эксцентриситет e , (мм)	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Максимальный угол давления γ_{max} , град	35	40	30	40	40	30	35	30	40	30
Исходные данные	Вариант (предпоследняя цифра учебного шифра)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Радиус ролика r , (мм)	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Частота вращения кулачка n_1 об/мин	400	800	900	500	1000	700	600	500	400	600

Рис.2.3. Закон движения толкателя кулачкового механизма (диаграммы изменения ускорений)

Вариант задания выбирается по предпоследней цифре учебного шифра.





Задание выдано «_____» _____ 20 г.

Преподаватель _____
(Фамилия, И.О.) (подпись)

Студенту _____ Шифр _____

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ № 3

1. Раздел: «Проектирование зубчатого механизма»

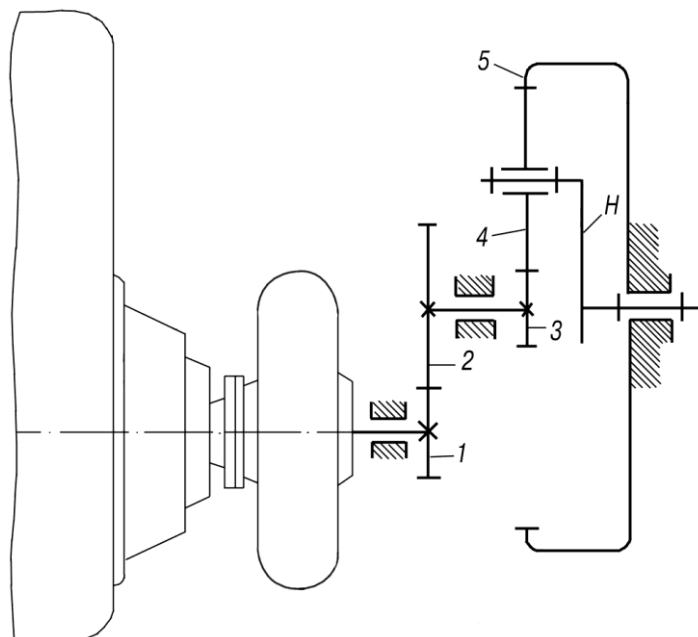


Рис. 3.1. Механизм гидромеханической коробки передач тепловозного дизеля

Таблица 3.1.

Исходные данные	Вариант (последняя цифра учебного шифра)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
n_1 , об/мин	1200	1000	1300	1100	1400	1300	1500	1000	1600	1400
n_H , об/мин	100	100	100	100	200	100	100	100	200	200
m_{12} , мм	10	11	9	10	12	12	11	10	8	9
z_1	12	11	13	14	13	11	12	14	11	12
h_a^*	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
C^*	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
Исходные данные	Вариант (предпоследняя цифра учебного шифра)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
m_{35} , мм	5	6	4	5	6	4	6	5	4	6
q	4	4	3	4	3	3	3	3	3	3

2. Раздел: «Динамический синтез кулачкового механизма»

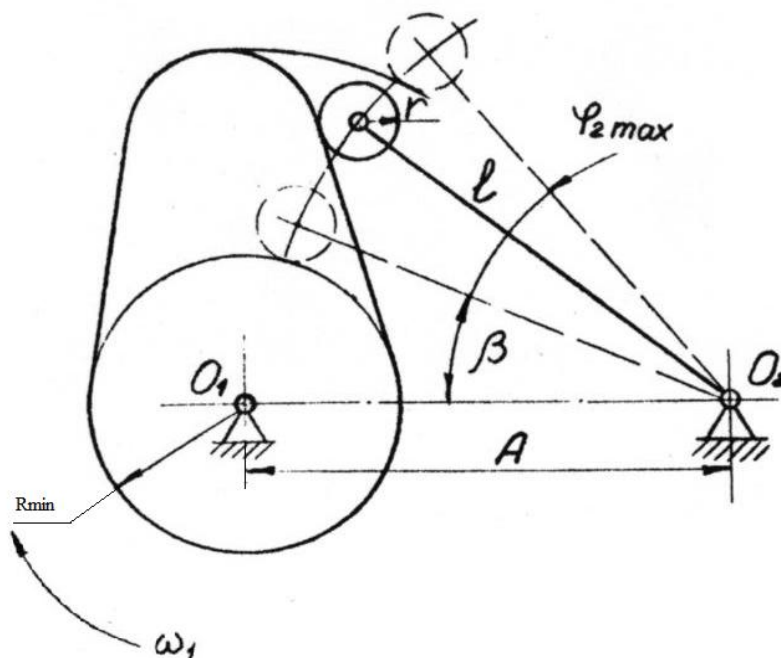


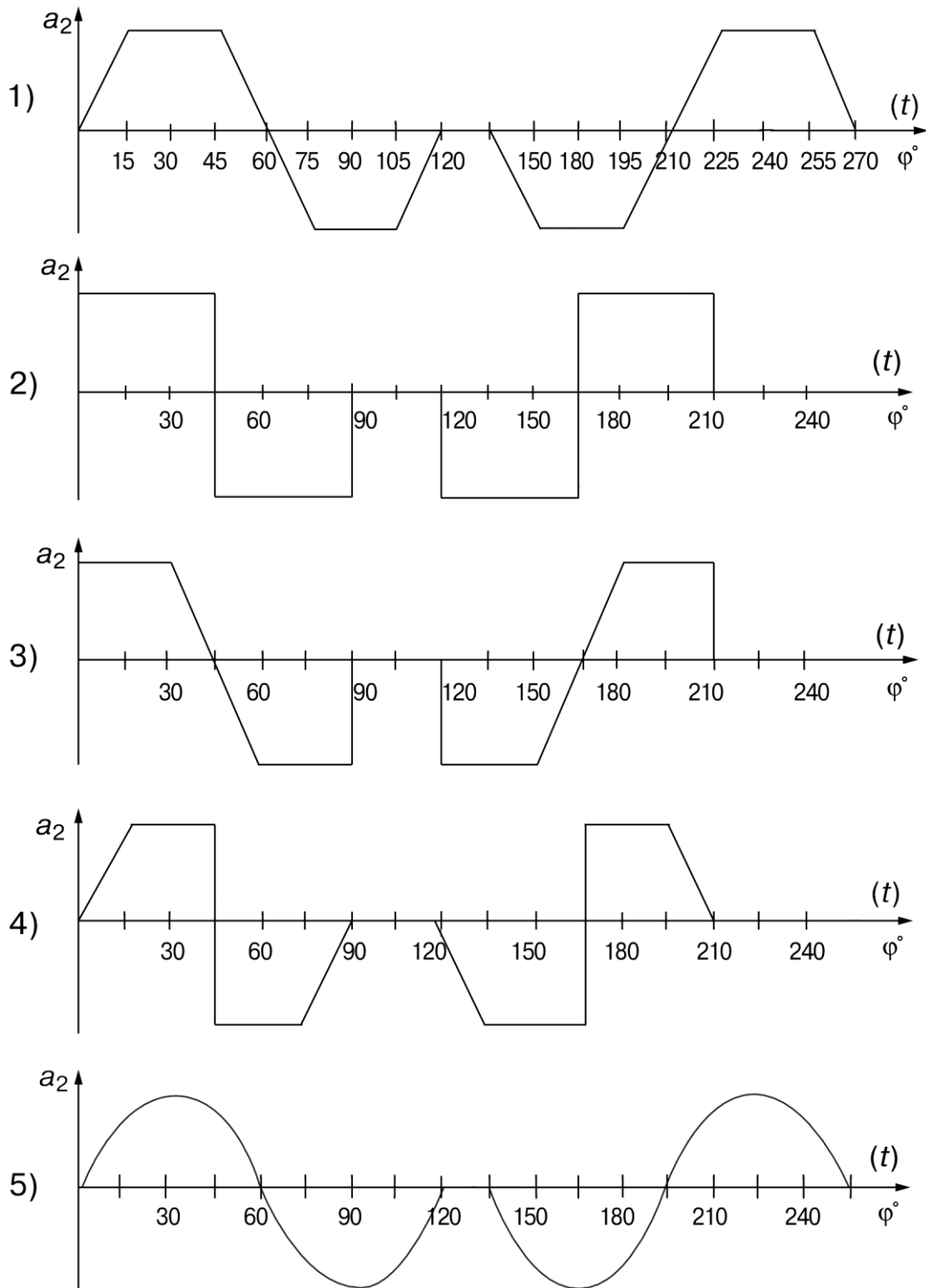
Рис. 3.2. Схема кулачкового механизма.

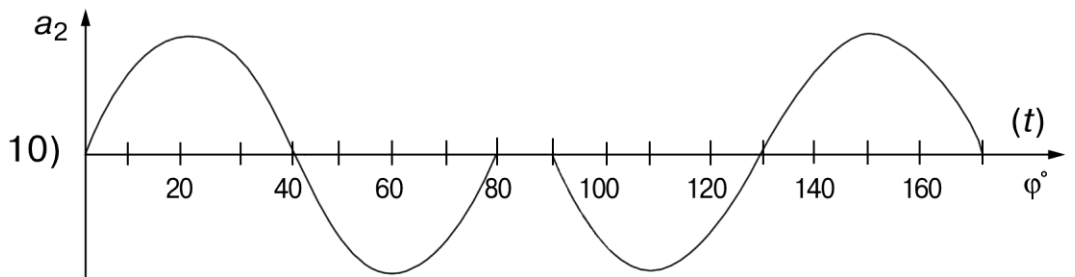
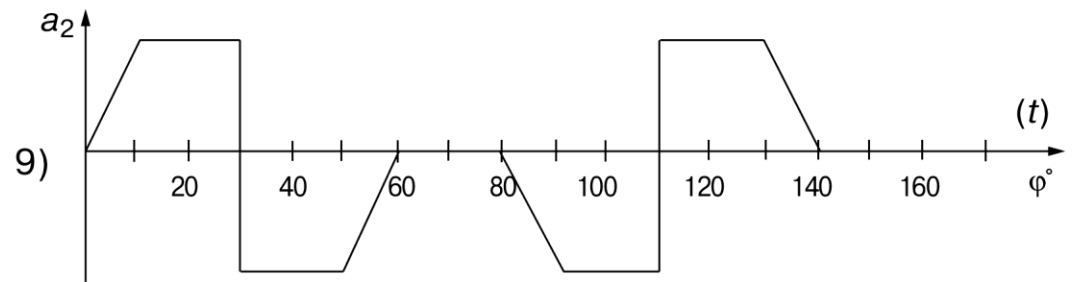
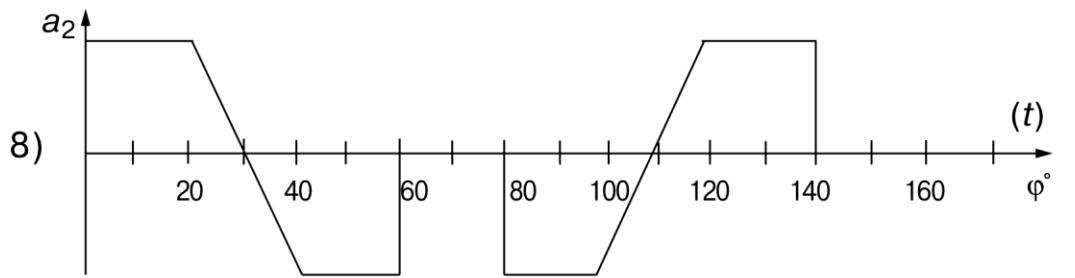
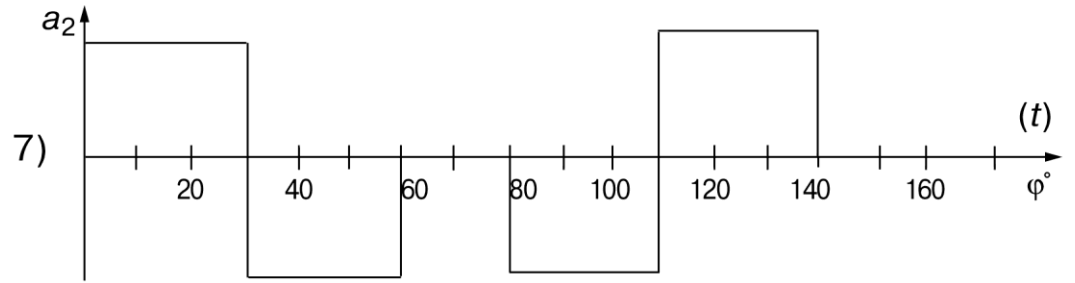
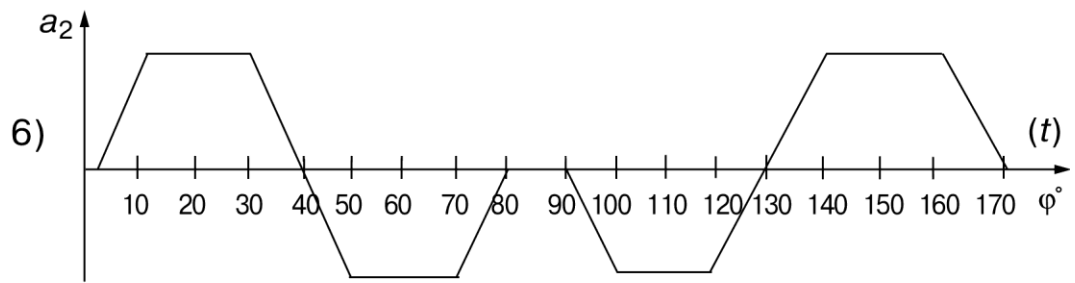
Таблица 3.2.

Исходные данные	Вариант (последняя цифра учебного шифра)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Максимальное перемещение коромысла φ_{2max} , град	20 ⁰	18 ⁰	15 ⁰	23 ⁰	15 ⁰	20 ⁰	18 ⁰	15 ⁰	23 ⁰	20 ⁰
Длина коромысла l , мм	80	70	60	110	65	90	85	75	100	95
Исходные данные	Вариант (предпоследняя цифра учебного шифра)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Максимальный угол давления γ_{max} , град	35	40	42	45	35	40	45	42	40	35
Радиус ролика r , (мм)	15	10	12	14	10	15	12	14	15	10
Частота вращения кулачка n_1 , об/мин	450	800	300	500	350	700	600	550	400	650

Рис. 3.3. Закон движения толкателя кулачкового механизма (диаграммы изменения ускорений)

Вариант задания выбирается по предпоследней цифре учебного шифра.





Задание выдано « _____ » _____ 20 г.

Преподаватель _____

(Фамилия, И.О.)

(подпись)

Студенту _____

Шифр _____

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ № 4

1. Раздел: «Структурный и кинематический анализ механизма»

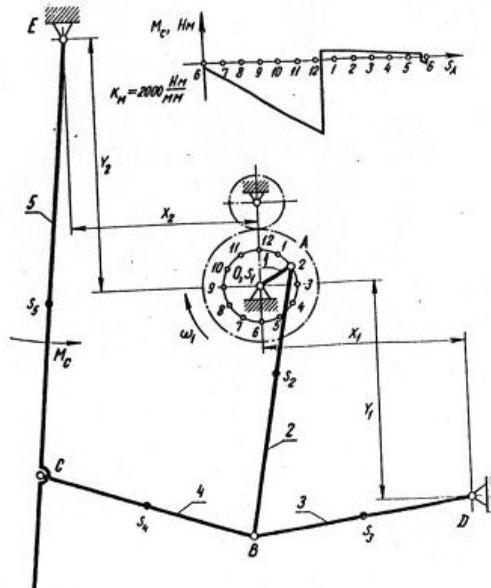
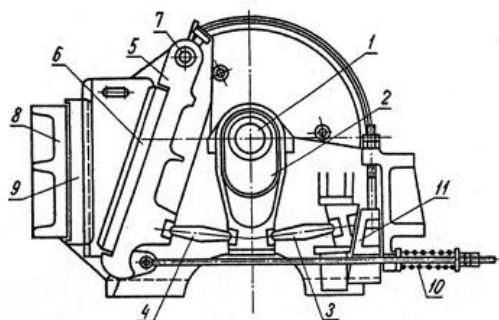


Рис. 4.1. Механизм щековой дробилки

Таблица 4.1.

Исходные данные	Вариант (сумма двух последних цифр учебного шифра)									
	00	01	02	03	04	05	06	07	08	09
n_k , об/мин.	290	280	270	260	250	240	230	220	210	200
l_{OA} , м	0,10	0,095	0,09	0,085	0,08	0,075	0,07	0,065	0,06	0,105
l_{AB} , м	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74	0,72	0,70	0,68	0,66
$l_{BD} = l_{BC}$, м	0,72	0,70	0,68	0,66	0,64	0,62	0,60	0,58	0,56	0,54
l_{EC} , м	1,44	1,42	1,40	1,38	1,36	1,34	1,32	1,30	1,28	1,26
l_{AS_2} , м	0,34	0,33	0,32	0,31	0,30	0,29	0,28	0,27	0,26	0,25
l_{BS_3} , м	0,36	0,35	0,34	0,33	0,32	0,31	0,30	0,29	0,28	0,27
l_{BS_4} , м	0,36	0,35	0,34	0,33	0,32	0,31	0,30	0,29	0,28	0,27
l_{ES_5} , м	0,88	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74	0,72	0,70
x_1 , м	0,68	0,66	0,64	0,62	0,60	0,58	0,56	0,54	0,52	0,50
y_1 , м	0,72	0,70	0,68	0,66	0,64	0,62	0,60	0,58	0,56	0,54
x_2 , м	0,62	0,60	0,58	0,56	0,54	0,52	0,50	0,48	0,46	0,44
y_2 , м	0,80	0,78	0,76	0,74	0,72	0,70	0,68	0,66	0,64	0,62

Продолжение таблицы 4.1.									
Исходные данные	Вариант (сумма двух последних цифр учебного шифра)								
	10	11	12	13	14	15	16	17	18
n_k , об/мин.	185	195	205	215	225	235	245	255	265
l_{OA} , м	0,065	0,95	0,11	0,07	0,075	0,08	0,085	0,09	0,10
l_{AB} , м	0,68	0,70	0,72	0,74	0,76	0,78	0,80	0,82	0,84
$l_{BD}=l_{BC}$, м	0,58	0,60	0,62	0,64	0,66	0,68	0,70	0,72	0,74
l_{EC} , м	1,28	1,30	1,32	1,34	1,36	1,38	1,40	1,42	1,44
l_{AS2} , м	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31	0,32	0,33	0,34
l_{BS3} , м	0,29	0,30	0,31	0,32	0,33	0,34	0,35	0,36	0,37
l_{BS4} , м	0,29	0,30	0,31	0,32	0,33	0,34	0,35	0,36	0,37
l_{ES5} , м.	0,72	0,74	0,76	0,78	0,80	0,82	0,84	0,86	0,88
x_1 , м	0,54	0,52	0,58	0,56	0,62	0,60	0,64	0,68	0,66
y_1 , м	0,56	0,58	0,60	0,62	0,64	0,66	0,68	0,70	0,72
x_2 , м	0,48	0,46	0,52	0,50	0,56	0,54	0,60	0,58	0,62
y_2 , м	0,64	0,66	0,68	0,70	0,72	0,74	0,76	0,78	0,80

2. Раздел: «Динамическое исследование механизма»

Требуется выполнить динамическое исследование механизма щековой дробилки рис. 4.1.

Таблица 4.2.

Исходные данные	Вариант (последняя цифра учебного шифра)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
G_2 , Н	12000	11500	11000	10500	10000	9500	9000	8500	8000	7500
G_3 , Н	2400	2300	2200	2100	2000	1900	1800	1700	1600	1500
G_4 , Н	2400	2300	2200	2100	2000	1900	1800	1700	1600	1500
G_5 , Н	54000	53000	52000	51000	50000	49000	48000	47000	46000	45000
J_{S2} , кг·м ²	84	83	82	81	80	79	78	77	76	75
J_{S3} , кг·м ²	24	23	22	21	20	19	18	17	16	15
J_{S4} , кг·м ²	24	23	22	21	20	19	18	17	16	15
J_{S5} , кг·м ²	340	330	320	310	300	290	280	270	260	250
δ	1/35	1/30	1/25	1/20	1/35	1/30	1/25	1/20	1/35	1/30

Задание выдано « _____ » _____ 20 г.

Преподаватель _____
(Фамилия, И.О.) _____ (подпись)

Студенту _____ Шифр _____

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ № 5

1. Раздел: «Структурный и кинематический анализ механизма»

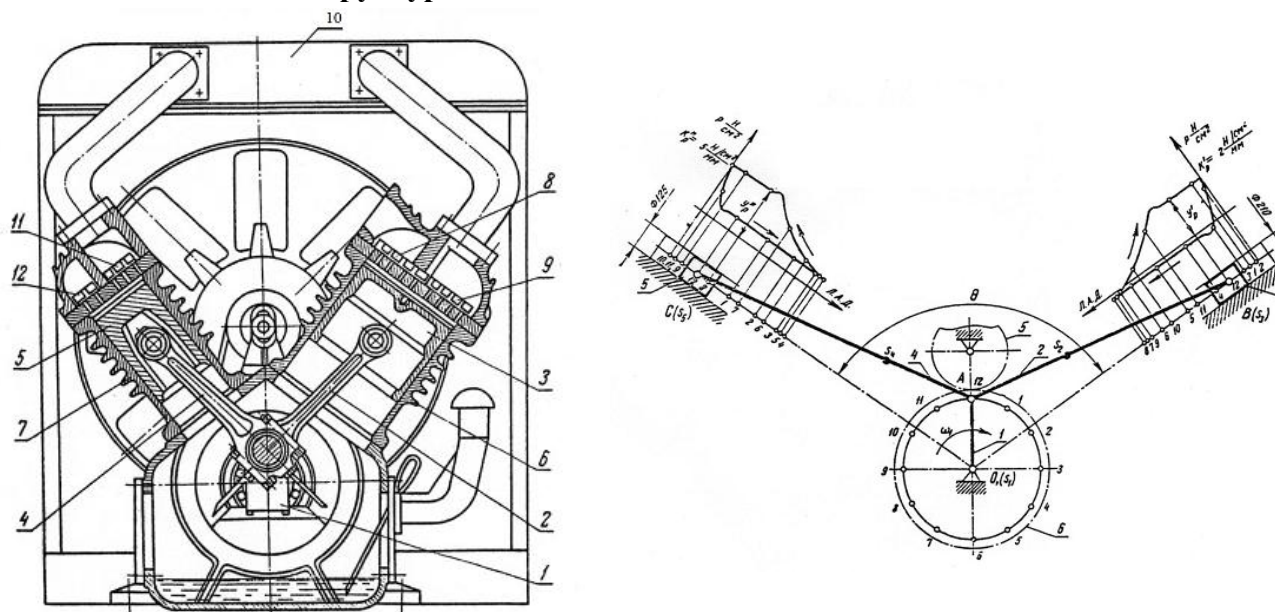


Рис. 5.1. Механизм компрессора

Таблица 5.1.

Исходные данные	Вариант (сумма двух последних цифр учебного шифра)									
	00	01	02	03	04	05	06	07	08	09
n_k , об/мин.	300	400	480	360	380	340	420	320	440	500
l_{OA} , м	0,05	0,055	0,06	0,065	0,07	0,075	0,08	0,085	0,09	0,095
l_{AB} , м	0,20	0,22	0,24	0,26	0,28	0,30	0,32	0,34	0,36	0,38
l_{AC} , м	0,22	0,24	0,26	0,28	0,30	0,32	0,34	0,36	0,38	0,40
l_{AS_2} , м	0,07	0,075	0,08	0,085	0,09	0,095	0,10	0,105	0,11	0,115
l_{AS_4} , м	0,08	0,085	0,09	0,095	0,10	0,105	0,11	0,115	0,12	0,125
Θ , град.	60°	65°	70°	75°	80°	85°	90°	95°	100°	105°
Исходные данные	Вариант (сумма двух последних цифр учебного шифра)									
	10	11	12	13	14	15	16	17	18	18
n_k , об/мин.	350	450	390	330	460	310	470	370	410	410
l_{OA} , м	0,10	0,095	0,090	0,085	0,08	0,075	0,07	0,065	0,06	0,06
l_{AB} , м	0,24	0,26	0,28	0,30	0,32	0,34	0,36	0,38	0,40	0,40
l_{AC} , м	0,20	0,22	0,24	0,26	0,28	0,30	0,32	0,34	0,36	0,36
l_{AS_2} , м	0,09	0,095	0,10	0,105	0,11	0,115	0,12	0,125	0,125	0,08
l_{AS_4} , м	0,08	0,085	0,09	0,095	0,10	0,105	0,11	0,115	0,115	0,08
Θ , град.	104°	96°	84°	72°	78°	86°	92°	88°	98°	98°

2. Раздел: «Динамическое исследование механизма»

Требуется выполнить динамическое исследование механизма компрессора рис. 5.1.

Таблица 5.2.

Исходные данные	Вариант (последняя цифра учебного шифра)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
G_2 , Н	28	30	32	34	36	38	40	42	44	46
G_3 , Н	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34
G_4 , Н	50	52	54	55	56	57	58	59	60	61
G_5 , Н	120	122	124	126	128	130	132	134	136	138
J_{S2} , кг·м ²	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31	0,32	0,33
J_{S4} , кг·м ²	0,32	0,33	0,34	0,35	0,36	0,37	0,38	0,39	0,40	0,41
δ	1/75	1/60	1/65	1/70	1/75	1/65	1/60	1/70	1/65	1/60

Задание выдано «_____» _____ 20 г.

Преподаватель _____
(Фамилия, И.О.) (подпись)

КРАТКИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Курсовую работу следует оформлять в соответствии с требованиями ЕСКД. Графическая часть курсовой работы выполняется карандашом или с использованием ЭВМ на чертежной бумаге формата А1 (841×594 мм). Все вспомогательные построения выполняются тонкими линиями и сохраняются на чертеже.

Над каждым отдельным чертежом и графиком, выполненным на листе, делается надпись (чертежным шрифтом) и указывается масштаб.

В правом нижнем углу листа ставится основная надпись (форма 1) на чертежах и схемах.

В учебных чертежах и текстовых документах графа 2 заполняется упрощенно. Обозначение составляют из групп букв и цифр, разделяемых точкой.

Пример заполнения графы 2:

01-В-36564 ТММ.КР 03.00.00.00,

где 01-В-36564 — учебный шифр, ТММ — сокращенное наименование дисциплины (или раздела, по которому выполнена работа), КР — вид работы (курсовая работа), 03 — номер технического задания, 00.00.00 — структурный признак изделия.

При размещении материала на листе следует руководствоваться образцом выполнения графической части, прилагаемым в приложениях методического руководства.

Графическая часть курсовой работы сопровождается расчетно-пояснительной запиской, написанной чернилами (напечатанной) на одной стороне листа формата 210×297 мм. Слева оставляются поля 20 мм, с трех других сторон — 5 мм. Пояснительная записка должна оформляться в соответствии с ГОСТ 2.105-79 «Текстовые документы», пункт 7, «Расчеты».

Титульный лист должен быть заполнен по ГОСТ 2.105-79 чертежным шрифтом. Пример заполнения титульного листа приведен на рис. 1.

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА
 ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
 УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
 "МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
 ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ"
 (МГУПС (МИИТ))**

Кафедра "Теоретическая и прикладная механика"

АНАЛИЗ И СИНТЕЗ МЕХАНИЗМОВ

Курсовая работа по дисциплине
 «ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН»
 01 – В – 36564 ТММ. КР 03.00.00.00

 (отметка о зачете)

Рецензент _____ (подпись) _____ (дата)	Студент _____ (подпись) _____ (дата)
----------------------------------------------	--------------------------------------------

РОАТ - 2014

Рис. 1. Пример заполнения титульного листа

Основная надпись для чертежей приведена на рис. 2, для первого листа текстового документа — на рис. 3, для второго и последующих листов текстового документа — на рис. 4.

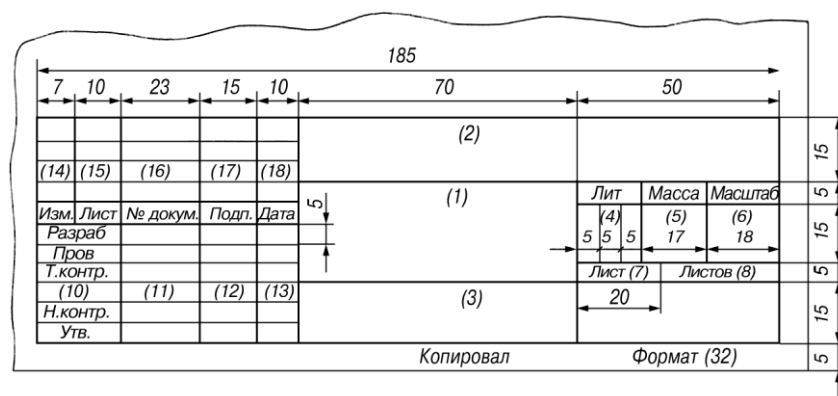


Рис. 2

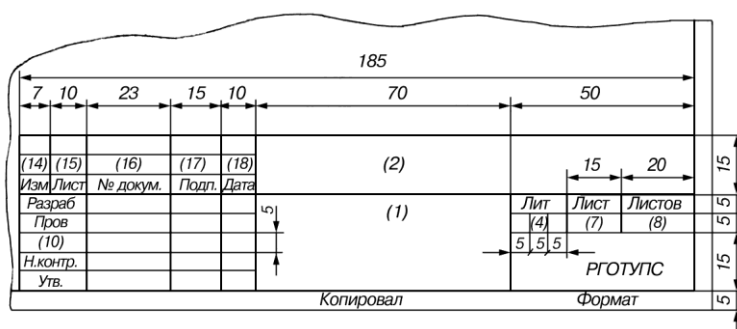


Рис. 3

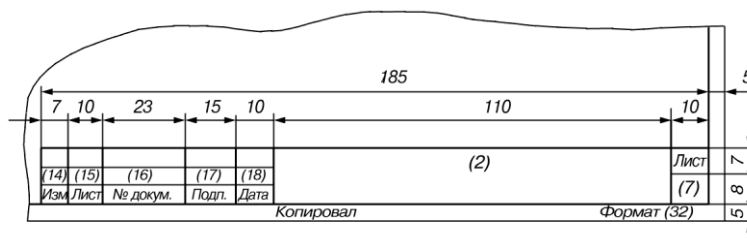


Рис. 4

На первом (заглавном) листе пояснительной записки рекомендуется поместить содержание работы (оглавления) с указанием номера листа.

Текст пояснительной записки должен начинаться с технического задания на проектирование, сопровождаемого исходными данными, а затем последовательно излагается расчетная часть курсовой работы.

Порядок выполнения курсовой работы должен соответствовать нумерации пунктов задания. С этой целью в пояснительной записке целесообразно выделить отдельные разделы, пункты, подпункты с краткими и ясными заголовками. Название разделов и пунктов приводится в оглавлении (содержании).

Для наглядности расчет желательно иллюстрировать схемами или делать соответствующие ссылки на графическую часть работы. Аналогичными ссылками на литературу, список которой приводится в конце записки, сопровождаются и используемые в расчете формулы. Результаты расчета по ним указываются после подстановки в них цифровых величин без приведения промежуточных вычислений. Все величины, входящие в формулы, сопровождаются обязательными пояснениями с указанием размерностей.

Раздел: «Проектирование зубчатого механизма»

Исходными данными для выполнения задания являются: схема привода (рис. 4.1.), частота вращения двигателя $n_{дв} = n_1 = 960$ об/мин, коленчатого вала $n_к = n_5 = 100$ об/мин, модуль колес 1, 2, 3 принят одинаковым и равным 4 мм, число сателлитов $q = 4$, число зубьев $z_4 = 10$, модуль $m_{45} = 11$ мм, угол профиля исходного контура режущего инструмента $\alpha = 20^\circ$, коэффициент высоты зуба $ha^* = 1$, коэффициент радиального зазора $C^* = 0,25$.

Передаточное отношение механизма

По заданным исходным данным определяем передаточное отношение механизма

$$U_{15} = \frac{n_1}{n_5} = \frac{960}{100} = 9,6.$$

Разбиваем найденное значение U на планетарную и простую ступень

$$U_{15} = U_{1н} U_{45} = 4,8 \cdot 2 = 9,6,$$

приняв соответственно $U_{1н} = 4,8$ и $U_{45} = 2$.

Геометрический расчет передачи

Произведем геометрический расчет цилиндрической прямозубой передачи, составленной из колес 4 и 5 при свободном выборе межосевого расстояния. Так как малое колесо имеет число зубьев $z_4 = 10$, необходимо определить наименьшее число зубьев z_{\min} , которое можно нарезать без подреза:

$$z_{\min} = 2ha^*/\sin 2\alpha = 2 \cdot 1 / \sin^2 20^\circ \approx 17.$$

Таким образом, нарезать малозубое колесо без подреза возможно при условии его корригирования (исправления).

Выбираем необходимый коэффициент смещения

$$x_4 = ha^*(z_{\min} - z_4)/z_{\min} = 1(17-10)/17 = 0,411.$$

Принимаем $x_4 = 0,42$.

Колесо 5 имеет число зубьев

$$z_5 = U_{45} \cdot z_4 = 2 \cdot 10 = 20 > 17,$$

т.е., его можно изготовить некорригированным.

Принимаем $x_5 = 0$.

По основному уравнению зацепления определяем угол зацепления передачи

$$\begin{aligned} \text{inv} \alpha_{\omega} &= \text{inv} \alpha + \frac{2(x_4 + x_5) \text{tg} \alpha}{z_1 + z_2} = \text{inv} 20^\circ + \frac{2(0,42 + 0) \text{tg} 20^\circ}{10 + 20} = \\ &= 0,014904 + 0,0102 = 0,025104. \end{aligned}$$

Значение $\text{inv} 20^\circ$ находим по таблице эвольвентных функций. Воспользовавшись этой же таблицей, определяем значение α_{ω} по его инволюте $\alpha_{\omega} = 23^\circ 38'$.

Определяем коэффициент воспринимаемого смещения

$$\begin{aligned} y &= \frac{z_4 + z_5}{\cos \alpha_{\omega}} \cdot \sin \frac{\alpha_{\omega} + \alpha}{2} \cdot \sin \frac{\alpha_{\omega} - \alpha}{2} = \\ &= \frac{10 + 20}{\cos 23^\circ 38'} \sin \frac{23^\circ 38' + 20^\circ}{2} \sin \frac{23^\circ 38' - 20^\circ}{2} = \\ &= \frac{30}{0,916} \cdot 0,3716 \cdot 0,0317 = 0,385. \end{aligned}$$

Подсчитываем коэффициент уравнительного смещения

$$\Delta y = (x_4 + x_5) - y = 0,42 - 0,385 = 0,035.$$

Определяем геометрические размеры зубчатой передачи.

Диаметры делительных окружностей колес:

$$d_4 = m_{45} \cdot z_4 = 11 \cdot 10 = 110 \text{ мм},$$

$$d_5 = m_{45} \cdot z_5 = 11 \cdot 20 = 220 \text{ мм}$$

Диаметры основных окружностей:

$$db_4 = d_4 \cdot \cos \alpha = 110 \cdot \cos 20^\circ = 103,3 \text{ мм},$$

$$db_5 = d_5 \cdot \cos \alpha = 220 \cdot \cos 20^\circ = 206,6 \text{ мм}.$$

Диаметры начальных окружностей:

$$d_{\omega 4} = d_4 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{\omega}} = 110 \frac{\cos 20^\circ}{\cos 23^\circ 38'} = 110 \frac{0,93969}{0,91613} = 112,82 \text{ мм},$$

$$d_{\omega 5} = d_5 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{\omega}} = 220 \frac{\cos 20^\circ}{\cos 23^\circ 38'} = 220 \frac{0,93969}{0,91613} = 225,65 \text{ мм}.$$

Межосевое расстояние:

$$a_{\omega 45} = \frac{d_4 + d_5}{2} + y m_{45} = \frac{110 + 220}{2} + 0,385 \cdot 11 = 169,23 \text{ мм}.$$

Проверка этого результата дает

$$a_{\omega 45} = \frac{d_{\omega 4} + d_{\omega 5}}{2} = \frac{112,82 + 225,65}{2} = 169,23 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей выступов:

$$d_{a4} = m_{45}(z_4 + 2ha^* + 2x_4 - 2\Delta y) = 11(10 + 2,1 + 2,0,42 - 2,0,035) = 140,47 \text{ мм},$$

$$d_{a5} = m_{45}(z_5 + 2ha^* + 2x_5 - 2\Delta y) = 11(20 + 2,1 + 2,0,42 - 2,0,035) = 241,23 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей впадин:

$$d_{f4} = m_{45}(z_4 - 2ha^* + 2x_4 - 2c^*) = 11(10 - 2,1 + 2,0,42 - 2,0,25) = 91,74 \text{ мм},$$

$$d_{f5} = m_{45}(z_5 - 2ha^* + 2x_5 - 2c^*) = 11(20 - 2,1 + 2,0 - 2,0,25) = 192,5 \text{ мм}.$$

Высота зуба

$$H = m_{45}(2ha^* + c^* - \Delta y) = 11(2 \cdot 1 + 0,25 - 0,035) = 24,36 \text{ мм}.$$

Толщина зубьев по делительным окружностям колес:

$$S_4 = m_{45}(\pi/2 + 2x_4 \operatorname{tg} \alpha) = 11(3,14/2 + 2 \cdot 0,42 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ) = 20,63 \text{ мм},$$

$$S_5 = m_{45}(\pi/2 + 2x_5 \operatorname{tg} \alpha) = 11(3,14/2 + 2 \cdot 0 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ) = 17,27 \text{ мм}.$$

Проверка произведенного расчета:

$$a_{w45} = da_4/2 + C^* m_{45} + df_5/2 = 70,23 + 0,25 \cdot 11 + 96,25 = 169,23 \text{ мм}.$$

$$a_{w45} = da_5/2 + C^* m_{45} + df_4/2 = 120,61 + 0,25 \cdot 11 + 45,87 = 169,23 \text{ мм}.$$

При несовпадении результатов проверки с ранее определенным значением a_{w45} необходимо произвести тщательную проверку расчета.

Проверка зуба малого колеса на заострение

$$S_{a4} = m_{45} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{a4}} \left[\frac{\pi}{2} + 2x_4 \cdot \operatorname{tg} \alpha - z_4 (\operatorname{inv} \alpha_{a4} - \operatorname{inv} \alpha) \right] =$$

$$= 11 \frac{\cos 20^\circ}{\cos 42^\circ 31'} \left[\frac{3,14}{2} + 2 \cdot 0,42 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ - 10 (\operatorname{inv} 42^\circ 31' - \operatorname{inv} 20^\circ) \right] =$$

$$= 3,88 \text{ мм} > 0,2m = 0,2 \cdot 11 = 2,2 \text{ мм},$$

где α_{a4} – угол давления на окружности выступов,

$$\cos \alpha_{a4} = db_4/da_4 = 103,3/140,47 = 0,737,$$

$$\alpha_{a4} = 42^\circ 31'.$$

Определим коэффициент перекрытия зубчатой передачи

$$\begin{aligned} \varepsilon_{a5} &= \frac{z_4}{2\pi}(\operatorname{tg}\alpha_{a4} - \operatorname{tg}\alpha_{\omega}) + \frac{z_5}{2\pi}(\operatorname{tg}\alpha_{a5} - \operatorname{tg}\alpha_{\omega}) = \\ &= \frac{10}{2 \cdot 3,14}(\operatorname{tg}42^{\circ}31' - \operatorname{tg}23^{\circ}38') + \frac{20}{2 \cdot 3,14}(\operatorname{tg}31^{\circ}01' - \operatorname{tg}23^{\circ}38') = \\ &= 1,285 > 1,0, \end{aligned}$$

где $\cos\alpha a5 = d_{b5}/d_{a5} = 206,6/241,23 = 0,857$;

$$\alpha a5 = 31^{\circ}01'.$$

Построение профилей зубьев колес

«Нарезание» зубьев малого колеса производится с использованием схемы станочного зацепления, для построения которой следует сделать следующее:

1. В произвольно выбранном масштабе

$$K_f = \frac{d_s}{20\pi} = \frac{0,11}{2 \times 110} = 0,0005 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$

вычерчиваются окружности зубчатого колеса: делительная (станочно-начальная), окружность выступов, основная и окружность впадин (рис. 11);

2. В этом же масштабе проводятся основные линии исходного контура инструмента: делительная прямая (средняя линия рейки) с учетом расчетного смещения $x_4 \cdot m = 0,42 \cdot 11 = 4,62$ мм, прямые выступов, впадин, галтелей и начальная прямая, расположенная касательно к делительной окружности;

3. В точке касания делительной окружности и начальной прямой отмечается полюс зацепления П, через который касательно к основной окружности проводится линия станочного зацепления;

4. Нарезание профиля зуба осуществляется последовательным перемещением режущей кромки abc , жестко связанной со станочно-начальной прямой исходного контура при обкатке последней без скольжения по делительной окружности нарезаемого колеса.

Для построения последовательных положений режущей кромки abc на станочно-начальной прямой откладываем ряд отрезков произвольной длины (25...30 мм) и отмечаем точки 1, 2, 3 и т.д. Такие же по величине отрезки откладываем по хорде на делительной окружности и отмечаем точки 1', 2', 3' и т.д.

При качении без скольжения начальной прямой по делительной окружности точки 1, 2, 3... будут последовательно совпадать с точками 1', 2', 3'...

Для построения промежуточного положения контура abc достаточно найти положение прямолинейного участка режущей кромки и центра скругления W . Режущая кромка наклонена к начальной прямой под углом $90^{\circ} - \alpha$. Первоначальное положение режущей кромки можно провести, например, через точку 2, прямолинейный участок которой располагается перпендикулярно линии станочного зацепления. Закругления строятся радиусом ρ в масштабе kl .

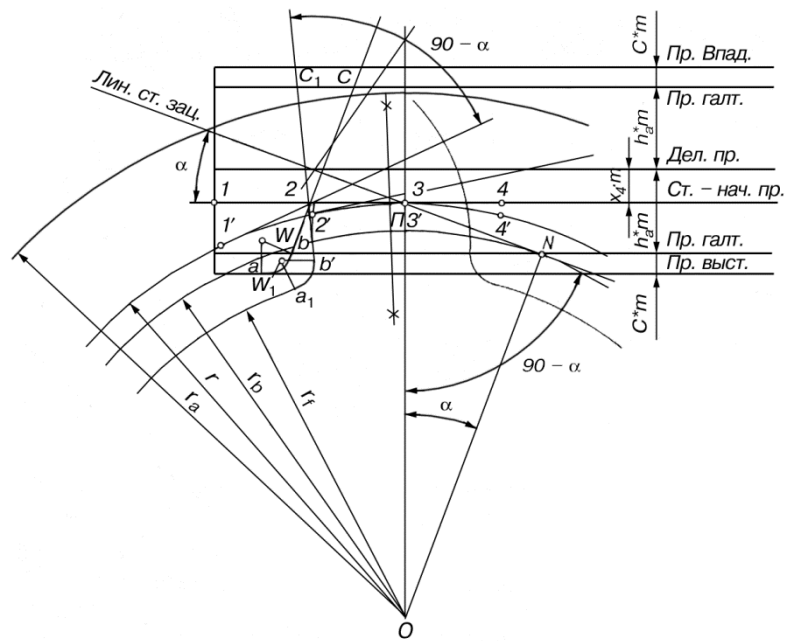


Рис. 11

$$\rho = \frac{C^*m}{1 - \sin \alpha} = \frac{0,25 \cdot 11}{1 - \sin 20^\circ} = 4,18 \text{ и } .$$

Центр скругления W определяется по правилу построения сопряжений и находится на расстоянии, равном ρ от прямолинейного участка режущей кромки и прямой выступов.

Допустим, необходимо построить положение кромки abc , когда точка 1 на начальной прямой при обкатке совпадет с точкой $1'$ на делительной окружности. С этой целью через точку $1'$ проводим касательную к делительной окружности и откладываем на ней от точки $1'$ отрезок, равный отрезку 12 . Через полученную точку под углом $90 - \alpha$ (70°) к касательной проводим прямую линию. Отложим на этой прямой вниз отрезок, равный отрезку $2b$, и, восстановив к концу отрезка перпендикуляр длиной ρ , получим новое положение центра скругления W_1 . Проведя дугу радиусом ρ из центра скругления W_1 , получаем новое положение кромки $a_1b_1c_1$.

Остальные положения строятся аналогичным образом. В процессе обкатки точки C и W описывают соответственно укороченную и удлиненную эвольвенты. Процесс обкатки следует продолжать до тех пор, пока не вырисуетя явно профиль зуба, который получится как огибающая к смежным положениям исходного контура abc .

Противоположный профиль зуба строится по закону симметрии. По делительной окружности откладывается хорда, равная толщине зуба,

$$\bar{S}_4 = m_{45} z_4 \sin \psi = 11 \cdot 10 \cdot \sin 10^\circ 45' = 20,5 \text{ и } ,$$

где

$$\psi = \frac{180^\circ}{z_4} \left(\frac{1}{2} + \frac{2x_4 \cdot \text{tg} \alpha}{\pi} \right) = \frac{180^\circ}{10} \left(\frac{1}{2} + \frac{2 \cdot 0,42 \cdot \text{tg} 20^\circ}{3,14} \right) \approx 10^\circ 45',$$

т.е. толщина зуба по хорде S_4 почти равна толщине зуба по дуге делительной окружности. Практически можно пользоваться толщиной зуба по дуге окружности. Хорда S_4 делится пополам, и через полученную точку проводится ось симметрии зуба, направленная на центр колеса. Проведя затем ряд концентрических окружностей и отложив на них симметричные точки профиля, построим противоположный профиль.

Всего строится не менее трех зубьев. Для этого от оси симметрии зуба по делительной окружности откладывается шаг по хорде, вычисляемой по формуле

$$\bar{p}_4 = m_{45} z_4 \sin \frac{\tau}{2} = 11 \cdot 10 \cdot \sin \frac{36}{2} = 34 \text{ мм},$$

где

$$\tau = \frac{360^\circ}{z_4} = \frac{360^\circ}{10} = 36^\circ,$$

и проводится ось симметрии зуба, относительно которой строится профиль зуба ранее описанным способом.

Для проверки правильности нарезанных зубьев необходимо показать исходный контур инструмента.

После этого вычерчивается схема зацепления колес (см. прил. 1 к методическим указаниям). В ранее выбранном масштабе Kl м/мм, откладывается межосевое расстояние колес $a \square 45$ и отмечаются центры колес O_4 и O_5 , из которых описываются окружности колес: начальные, делительные, основные, выступов и впадин. При этом следует проверить касание начальных окружностей, величину воспринимаемого смещения um_{45} , равного расстоянию между делительными окружностями и размер по линии центров между окружностью выступов одного колеса и окружностью впадин другого колеса, который должен быть равен величине радиального зазора C^*m_{45} .

Через точку контакта начальных окружностей (полюс зацепления P) проводится линия зацепления по касательной к основным окружностям, и отмечаются точки касания N_4 и N_5 . Линия зацепления образует с перпендикуляром, проведенным через точку P к линии центров, угол зацепления $\alpha \omega$. Рабочий участок линии зацепления $\overset{\cdot}{B} \overset{\cdot\cdot}{B}$ заключен между окружностями выступов колес. Причем в точке $\overset{\cdot}{B}$ начинается зацепление зубьев, а в точке $\overset{\cdot\cdot}{B}$ заканчивается.

На каждом из колес строится не менее трех зубьев. Малое колесо переносится без изменения со схемы станочного зацепления, показав профиль одного из зубьев проходящим через полюс зацепления. Построить профиль зубьев большого колеса можно по схеме станочного зацепления, но для упрощения задачи допустимо воспользоваться обычным приемом построения эвольвенты (рис. 12). С этой целью отрезок линии зацепления PN_5 разбивается на равное число частей и отмечаются точки делений $1, 2, 3 \dots$ с продолжением за точку N_5 . Полученные отрезки в обе стороны от точки N_5 откладывают по хорде на основной окружности, отмечая точки $1', 2', 3' \dots$. Отрезок линии зацепления PN_5 играет роль производящей прямой, при обкатке которой без скольжения по основной окружности точка P опишет эвольвентную часть профиля зуба. Соединяя точки деления на основной окружности с центром колеса и проводя через них касательные к основной окружности (перпендикуляры к проведенным радиусам),

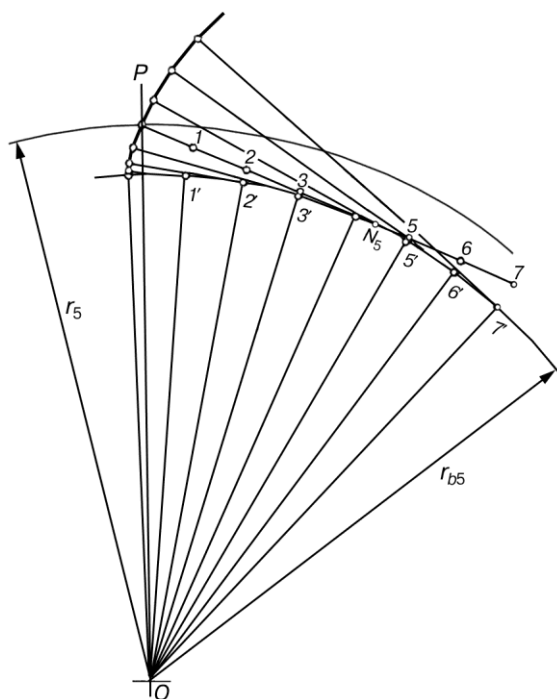


Рис. 12.

откладываем на последних отрезки, равные расстоянию до полюса P от соответствующей точки деления. Так, например, при совпадении точки 2 прямой с точкой 2' основной окружности от последней откладывается расстояние по касательной, равное отрезку $2P$ и т.д. Найденные на касательных точки соединяются плавной кривой, представляющей собой эвольвентный участок профиля зуба. Построение эвольвенты необходимо произвести в пределах от основной окружности до окружности выступов. С этой целью потребуются использовать точки деления, лежащие по другую сторону от точки N_5 . В пределах от основной окружности до окружности впадин ($d_f < d_b$) профиль зуба очерчивается по радиальной прямой и закругляется в основании радиусом галтели, равным $0,2m$. Если радиус окружности впадин больше радиуса основной окружности ($d_f > d_b$), то эвольвентный участок профиля зуба непосредственно сопрягается с окружностью впадин радиусом $0,2m$. Симметричная часть профиля зуба, включая и последующие зубья, строится по ранее описанному способу.

В построенном зацеплении необходимо показать рабочие участки профилей зубьев, непосредственно участвующих в зацеплении. Последние достаточно отметить только на профилях зубьев, контактирующих в полюсе зацепления. Примем во внимание, что в точке B начинается зацепление, т.е. в этой точке встречаются крайняя точка головки зуба большого колеса и наинизшая точка ножки зуба малого колеса. Чтобы найти положение последней, достаточно радиусом $B'O_4$ сделать засечку на профиле зуба малого колеса. Наинизшая точка, участвующая в зацеплении профиля большого колеса, определяется аналогичным образом, делая засечку на профиле зуба радиусом $B''O_5$. Профили зубьев участвуют в зацеплении от найденных наинизших точек до вершин зубьев. Эти участки на схеме отмечаются двойной линией.

Показав положение зубьев колес в начале и конце зацепления, можно определить длину дуги зацепления по любой из окружностей, в пределах которой происходит зацепление зубьев. Так TB_5 является дугой зацепления по делительной окружности. Для непрерывности зацепления необходимо, чтобы дуга зацепления была всегда больше шага по той же окружности. Это отношение характеризуется коэффициентом перекрытия

$$\varepsilon = \frac{T_{B5}}{P_{B5}} = \frac{(B'B'')K_l}{\pi m_{\text{сб}} \cos \alpha} = \frac{83 \cdot 0,0005}{3,14 \cdot 0,011 \cdot \cos 20^\circ} = 1,28.$$

Равенство вытекает из свойств эвольвенты. На схеме зацепления должны быть показаны все необходимые размеры: радиусы окружностей колес, высота зуба, межосевое расстояние, угол зацепления, радиальный зазор и т.п.

Кинематический анализ схемы планетарной передачи

Предварительный расчет схемы необходимо начать с вывода зависимости для передаточного отношения планетарной ступени. К планетарным относятся механизмы с подвижными геометрическими осями колес. Для вывода формулы передаточного отношения необходимо планетарный механизм преобразовать в простой, с неподвижными осями колес. С этой целью сообщим всем звеньям планетарной ступени угловую скорость, равную по величине, но обратную по знаку угловой скорости водила, т.е. $-\omega_H$, в результате чего звенья механизма получают угловые скорости:

колесо 1 $\omega_1 - \omega_H$,

колесо 2 $\omega_2 - \omega_H$,

колесо 3 $\omega_3 - \omega_H$,

звено $H \omega_H - \omega_H = 0$.

Таким образом, водило H станет неподвижным, а, следовательно, неподвижным окажется и геометрическая ось колеса 2, т.е. получится так называемый *приведенный механизм*, передаточное отношение для любой ступени которого определяется как для передачи с неподвижными осями

$$\frac{\omega_i - \omega_H}{\omega_k - \omega_H} = \pm \frac{z_k}{z_i},$$

где i и k – индексы колес, находящихся в зацеплении.

Знак «минус» для внешнего и знак «плюс» — для внутреннего зацепления колес. Эта формула впервые была получена Виллисом, и аналитический способ определения передаточного отношения был назван именем автора.

Практически составляется выражение передаточного отношения для каждой ступени приведенного механизма, и в результате решения составленной системы находится требуемое передаточное отношение.

Так, для первой ступени 1-2 имеем

$$\frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H} = - \frac{z_2}{z_1},$$

и, соответственно, для второй ступени 2-3

$$\frac{\omega_2 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = + \frac{z_3}{z_2}.$$

Решая совместно составленную систему уравнений, найдем передаточное отношение

$$u_{1i} = \frac{\omega_1}{\omega_i} = ?$$

Перемножив между собой левые и правые части уравнений и приняв во внимание, что $\omega_3 = 0$ (зубчатый венец 3 жестко связан с неподвижным корпусом передачи), будем иметь

$$\frac{\omega_1 - \omega_i}{-\omega_i} = -\frac{z_3}{z_1}.$$

Разделив почленно на $-\omega_i$ и поменяв знаки на обратные, найдем искомое передаточное отношение

$$u_{1i} = \frac{\omega_1}{\omega_i} = 1 + \frac{z_3}{z_1}.$$

Подбор чисел зубьев планетарной передачи

При подборе числа зубьев планетарной передачи необходимо выполнить три условия сборки.

1. Условие соосности для предлагаемой схемы планетарного редуктора

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2.$$

2. Условие соседства

$$\sin \frac{180}{q} > \frac{z_2 + 2h_a^*}{z_1 + z_2}.$$

3. Условие сборки с симметрией зон зацепления

$$\frac{z_1 u_{1i}}{q} (1 + qn) = \gamma,$$

где n — целое число поворотов водила;

q — любое целое число.

Решая совместно приведенные уравнения, получим расчетные зависимости для подбора чисел зубьев.

Для этой цели наиболее удобно составить общее уравнение сборки. Выразив из условия передаточного отношения

$$z_3 = (u_{1i} - 1)z_1.$$

Из уравнения соосности

$$z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2} = \frac{(u_{1i} - 1)z_1 - z_1}{2} = \frac{(u_{1i} - 2)z_1}{2}$$

и учитывая условие сборки, составим систему отношений

$$z_1 : z_2 : z_3 : \gamma = z_1 : \frac{(u_{1i} - 2)z_1}{2} : (u_{1i} - 1)z_1 : \frac{z_1 u_{1i}}{q} (1 + qn),$$

или

$$z_1 : z_2 : z_3 : \gamma = \left[1 : \frac{(u_{1i} - 2)}{2} : (u_{1i} - 1) : \frac{u_{1i}}{q} (1 + qn) \right] \cdot z_1.$$

Полученное выражение представляет собой общее уравнение сборки, подставляя в которое значения u_{1i} и q , будем иметь

$$z_1 : z_2 : z_3 : \gamma = \left[1 : \frac{28}{20} : \frac{38}{10} : \frac{48}{40} \right] \cdot z_1.$$

При назначении z_1 необходимо учитывать условие правильного зацепления, исключающее возможность заклинивания передачи. Для указанной схемы планетарного редуктора, составленной из некорригированных колес, необходимо обеспечить отсутствие подреза и среза зубьев, т.е. каждое из колес должно иметь число зубьев большее минимального

значения. Во избежание подреза зубьев нулевых колес внешнего зацепления при $\alpha = 20^\circ$ и $ha^* = 1$ $z_{min} \approx 17$, при тех же параметрах зуборезного инструмента для внутреннего зацепления минимальное число зубьев колеса с внутренними зубьями $z_{min}^{вн} > 85$ и для сцепляющихся с ним колес с внешними зубьями $z_{min}^{вн} = 20$. Разность чисел зубьев колес внутреннего зацепления $z_{min}^{вн} - z_{min}^{вн} = 8$. В нашем случае необходимо получить $z_1 = 17$, $z_2 = 20$, $z_3 = 85$, $z_3 - z_2 = 8$. Приняв $z_1 = 25$, получим $z_2 = 35$, $z_3 = 95$ и $\gamma = 30$, т.е. условия правильности зацепления выполняются.

Произведем проверку по условию соседства

$$\sin \frac{180}{q} > \frac{z_2 + 2h_a^*}{z_1 + z_2}$$

убеждаемся, что неравенство выполняется.

$$0,707 > \frac{35 + 2 \cdot 1}{25 + 35} = 0,616.$$

Подобранный вариант чисел зубьев колес может быть принят для дальнейшей проработки.

Определяем диаметры начальных окружностей колес.

$$d_{w1} = m_{13} \cdot z_1 = 4 \cdot 25 = 100 \text{ мм},$$

$$d_{w2} = m_{13} \cdot z_2 = 4 \cdot 35 = 140 \text{ мм},$$

$$d_{w3} = m_{13} \cdot z_3 = 4 \cdot 95 = 380 \text{ мм}$$

Вычерчиваем схему редуктора (см. прил. 1), приняв диаметры начальных окружностей колес 4 и 5

$$d_{w4} = 112,82 \text{ мм}, \quad d_{w5} = 225,65 \text{ мм}.$$

на основании геометрического расчета. Масштабом построения задаемся из условия размещения схемы на листе

$$K_l = K_l = \frac{d_{w3}}{OC} = \frac{0,380}{2 \cdot 95} = 0,002 \frac{\text{м}}{\text{мм}},$$

где $d_{w3} = 380 \text{ мм} = 0,380 \text{ м}$.

Построим планы (треугольники) распределения скоростей для каждого из колес механизма. С этой целью на оси вращения колеса l выбираем начало координат и откладываем по вертикальной оси радиусы колес редуктора, а по горизонтальной оси — линейные скорости их вращения.

Скорость точки A колеса l

$$V_A = \frac{\pi n_1}{30} \times \frac{d_{w1}}{2} = \frac{3,14 \cdot 960}{30} \times \frac{0,1}{2} = 5,024 \text{ м/с}$$

Задавшись масштабom скоростей

$$K_v = \frac{V_A}{AA'} = \frac{5,024}{50} \approx 0,1 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}},$$

отложим скорость точки A , измеряемую на чертеже отрезком AA' . Скорость центра O колеса l равна нулю. Соединяя точку A вектора AA' с центром O , получим треугольник скоростей для колеса l . Сателлит 2 совершает плоско-параллельное движение, скорости которого также распределяются по линейному закону. Для получения последнего необходимо знать скорости любых двух точек звена. Такими точками будут точка A , принадлежащая одновременно колесам l и 2, и точка C , принадлежащая колесу 3, скорость которой равна нулю. Соединяя точку A вектора AA' с точкой C , лежащей на оси ординат, получим закон

распределения скоростей для сателлита 2. По этому закону можно определить скорость точки B водила, измеряемую на чертеже вектором BB' . Модуль этой скорости будет равен

$$V_B = \overline{BB'} \cdot K_V = 25 \cdot 0,1 = 2,5 \text{ м, с.}$$

Зная скорость центра вращения водила, построим закон распределения скоростей для водила, соединив точку B вектора BB' с началом координат. Колесо 4 жестко посажено на ось водила, следовательно, и закон распределения скоростей для него будет таким же, как и для водила. Определив по найденному закону скорость точки D колеса 4 пропорциональной вектору DD' , построим закон распределения скоростей для колеса 5, соединив точку D' вектора DD' с точкой O — центром вращения колеса 5. По построенным треугольникам скоростей можно приближенно определить передаточное отношение редуктора.

Известно, что угловые скорости колес пропорциональны тангенсам углов наклона к оси радиальных лучей, характеризующих законы распределения скоростей, т.е.

$$\omega_1 = \frac{K_V}{K_1} \cdot \operatorname{tg} \psi_1, \quad \omega_H = \frac{K_V}{K_1} \operatorname{tg} \psi_H \text{ и т. д.}$$

Следовательно, передаточное отношение, например, планетарной ступени редуктора выразится

$$u_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = \frac{\operatorname{tg} \psi_1}{\operatorname{tg} \psi_H}$$

или, заменяя отношение тангенсов отношением отрезков, будем иметь

$$u_{1H} = \frac{\overline{AA'}}{\overline{AA''}} = \frac{50,3}{10,5} = 4,8$$

Если отрезки AA' и AA'' расположены по одну сторону от оси радиусов, то передаточное отношение имеет знак плюс, при расположении по разную сторону — знак минус.

По треугольникам скоростей строится план чисел оборотов колес редуктора. Для этого в произвольном месте чертежа проводится горизонтальная прямая, на произвольном расстоянии от которой выбирается полюс плана O . Проводя через полюс O лучи до пересечения с горизонтальной прямой, параллельные соответствующим лучам треугольников скоростей, получим на прямой отрезки, измеряемые от основания перпендикуляра OP , пропорциональные числам оборотов колес. Масштаб плана определится

$$kn = n_d / 1P \text{ об/мин/мм.}$$

По плану чисел оборотов определяется число оборотов любого колеса:

$$n_{23} = \overline{2P} \cdot k_n, \text{ об/мин,}$$

$$n_H = \overline{HP} \cdot k_n, \text{ об/мин и т. д.}$$

Соответственно и передаточное отношение найдется

$$U_{1H} = \frac{n_d}{n_H} = \frac{\overline{1P}}{\overline{HP}}$$

Раздел: «Динамический синтез кулачкового механизма»

В качестве примера проведем исследование схемы кулачкового механизма с роликовым

толкателем (см. прил. 2). Закон изменения ускорений толкателя $\bar{a}_2 = \frac{d^2 \bar{S}_2}{dt^2}$ изображен на рис. 2а, прил. 2. Рабочий угол профиля кулачка $\varphi_p = 210^\circ$ (из диаграммы). Число оборотов кулачка

$n1 = 600$ об/мин; максимальный ход ведомого звена $S_{2max} = 44$ мм; предельное значение угла давления $\gamma_{max} = 40^\circ$; радиус ролика $r = 10$ мм; эксцентриситет $e = 12$ мм.

Требуется построить теоретический и практический профили кулачка с обеспечением $\gamma \leq \gamma_{max} = 40^\circ$.

1. Определение числа степеней свободы механизма

Определим число степеней свободы механизма.

Как уже отмечалось выше, число степеней свободы механизма можно определить по формуле П.Л. Чебышева

$$W = 3n - 2p_5 - p_4$$

Данный механизм имеет: число подвижных звеньев $n = 3$ (на схеме механизма все подвижные звенья пронумерованы от 1 до 3, а неподвижное звено обозначено через 0); число низших кинематических пар $p_5 = 3$, число высших кинематических пар $p_4 = 1$.

Следовательно, степень подвижности его равна

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 1 = 2.$$

Механизм обладает лишней степенью свободы. Этой лишней степени свободы соответствует возможность вращения ролика 2 вокруг своей оси А.

2. Синтез кулачкового механизма

Задача синтеза кулачковых механизмов состоит в том, чтобы построить профиль кулачков, удовлетворяющий поставленным технологическим процессом требованиям.

1. Определение линейных скоростей и перемещений ведомого звена

Одним из условий решения поставленной задачи является необходимость задания закона движения толкателя в форме трех кинематических диаграмм

$$S_2 = S_2(t); \quad v_2 = \frac{dS_2}{dt}; \quad a_2 = \frac{d^2S_2}{dt^2}.$$

$$\dot{a}_2 = \frac{d^2S_2}{dt^2}.$$

В задании нам дана только одна диаграмма

Поэтому первые две диаграммы следует предварительно построить путем последовательного двукратного графического интегрирования заданной диаграммы. В

произвольном масштабе вычерчиваем заданный закон ускорения ведомого звена (рис. 2А, прил. 2).

Время, соответствующее одному обороту кулачка $T = 60/n1$, где $n1$ — число оборотов кулачка в минуту. Согласно заданию $n1 = 600$ об/мин, тогда имеем $T = 60/600 = 0,1$ с.

Пусть отрезок \bar{T} , соответствующий времени одного оборота, на графике принят равным $\bar{T} = 240$ мм. Разделим его на 24 части, и каждое деление $\Delta\bar{T}_i = 10$ мм соответствует 15° .

Определим масштаб времени kt :

$$k_t = \frac{T}{\bar{T}} = \frac{0,1}{240} = \frac{1}{2400} \frac{\text{с}}{\text{мм}}.$$

В течение каждого промежутка времени $\Delta\bar{T}_1, \Delta\bar{T}_2, \Delta\bar{T}_3, \dots, \Delta\bar{T}_i$ вследствие их малости можно считать величину ускорения в виде отрезков равной какой-то осредненной постоянной величине $\bar{a}_{cp1}, \bar{a}_{cp2}, \bar{a}_{cp3}, \dots, \bar{a}_{cpi}$ соответственно промежуткам времени.

Примем среднее ускорение \bar{a}_{cpi} , равное ординате, у которой абсцисса равна $\frac{\Delta\bar{T}_i}{2}$, т.е. в каждом промежутке времени криволинейная трапеция заменится прямоугольником с высотой \bar{a}_{cpi} .

Проведем из точек $1', 2', 3'$ и т.д. прямые, параллельные оси абсцисс до пересечения с осью ординат, и таким образом получим точки $b_1, b_2, b_3, \dots, b_i$ (рис. 2А, прил. 2).

На продолжении оси \bar{ot} влево на произвольном расстоянии $H_1 = 20\text{мм}$ от начала координат выбираем полюс P_1 . Соединяем точку P_1 с точками $b_1, b_2, b_3, \dots, b_i$. Полученные лучи $P_1b_1, P_1b_2, \dots, P_1b_i$ образуют с осью абсцисс углы, тангенсы которых пропорциональны средним ускорениям толкателя. Следовательно, их можно считать углами наклона графика скорости, соответствующими промежуткам времени $\Delta\bar{T}_1, \Delta\bar{T}_2, \Delta\bar{T}_3, \dots, \Delta\bar{T}_i$. На основании этого можно заключить, что для построения графика изменения скорости V_2 толкателя нужно из точки O провести прямую, параллельную лучу P_1b_1 в интервале отрезка времени $\Delta\bar{T}_1$; из конца этой прямой в интервале отрезка времени $\Delta\bar{T}_2$ провести прямую, параллельную лучу P_1b_2 и т.д.

Последовательно соединяя все отрезки плавной кривой, получим график изменения

скорости
$$\bar{v}_2 = \frac{d\bar{S}_2}{d\bar{t}_2} \quad (\text{рис. 2б, прил. 2}).$$

Совершенно аналогично, интегрируя график изменения скорости, получим вторую интегральную кривую – график перемещения ведомого звена $\bar{S}_2 = S_2(t)$ (рис. 2в, прил. 2).

Определим начальные условия для кулачкового механизма. Учитывая, что в нижнем положении толкателя его скорость равна нулю, начало отсчета времени отнесем к этому моменту. Исходя из этого, получим следующие начальные условия для кулачкового механизма $t_0 = 0; x_2 = 0; S_0 = S_{\min}$.

2. Определение масштабов графиков **Ошибка! Закладка не определена.**

Для графика $\bar{S} = \bar{S}(t)$ максимальный ход толкателя $S_{\max} = 44 \text{ мм}$ (согласно заданию), тогда масштаб кривой определится

$$k_s = \frac{S_{\max}}{\bar{S}_{\max}} = \frac{44}{44} = 1 \frac{\text{мм}}{\text{мм}} = 0,001 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$

\bar{S}_{\max} — найдено из графика (рис. 2в, прил. 2) и представляет собой отрезок, соответствующий максимальному перемещению толкателя.

Масштаб графика изменения скорости k_v определится из выражения

$$k_v = \frac{k_s}{k_t H} = \frac{1 \cdot 2400}{30} = 80 \frac{\text{мм/с}}{\text{мм}} = 0,08 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$$

Масштаб графика изменения ускорения ka определится соответственно из выражения

$$k_a = \frac{k_s}{k_t^2 \cdot H \cdot H_1} = \frac{k_v}{k_t \cdot H_1} = \frac{0,08 \cdot 2400}{20} = 9,6 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$$

где H и H_1 — полюсные расстояния, равные соответственно 30 и 20 мм. Обычно полюсные расстояния рекомендуется брать в диапазоне 20–50 мм.

3. Определение минимального радиуса кулачка

Как уже отмечалось, определение минимального радиуса кулачка R_{\min} является задачей динамического синтеза кулачковых механизмов.

Для определения кулачка R_{\min} необходимо, используя известную величину минимального угла передачи $\mu_{\min} = 90^\circ - \gamma_{\max} = 90^\circ - 40^\circ = 50^\circ$ (где $\gamma_{\max} = 40^\circ$ — предельное значение угла давления), построить допустимую область расположения центров вращения кулачка.

Из произвольной точки O (рис. 3, прил. 2) проводим вертикальную линию, на которой в принятом масштабе k_s откладываем перемещения толкателя в положение 0, 1, 2, ..., 14 соответственно графику.

В точке 6 толкатель поднят вверх (максимальный ход). Время его стояния соответствует точкам 7, 8, затем начинается опускание толкателя до возврата в первоначальное положение, в точку 14.

Перпендикулярно данной линии через точки 0, 1, 2, ..., 14 проводим прямые, на которых откладываем векторы $z_1, z_2, z_3, \dots, z_{14}$.

Величины этих векторов можно определить по формуле

$$z_i = \frac{v_{2i}}{\omega_1 \cdot k_s} = \frac{\bar{v}_{2i} \cdot k_v}{\omega_1 \cdot k_s} = 1,27 \bar{v}_{2i} \text{ мм},$$

где $\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 600}{30} = 63 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$; $k_v = 0,08 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$; $k_s = 0,001 \text{ м/мм}$, отрезки берем непосредственно из графика, мм.

z_0	z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6	z_7	z_8	z_9	z_{10}	z_{11}	z_{12}	z_{13}	z_{14}
0	12,7	38,1	50,8	38,1	12,7	0	0	0	12,7	38,1	50,8	38,1	12,7	0

Векторы z_i откладываются перпендикулярно линии хода толкателя в сторону, в которую смотрят векторы \bar{v}_{2i} , повернутые на 90° по вращению кулачка. В нашем примере векторы z_1, z_2, \dots, z_5 отложены влево; а векторы $z_9, z_{10}, \dots, z_{13}$ — вправо.

Концы векторов обводим плавной кривой.

Определяем допустимую область расположения центров вращения кулачка. Для этого от вершин векторов z_i проводим лучи под углом $\mu_{\min} = 90^\circ - \gamma_{\max} = 50^\circ$. Лучи от вершин векторов максимальных значений z (в нашем примере z_3 и z_{11}) пересекаются в точке O_1 и образуют допустимую область расположения центров вращения центрального кулачка.

Откладываем величину эксцентриситета

$$\bar{e} = \frac{e}{k_s} = \frac{12 \text{ [мм]}}{1 \text{ [мм/мм]}} = 12 \text{ мм}$$

и получаем точку O_2 .

Выделенная область AO_2B является допустимой областью расположения центров вращения кулачка с эксцентриситетом e .

Любая точка, лежащая внутри этой области или на ее границах, может служить центром вращения кулачка, так как этому положению соответствует условие $\mu \geq \mu_{\min}$.

Минимальный размер кулачка получается, если центр его вращения совпадает с точкой O_2 .

Определим минимальный радиус вращения кулачка

$$R_{\min} = \overline{OO_2} \cdot k_s = 57 \cdot 1 = 57 \text{ мм.}$$

4. Построение теоретического и практического профиля кулачка

Профилирование кулачка проводим методом обращения движения, который заключается в следующем: если движущейся системе, состоящей из нескольких тел, сообщить добавочное, общее для всех тел, движение, то относительное движение системы тел, несмотря на изменившееся абсолютное движение каждого из них, останется неизменным.

В случае применения к задаче синтеза кулачковых механизмов этот метод выражается в следующем: мысленно придаем всему механизму вращение вокруг центра вращения кулачка с угловой скоростью $(-\omega_1)$, равной по величине, но противоположной по направлению угловой скорости кулачка. Тогда угловая скорость кулачка станет равной нулю, т.е. кулачок как бы остановиться.

Толкатель, помимо своего абсолютного движения, получит добавочное движение – вращение вокруг оси кулачка с угловой скоростью $(-\omega_1)$.

При этом относительное расположение толкателя и кулачка не нарушится, и при любых произвольно выбранных положениях ролик всегда касается профиля шайбы; вследствие чего расстояние от центра ролика до центра вращения кулачка остается в обращенном движении равным тому же расстоянию, что и при прямом.

Таким образом, метод обращения движения позволяет при проектировании рассматривать вместо абсолютного движения толкателя его движение относительно кулачка, сам же кулачок становится как бы неподвижным звеном.

Построение проводим в принятом масштабе k_s . Из произвольной точки O_1 (рис. 4, прил. 2) проводим окружности радиусов

$$\overline{R}_{\min} = \frac{R_{\min}}{k_s} = \frac{57}{1} = 57 \text{ мм} \quad \text{и} \quad \bar{e} = 12 \text{ мм.}$$

Окружность радиуса \bar{e} делим на 24 равные части: 0, 1, 2, ..., 23 и проводим радиусы к этим точкам. Обозначения точек деления производим, исходя из метода обращения движения, т.е. против вращения кулачка.

Проводим касательные к окружности \bar{e} в точках 0, 1, 2, ..., 23. Их пересечения с окружностью \overline{R}_{\min} дадут точки $0', 1', 2', \dots, 23'$.

От точек $0', 1', 2', \dots, 23'$ на продолжении касательных откладываем перемещения согласно графику (рис. 2в, прил. 2);

$$O'O'' = \bar{s}_0 = 0; \quad 1' - 1'' = \bar{s}_1; \quad 2' - 2'' = \bar{s}_2 \text{ и т.д.}$$

Точки $0'', 1'', 2'', \dots, 23''$ принадлежат теоретическому профилю кулачка. Обводя эти точки плавной кривой, получаем теоретический профиль кулачка.

Строим практический (рабочий) профиль кулачка. Для этого из точек теоретического профиля, как центров, проводим окружности радиусом ролика

$$\bar{r} = \frac{r}{k_s} = \frac{10 \text{ [мм]}}{1 \text{ [мм/мм]}} = 10 \text{ мм}$$

Огибающая этих окружностей является практическим профилем кулачка.

5. Определение фактических углов передачи

Синтез кулачкового механизма заканчиваем построением диаграммы изменения угла передачи $\mu_i = \mu(t)$ (рис. 5, прил. 2).

В каждом положении кулачкового механизма угол передачи μ_i равен углу между отрезком z_i и прямой, соединяющей конечную точку этого отрезка с центром вращения O_1 кулачка. При этом необходимо учитывать, что угол передачи μ не может быть больше 90° и меньше 50° ($90^\circ \geq \mu_i \geq \mu_{\min}$).

Найденные по чертежу значения угла передачи μ_i приведены в таблице и по ним построена диаграмма в масштабе $k_\mu = 1$ град/мм.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мицкевич В.Г., Маштаков А.П., Васильев А.В. Теория механизмов и машин:/учебное пособие, М.: МИИТ-РОАТ, 2013.
2. Фролов К.В. и др. Теория механизмов и механика машин: учебник, М.: «Высшая школа», 2005.
3. Козловский М.З. и др. Теория механизмов и машин: учебник, М.: «Академия», 2006.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

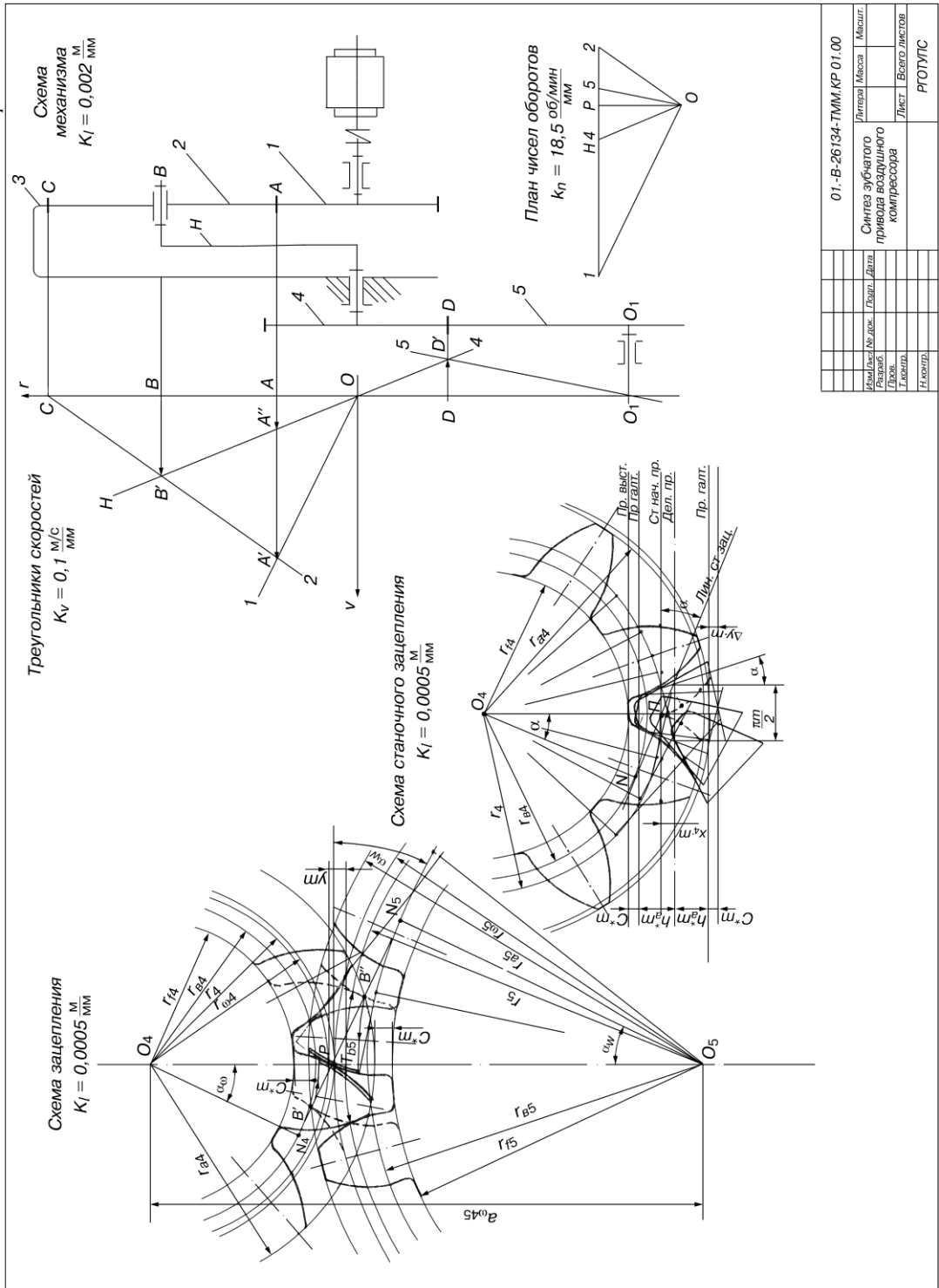


Рис. 2. Кинематические диаграммы

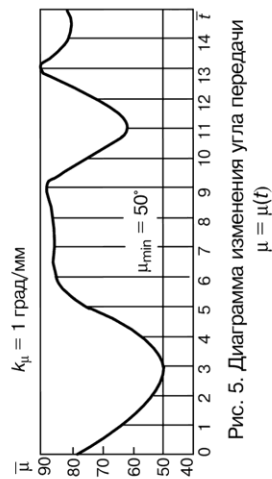
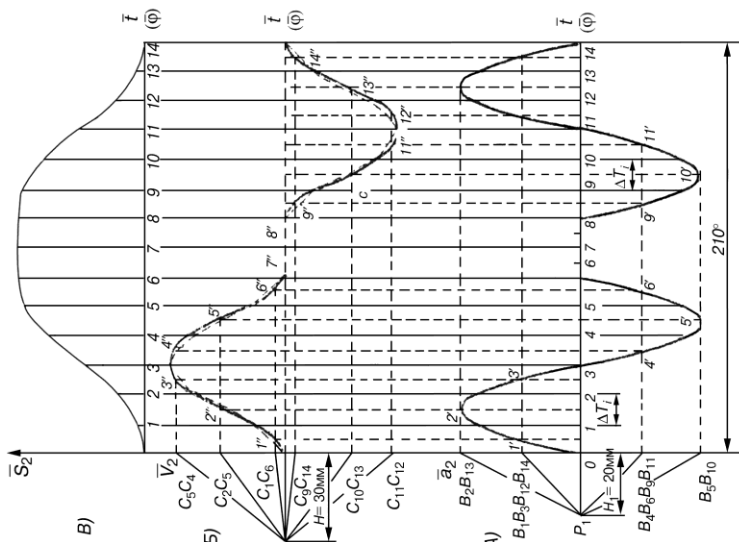


Рис. 5. Диаграмма изменения угла передачи

$\mu = \mu(t)$

Рис. 3. Определение минимального радиуса кулачка

$k_5 = 0,001 \text{ м/мм}$

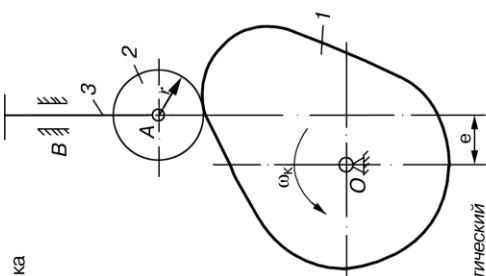
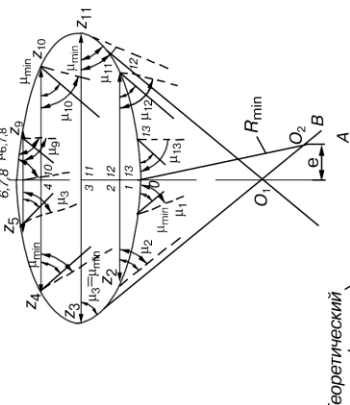
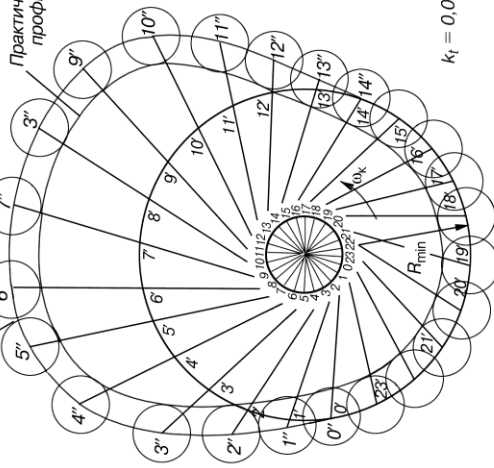


Рис. 1. Схема механизма

Теоретический профиль
Практический профиль



$k_1 = 0,001 \text{ м/мм}$

Рис. 4. Профилирование кулачка

Изм./Лист	№ док.	Пол.	Дата
Разраб.			
Проф.			
И. контр.			
Эп.			
Лист			
Листов 2			
РГОУПС			
01-В-26134-ТММ.КР 01.00			
Динамический Синтез			
Кулачкового			
Механизма			

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Таблица значений инволют: $\operatorname{inv}\alpha = \operatorname{tg}\alpha - \alpha$

α°	Порядок	0′	10′	20′	30′	40′	50′
20	0,0	14904	15293	15689	16092	16502	16920
21	0,0	17345	17777	18217	18665	19120	19583
22	0,0	20054	20533	21019	21514	22018	22529
23	0,0	23044	23577	24114	24660	25214	25778
24	0,0	26350	26931	27521	280121	28729	29348
25	0,0	29975	30613	31260	31917	32583	33260
26	0,0	03347	34644	35352	36069	36798	37573
27	0,0	38297	39047	39819	40602	41395	42201
28	0,0	43017	43845	44685	45537	46400	47276
29	0,0	48164	49064	49976	50901	51838	52788
30	0,0	48164	54728	55717	56720	57736	58765
31	0,0	58809	60856	61937	63022	64122	65236
32	0,0	66364	67507	68665	69838	71026	72230
33	0,0	73449	74684	75934	772200	78483	79781
34	0,0	81097	82428	83777	85142	86525	87925
35	0,0	89342	90777	92230	93701	95190	96698
36	0,	09822	09977	10133	10292	10452	10614
37	0,	10778	10944	11113	11283	11455	11603
38	0,	11806	11985	12165	12348	12534	12721
39	0,	12911	13102	13297	13493	13692	13893
40	0,	14097	14303	14511	14722	14936	15152
41	0,	15370	15591	15815	16041	16270	16502

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ**

**«МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ»
(МГУПС (МИИТ))**

Кафедра: «Теоретическая и прикладная механика»

АНАЛИЗ И СИНТЕЗ МЕХАНИЗМОВ

КУРСОВАЯ РАБОТА

по дисциплине

«ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН»

_____ - _____ - _____ ТММ.КР ____ .00.00. ____ .РР

(отметка о зачете)

Рецензент _____
(Фамилия, И.О.)

Студент _____
(Фамилия, И.О.)

_____ « ____ » _____ 20 ____ г. Шифр _____



Москва 2014

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

РЕЦЕНЗИЯ*

1. Курсовая работа выполнена по ТЗ№ ____:

- выданному преподавателем
- соответствующему начальной букве фамилии студента

(ненужное зачеркнуть)

2. Вариант исходных данных задания соответствует (не соответствует)
(ненужное зачеркнуть)
учебному шифру студента.

3. Оформление курсовой работы соответствует (не соответствует) требованиям
(ненужное зачеркнуть)
стандартов ЕСКД .

4. Замечания по разделу 1:
задание выполнено в полном (не в полном) объеме
(ненужное зачеркнуть)

5. Замечания по разделу 2:
задание выполнено в полном (не в полном) объеме
(ненужное зачеркнуть)

6. Замечания по графической части работы:

7. Рекомендации:

7.1. Требуется самостоятельная работа с литературными источниками [_____] и анализ решения типовых задач.

7.2. Необходимо внести исправления по соответствующим замечаниям рецензента.

7.3. Необходимо получить консультацию специалиста: _____
(день недели или дата)

с _____ до _____ час., ауд. _____.

Рецензент _____ (Фамилия, И.О.) _____ (подпись) _____ (дата)

* *Бланк рецензии распечатывается на оборотной стороне титульного листа контрольной работы.*

ПРИЛОЖЕНИЕ 6

Лабораторная работа № 1

Структурный анализ плоских механизмов

Кинематическая схема механизма

Размеры звеньев механизма, мм

1. _____

2. _____

3. _____

4. _____

5. _____

6. _____

7. _____

8. _____

9. _____

Характеристика кинематических пар

№ п/п	Обозначение пары на кинематической схеме	Номера звеньев, образующих пару	Вид, класс пар
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			

Число степеней свободы механизма

$$W = 3n - 2\rho_5 - \rho_4 =$$

Анализ особенностей структуры механизма

Формулы строения механизма:

План механизма в масштабе и структурные группы Ассур

$$K_l =$$

Работа проверена

Работу выполнил

Преподаватель _____ (ФИО)
(подпись, дата)

Студент _____ (ФИО)

Шифр _____

Лабораторная работа № 2

Определение параметров эвольвентного зубчатого колеса
Ошибка! Закладка не определена.

Схема измерения

Число зубьев колеса, $z =$

Число зубьев для измерения основного шага, $n =$

Результаты измерений

№ п/п	W_n , мм	W_{n+1} , мм
1		
2		
3		
Среднее		

Шаг по дуге основной окружности, мм:

$$p_{\hat{a}} = W_{n+1} - W_n =$$

Расчетное значение модуля, мм:

$$m = \frac{p_{\hat{a}}}{\pi \cos \alpha} =$$

Уточненное значение модуля по ГОСТу, $m =$ мм

Фактическая толщина зуба по основной окружности

$$S_{\hat{a}}^* = W_{n+1} - np_{\hat{a}} =$$

Расчетная толщина зуба по основной окружности нулевого колеса

$$S_{\hat{a}} = d_{\hat{a}} \left(\frac{\pi m}{2d} + \operatorname{inv} \alpha_p \right) =$$

Коэффициент сдвига

$$\chi = \frac{S_{\dot{a}}^* - S_{\dot{a}}}{2m \sin \alpha} =$$

Расчетные параметры зубчатого колеса

$$d = mz =$$

$$d_g = d \cos \alpha =$$

$$d_a = mz + 2m + 2\chi m =$$

$$d_f = mz - 2,5m + 2\chi m =$$

Измеренные значения параметров зубчатого колеса:

$$d_a =$$

$$d_f =$$

Выводы:

Работа проверена

Работу выполнил

Преподаватель _____ (ФИО)
(подпись, дата)

Студент _____ (ФИО)

Шифр _____

Лабораторная работа № 36

Построение эвольвентных профилей методом обката

Схема прибора

Исходные величины:

Модуль рейки, $m =$ мм

Угол профиля рейки, $\alpha = 20^\circ$

Коэффициент высоты головки, $f = 1$

Диаметр делительной окружности, $d =$ мм

Коэффициент сдвига:

$x_1 = 0$

$x_2 =$ мм (см. расчет)

Сдвиг рейки $b = x_2 \cdot m =$ мм

$d_1 = d_2;$ $d_{e1} = d_{e2}$

Результаты расчетов и измерения

Элементы колес и зацепления	Обозначение	Расчетные формулы	Расчет		
1	2	3	4		
Радиус делительной окружности	r	$0,5 mz$			
Радиус основной окружности	r_e	$0,5mz \cos \alpha = r \cos \alpha$			
Шаг по делительной окружности	p	πm			
Шаг по основной окружности	p_e	$\pi m \cos \alpha = p \cos \alpha$			
Коэффициент сдвига	χ_2	$(17 - z) / 17$			
Радиус окружности впадин	r_f	$0,5mz - 1,25m + xm$	$\chi_1 = 0$	$r_{f1} =$	
			$\chi_2 =$	$r_{f2} =$	
Радиус окружности выступов	r_a	$0,5 mz + m + xm$	$\chi_1 = 0$	$r_{a1} =$	
			$\chi_2 =$	$r_{a2} =$	Измерения
Толщина зуба по делительной окружности	S	$0,5 \pi m + 2mx \cdot \operatorname{tg} \alpha$	$\chi_1 = 0$	$S_1 =$	
			$\chi_2 =$	$S_2 =$	
Толщина зуба по основной окружности	S_e	$2r_e \left(\frac{S}{2r} + \operatorname{inv} \alpha \right)$	$\chi_1 = 0$	$S_{e1} =$	
			$\chi_2 =$	$S_{e2} =$	
Угол зацепления	α_w	$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{inv} \alpha + 2 \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \operatorname{tg} \alpha$			
Межцентровое расстояние	A	$A = \frac{m}{2} (z_1 + z_2) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$			
Коэффициент перекрытия	E	$\frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{e1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{e2}^2} - A \sin \alpha_w}{\pi m \cos \alpha}$			

Работа проверена

Преподаватель _____ (ФИО)

(подпись, дата)

Шифр _____

Работу выполнил

Студент _____ (ФИО)

Лабораторная работа № 4

Полное уравновешивание вращающихся тел

Схема установки

Корректирующая масса и радиус ее установки

$$m_k = \quad r_k =$$

Результаты измерения

Амплитуда, мм	1	2	3	Среднее значение χ
χ_0				
χ_1				
χ_2				

$$m_0 r_0 = \frac{1,414 m_k r_k}{\sqrt{\left(\frac{x_1}{x_0}\right)^2 + \left(\frac{x_2}{x_0}\right)^2} - 2} =$$

$$\cos \alpha = 0,354 \frac{\left(\frac{x_1}{x_0}\right)^2 - \left(\frac{x_2}{x_0}\right)^2}{\sqrt{\left(\frac{x_1}{x_0}\right)^2 + \left(\frac{x_2}{x_0}\right)^2} - 2} =$$

Масса противовеса $m_n =$
 радиус установки противовеса $r_n =$
 $\alpha_1 = \quad \chi_3 =$
 $\alpha_2 = \quad \chi_4 =$
 Угол установки противовеса $\alpha_n =$

Работа проверена
 Преподаватель _____
 (Фамилия, И.О.)

 (подпись)

Работу выполнил
 Студент _____
 (Фамилия, И.О.)
 Шифр _____

Лабораторная работа № 5

Определение момента инерции и положения центра масс тела методом физического маятника

Схема установки

Параметры

Тело № _____

Расстояние $l =$ _____ м

Масса тела $m =$ _____ кг

Результаты измерений

Время 20 полных колебаний, с		
№ п/п	Первое положение тела	Перевернутое положение тела
1		
2		
3		
Среднее		
Время одного колебания, с	$T_1 =$	$T_2 =$

Результаты вычислений

$$I_1 = \frac{l}{1 + \frac{l - g\left(\frac{T_1}{2\pi}\right)^2}{l - g\left(\frac{T_2}{2\pi}\right)^2}} =$$

$$I = ml_1 \left[g\left(\frac{T_1}{2\pi}\right)^2 - l_1 \right] =$$

Работа проверена

Работу выполнил

Преподаватель _____ (ФИО)
(подпись, дата)

Студент _____ (ФИО)

Шифр _____