



ВВЕДЕНИЕ

«Теория механизмов и машин» (ТММ) является одной из основных общинженерных дисциплин, преподаваемых в высших технических учебных заведениях. Учебной программой дисциплины предусмотрено изучение строения и классификации механизмов, методов кинематического и силового исследования, проектирования общих для механизмов и машин различного назначения схем. Эти знания нужны инженерам-механикам для создания и умелого использования современных машин.

Машиностроение – основная отрасль современной промышленно развитой страны – определяет уровень развития производительных сил общества, составляет фундамент технического прогресса всех отраслей народного хозяйства. В свою очередь, прогресс машиностроения определяется совершенством создаваемых машин.

Современный инженер должен в совершенстве владеть методами расчета и конструирования новых быстроходных, автоматизированных и высокопроизводительных машин.

Создание новых машин основывается на достижениях многих фундаментальных и прикладных наук, среди которых важное место занимает ТММ.

Качество создаваемых машин и механизмов в значительной мере определяется полнотой разработки и использования методов ТММ. Чем полнее будут учтены при построении механизмов и машин кинематические и силовые свойства отдельных механизмов, критерии производительности, надежности, тем более совершенными будут конструкции машин.

Задача ТММ состоит в подготовке студентов к изучению таких дисциплин, как «Детали машин», «Технологии машиностроения» и др. Поэтому курсовая работа по дисциплине ТММ является одной из основных составляющих процесса получения знаний, необходимых для успешного усвоения последующих дисциплин, связанных с расчетами и конструированием специальных машин, методами расчета современных механизмов.

Цель выполнения курсовой работы – закрепление знаний, полученных на лекционных и лабораторных занятиях, приобретение

практических навыков исследования и проектирования современной авиационной и аэродромной наземной техники.



Раздел 1

РЕКОМЕНДАЦИИ И ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

В этом разделе приведены 10 заданий к курсовой работе, каждое из которых имеет 10 вариантов. Номер задания к курсовой работе студент выбирает по последней цифрой номера зачетной книжки (учебного шифра), а номер варианта – по предпоследней цифре. Цифра 0 (ноль) соответствует десятой задаче (варианту).

Графическую часть задания выполняют карандашом на белом листе для черчения формата А2. Все вспомогательные построения выполняют тонкими линиями и сохраняют на чертеже. Над каждым отдельным чертежом и графиком делают надпись стандартным шрифтом и указывают масштаб построений. Пояснительная записка к курсовой работе (листы формата А4) выполняется на компьютере.

На каждом листе слева оставляют поле (25 мм) для сшивания, а справа – для выписывания конечных результатов и замечаний рецензента.

Пояснительная записка имеет три раздела в соответствии с количеством разделов курсовой работы. Каждый раздел рекомендуется начинать с нового листа (страницы). Разделы должны иметь заголовки и порядковые номера, обозначенные арабскими цифрами с точкой.

Расчеты следует выполнять в последовательности, соответствующей порядку графических построений. Все величины, входящие в формулы, должны быть разъяснены, единицы их измерения должны быть указаны в СИ.

Объем пояснительной записки должен составлять 10–15 с. рукописного текста (8–10 с. печатного на компьютере текста). Записка должна иметь титульный лист (приложение 1).

Курсовая работа охватывает следующие разделы:

1. «Кинематические и силовое исследование механизма» (один лист формата А2).
2. «Расчет планетарного редуктора» (один лист формата А3).
3. «Проектирование зубчатого зацепления» (один лист формата А3).

По каждому разделу курсовой работы необходимо выполнить следующие виды работ.

Кинематическое и силовое исследование механизма

1. Определить структуру изучаемого механизма.
2. Начертить план механизма в заданном положении. Длину звена 2 изобразить на чертеже отрезком $AB = 100...150$ мм.
3. Построить план скоростей и план ускорений для заданного положения механизма. Скорость и ускорение точки A изобразить на планах отрезком не менее 100 мм.
4. В заданном положении механизма определить угловые скорости и угловые ускорения звеньев и показать их направление на плане механизма.
5. Определить силы инерции и моменты пар сил инерции звеньев механизма. Показать их направление на плане механизма.
6. Методом планов сил найти усилия в кинематических парах без учета трения и направление действия приложенной к звену I уравновешивающей силы (уравновешивающего момента).
7. Определить уравновешивающую силу (уравновешивающий момент) способом жесткого рычага Н.Е. Жуковского и сравнить полученные в п.п. 6 и 7 значения уравновешивающей силы (уравновешивающего момента). Найти погрешность между ними в процентах.

Расчёт планетарного редуктора

1. Определить общее передаточное отношение зубчатого механизма и передаточное отношение планетарной ступени.
2. По передаточному отношению и числу сателлитов подобрать числа зубьев колес планетарной ступени редуктора с учетом условий соосности, соседства и сборки.
3. Рассчитать начальные диаметры зубчатых колес и начертить схему планетарной ступени редуктора в двух проекциях. Диаметр самого большого зубчатого колеса с внутренними зубьями изобразить отрезком длиной 220...260 мм.
4. Построить план скоростей и план частот вращения планетарной ступени редуктора. На плане скоростей линейную скорость точки, лежащей на начальной окружности центрального колеса, изобразить отрезком длиной не менее 100 мм. При построении

плана частот вращения полюсное расстояние выбрать в пределах 20...40 мм.

5. Вычислить по плану частот частоту вращения звеньев планетарной ступени редуктора.

6. Определить по плану частот вращения передаточное отношение планетарной ступени редуктора и рассчитать в процентах расхождение с передаточным отношением, найденным аналитически в п. 1.

Проектирование зубчатого зацепления

1. По заданным межосевому расстоянию, числу зубьев и модулю зубчатых колес определить угол зацепления цилиндрической эвольвентной зубчатой передачи внешнего зацепления.

2. Определить суммарный коэффициент смещения и коэффициенты смещения шестерни и колеса.

3. Выполнить геометрический расчет зубчатой передачи, определив все ее параметры.

4. Проверить зубья зубчатых колес на подрезание.

5. Построить картину эвольвентного зацепления. Масштаб построения выбрать таким, чтобы на чертеже высота зуба была 30...40 мм. Центры зубчатых колес можно размещать за пределами чертежа. На каждом колесе построить 3–4 зуба. Показать на чертеже рабочую часть линии зацепления и рабочие участки профилей зубьев.

6. Изобразить на чертеже таблицу, в которой привести значения основных параметров зубчатой передачи (межосевое расстояние, количество зубьев колес, коэффициент суммы смещений, коэффициенты смещений шестерни и колеса, коэффициент уравновешивающего смещения, модуль, шаг и угол зацепления, толщины зубьев по окружностям вершин, начальным, делительным и основным окружностям, коэффициент перекрытия).

7. По данным построенной картины зацепления определить коэффициент перекрытия зубчатой передачи.



Выполнить расчет механизма поршневого компрессора (рис. 1.1) и редуктора аэродромной компрессорной станции (рис. 1.2). Данные для расчета приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Данные для расчёта механизма поршневого компрессора и редуктора аэродромной компрессорной станции

Параметр	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Размеры звеньев, мм:										
l_{OA}	90	70	75	80	85	80	75	70	90	80
l_{AB}	300	270	285	286	290	294	285	270	295	288
l_{AC}	280	260	270	275	280	285	275	265	285	275
l_{AS2}	100	80	85	90	95	90	85	80	100	90
l_{AS4}	98	78	83	88	92	88	84	76	96	88
Угол между направляющими θ , град	90	100	110	120	130	140	150	160	120	135
Частота вращения звена l n_1 , об/мин	700	900	850	840	800	800	850	900	720	850
Положение механизма для кинематического и силового исследования	11	1	2	5	8	10	7	4	8	1
Масса звеньев, кг:										
m_2	9,9	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0	6,6	6,2	8,5	8,3
m_3	9,2	7,0	7,5	8,0	8,6	9,1	7,3	7,4	9,2	9,0
m_4	7,4	4,9	5,3	5,8	6,0	6,2	5,1	5,0	7,2	7,0
m_5	8,0	5,5	6,0	6,5	7,1	7,7	6,1	6,6	8,0	7,8
Момент инерции звеньев, кг м ² :										
I_{S2}	0,075	0,060	0,063	0,064	0,070	0,072	0,065	0,061	0,073	0,068
I_{S4}	0,061	0,051	0,054	0,056	0,060	0,058	0,055	0,053	0,059	0,057

6

Параметр	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Сила сжатого воздуха в заданном положении, кН:										
F_3	11,5	9,5	10,0	13,5	12,0	12,5	11,0	13,5	10,0	13,0
F_5	12,5	12,0	13,0	12,5	13,0	13,0	14,0	12,0	11,5	12,5
Частоты вращения валов редуктора, об/мин:										
n_1	5600	7560	6375	6720	7200	7840	7650	8640	5400	8160
n_5	700	900	850	840	800	800	850	900	720	850
Модуль зубчатых колёс планетарной ступени редуктора m , мм:	3,5	3,0	3,0	3,5	3,5	3,0	3,0	4,0	3,0	3,5
Число сателлитов, k	3	4	4	4	3	3	3	4	4	3
Число зубьев колёс простой передачи:										
z_4	13	20	16	14	14	15	16	15	18	20
z_5	26	24	24	28	21	21	24	18	27	24
Модуль зубчатых колёс z_4 и z_5 , m , мм	4,0	3,5	3,0	3,0	4,0	4,0	4,0	3,5	3,5	4,0
Межосевое расстояние $a_{ш}$, мм	81	80	62	65	73	76	83	61	81	91
Отношение коэффициентов смещения x_4/x_5	1,52	1,38	1,40	1,42	1,45	1,46	1,44	1,50	1,35	1,40

 **Задание 2**

Выполнить расчет механизма поршневого двигателя аэродромного газозаправщика (рис. 1.3), редуктора (рис. 1.4, *а*) и механизма привода топливного насоса (рис. 1.4, *б*) авиационного двигателя.

Данные для расчета приведены в табл. 1.2.

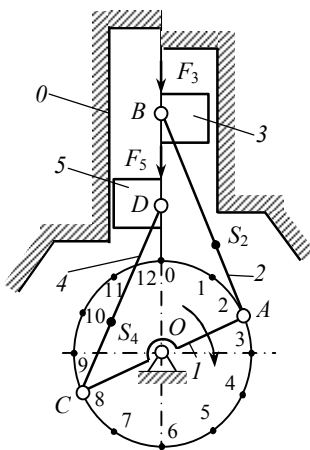


Рис. 1.3. Схема механизма поршневого двигателя аэродромного газозаправщика

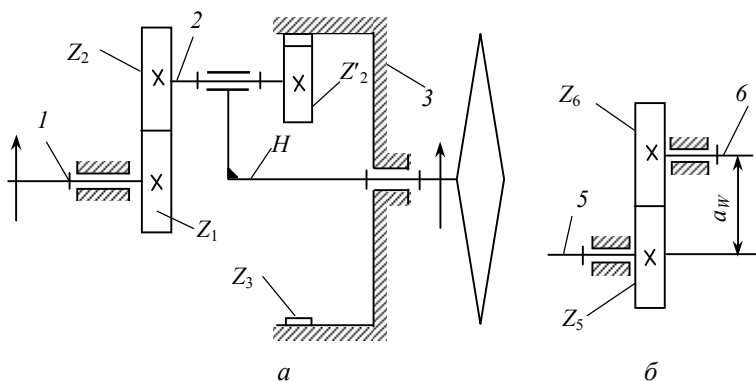


Рис. 1.4. Схема редуктора (*а*) и механизма привода топливного насоса (*б*) авиационного двигателя

Таблица 1.2

**Данные для расчёта механизма поршневого двигателя
и механизма привода топливного насоса авиационного двигателя**

Параметр	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Размеры звеньев, мм: $l_{OC} = l_{OA}; l_{CD} = l_{AB}; l_{CS4} = l_{AS2};$ l_{OA} l_{AB} l_{AS2}	60	70	80	90	65	75	85	68	78	88
	240	260	300	320	250	280	310	270	300	315
	80	85	100	105	83	93	102	90	95	102
Частота вращения звена / n_1 , об/мин	800	1050	1100	1000	1200	900	950	1150	1250	850
Положение механизма для кинематического и силового исследования	8	10	11	1	5	4	10	11	2	7
Масса звеньев, ($m_4 = m_2; m_5 = m_3$), кг: m_2 m_3	7,0	7,2	7,4	7,6	7,1	7,3	7,5	7,8	7,3	7,5
	9,6	9,8	10,0	10,2	9,7	9,8	10,1	9,9	9,9	10,2
Момент инерции звеньев, ($I_{S4} = I_{S2}$) кг·м ² I_{S2}	0,080	0,084	0,086	0,088	0,085	0,087	0,085	0,086	0,086	0,087

Параметр	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Сила сжатого воздуха в заданном положении, кН:										
F_3	25	60	55	22	7	8	40	8	38	15
F_5	20	7	8	25	60	55	15	3	15	40
Частоты вращения валов редуктора, об/мин:										
n_1	2700	1800	4200	1500	3000	3750	2400	2500	2400	3000
n_H	900	450	700	300	750	750	400	500	600	600
Модуль зубчатых колёс планетарной ступени редуктора m , мм:	3,0	3,0	3,5	3,5	3,0	3,5	3,0	3,0	3,5	3,5
Число сателлитов, k	3	4	3	3	3	4	4	3	4	3
Число зубьев колёс простой передачи										
z_5	20	15	16	13	20	14	15	14	16	18
z_6	24	18	24	26	26	21	21	28	24	27
Модуль зубчатых колёс z_5 и z_6 , мм	3,5	5,0	4,0	4,0	3,5	5,0	5,0	4,0	4,0	3,5
Межосевое расстояние a_W , мм	80	86	83	81	83	92	94	87	83	81
Отношение коэффициентов смещения x_5/x_6	1,35	1,40	1,36	1,58	1,32	1,55	1,52	1,60	1,44	1,42

 **Задание 3**

Выполнить расчет механизма воздушного компрессора авиационной компрессорной станции (рис. 1.5) и редуктора аэродромного кислородного компрессора (рис. 1.6).

Данные для расчета приведены в табл. 1.3.

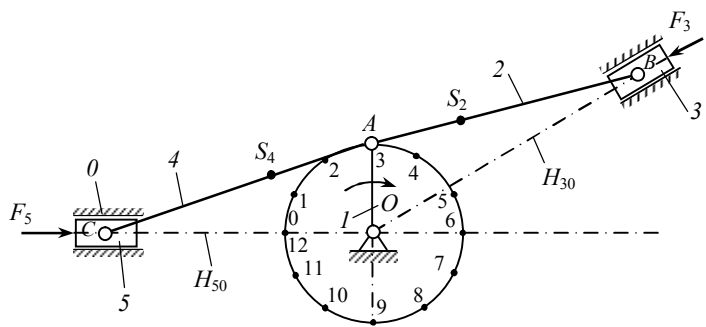


Рис. 1.5. Механизм воздушного компрессора авиационной компрессорной станции

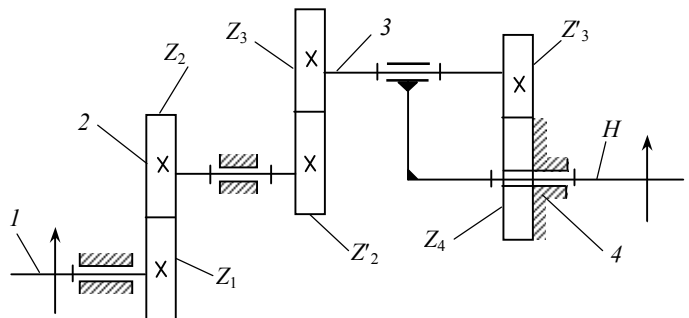


Рис. 1.6. Схема редуктора аэродромного кислородного компрессора

Таблица 1.3

Данные для расчёта механизма воздушного компрессора авиационной компрессорной станции
и редуктора аэродромного кислородного компрессора

Параметр	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Размеры звеньев ($l_{AC} = l_{AB}$; $l_{AS4} = l_{AS2}$), мм: l_{OA} l_{AB} l_{AS2}	45 260 100	40 268 106	50 270 110	60 175 115	65 280 120	48 284 125	55 288 130	64 290 135	66 295 140	70 300 146
Частота вращения звена I n_1 , об/мин	800	700	750	720	650	600	640	660	690	670
Положение механизма для кинематического и силового исследования	1	2	8	11	4	9	7	3	10	11
Масса звеньев ($m_4 = m_2$; $m_5 = m_3$), кг: m_2 m_3	4,0 1,2	5,0 1,4	5,3 1,5	4,5 1,3	4,8 1,6	4,9 1,8	4,7 1,5	4,6 1,9	4,8 1,2	4,9 1,3
Момент инерции звеньев ($I_{S4} = I_{S2}$), кг·м ² : I_{S2}	0,035	0,048	0,052	0,036	0,038	0,039	0,037	0,037	0,040	0,040

Параметр	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Сила сжатого воздуха в заданном положении, кН кН:										
F_3	0,9	1,8	2,5	2,0	1,2	0,9	1,1	2,0	3,0	1,6
F_5	2,0	1,3	1,0	0,8	1,4	2,5	1,5	1,1	0,9	1,0
Частоты вращения валов редуктора, об/мин:										
n_1	900	1200	1100	960	990	1050	1170	1150	1080	1250
n_H	100	120	110	100	110	105	130	115	120	125
Модуль зубчатых колёс планетарной ступени редуктора m , мм	3,0	3,5	4,0	3,5	3,0	3,5	4,0	4,0	3,0	3,5
Число сателлитов, k	3	3	4	4	3	3	4	4	4	3
Число зубьев колёс простой передачи:										
z_1	16	13	16	16	15	14	14	13	16	15
z_2	24	26	20	18	21	28	21	26	24	30
Модуль зубчатых колёс z_1 и z_2 , мм	3,0	3,0	3,5	3,0	3,0	3,0	3,5	3,5	3,0	3,0
Межосевое расстояние a_W , мм	62	61	65	52	55	65	64	71	62	69
Отношение коэффициентов смещения x_1/x_2	1,44	1,56	1,40	1,48	1,60	1,58	1,56	1,62	1,50	1,54



Задание 4

Выполнить расчет механизма воздушного компрессора кислородо-добывающей станции (рис. 1.7), редуктора (рис. 1.8, *a*) и механизма привода контура каскада радиоустройства (рис. 1.8, *б*).

Данные для расчета приведены в табл. 1.4.

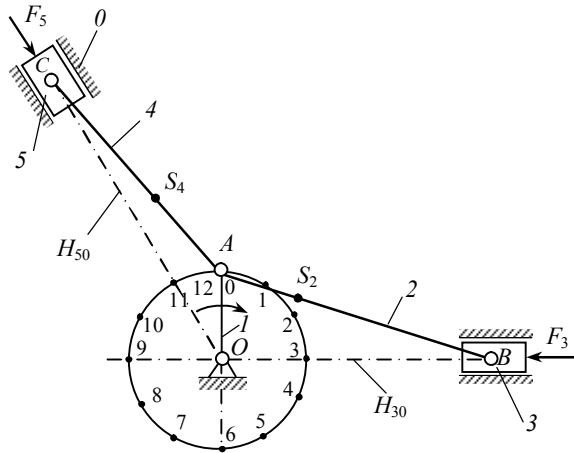


Рис. 1.7. Механизм воздушного компрессора кислородо-добывающей станции

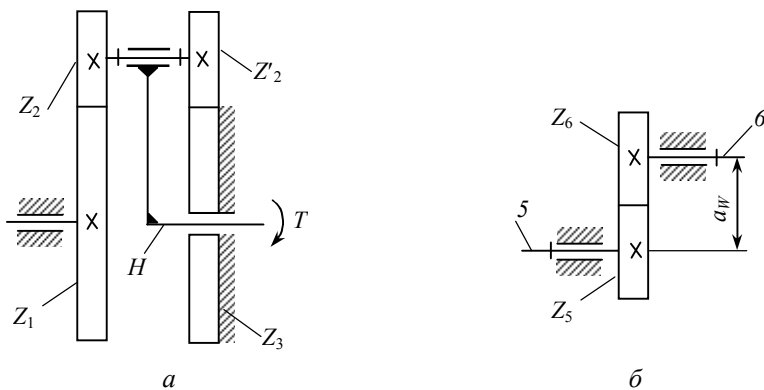


Рис. 1.8. Редуктор (*a*) и механизм привода контура каскада радиоустройства (*б*)

Таблица 1.4

**Данные для расчёта механизма воздушного компрессора кислородо-добывающей станции,
редуктор и механизма привода контура каскада радиоустройства**

Параметр	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Размеры звеньев, мм:										
l_{OA}	90	95	100	105	110	80	85	88	98	102
l_{AB}	336	345	358	365	370	320	330	340	350	360
l_{AC}	300	350	364	365	380	350	340	320	330	350
l_{AS2}	98	100	105	110	115	90	95	98	106	112
l_{AS4}	90	100	110	110	120	100	95	98	100	110
Частота вращения звена l n_i , об/мин	600	650	660	695	760	620	780	750	630	610
Масса звеньев ($m_5 = m_3$), кг:										
m_2	8,0	8,2	8,4	8,6	8,7	7,5	7,8	7,9	8,3	8,5
m_3	2,0	2,1	2,2	2,3	2,3	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2
m_4	2,8	2,9	2,9	2,9	3,0	2,3	2,4	2,6	2,7	2,8
Момент инерции звеньев, кг·м ² :										
I_{S2}	0,12	0,14	0,15	0,16	0,17	0,10	0,11	0,12	0,14	0,15
I_{S4}	0,029	0,039	0,031	0,031	0,033	0,025	0,026	0,027	0,029	0,030
Положение механизма для кинематического и силового исследования	8	0	11	6	9	4	3	2	5	11

Параметр	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Сила сжатого воздуха в заданном положении, кН: F_3	5,0	9,0	10	4,0	11,0	11,0	5,0	10,0	8,0	12,0
F_5	7,5	8,0	5,0	9,0	10,0	4,5	6,0	7,5	7,0	9,0
Частоты вращения валов редуктора, об/мин: n_1	1200	1250	1260	1295	1360	1320	1080	1050	1160	1350
n_H	300	250	210	185	170	165	180	150	290	270
Модуль зубчатых колёс планетарной ступени редуктора m , мм	5,0	5,0	5,0	4,5	4,5	4,0	4,0	5,0	5,0	4,0
Число сателлитов, k	3	3	4	4	4	3	3	3	4	4
Число зубьев колёс простой передачи: z_5	13	15	16	14	16	18	20	20	20	14
z_6	26	27	24	28	20	27	24	28	26	21
Модуль зубчатых колёс z_4 и z_5 , мм	4,0	4,0	4,0	4,0	3,5	3,5	3,0	3,0	3,0	3,5
Межосевое расстояние a_H , мм	80	85	83	87	68	80	68	74	71	63
Отношение коэффициентов смещения x_5/x_6	1,68	1,54	1,48	1,60	1,50	1,38	1,42	1,45	1,56	1,62

Таблица 1.5

**Данные для расчёта механизма воздушного компрессора
и редуктора авиационной компрессорной станции двигателя**

Параметр	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Размеры звеньев ($l_{AC} = l_{AB};$ $l_{AS4} = l_{AS2}$), мм:										
l_{OA}	50	52	54	56	58	60	62	64	66	68
l_{AB}	260	268	270	275	280	284	288	290	295	300
l_{AS2}	100	106	110	115	120	125	130	135	140	146
Угол между направляющими θ , град	120	120	90	90	90	100	100	150	150	150
Частота вращения звена I n_1 , об/мин	730	720	710	700	690	680	670	660	650	640
Масса звеньев ($m_4 = m_2; m_5 = m_3$), кг:										
m_2	4,0	5,0	5,3	4,5	4,8	4,9	4,7	4,6	4,8	4,9
m_3	1,0	1,1	1,6	1,3	0,9	0,8	1,5	0,9	1,2	1,3
Момент инерции звеньев, ($I_{S4} = I_{S2}$), кг·м ² :										
I_{S2}	0,035	0,048	0,052	0,036	0,038	0,039	0,037	0,037	0,040	0,040
Положение механизма для кине- матического и силового иссле- дования	6	3	5	7	8	4	0	11	1	10

Параметр	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Сила сжатого воздуха в заданном положении, кН:										
F_3	3,5	7,0	9,0	8,0	4,0	2,0	5,0	9,0	10,0	4,5
F_5	2,0	1,8	3,5	7,0	10,0	8,0	1,5	2,5	5,0	7,0
Частоты вращения валов редуктора, об/мин:										
n_1	4599	4536	4620	4200	4140	3740	4422	3564	3315	3840
n_H	730	720	700	700	690	680	670	660	650	640
Модуль зубчатых колёс планетарной ступени редуктора m , мм	4,0	5,0	5,0	5,0	4,5	4,5	4,0	4,0	4,0	4,5
Число сателлитов, k	4	3	4	3	4	3	4	5	5	4
Число зубьев колёс простой передачи:										
z_1	14	15	16	13	15	20	20	16	18	13
z_2	21	21	24	26	27	22	24	24	27	26
Модуль зубчатых колёс z_1 и z_2 , m , мм	4,0	4,5	4,5	4,0	4,0	3,5	3,5	4,0	3,5	4,0
Межосевое расстояние a_w , мм	73	84	93	81	87	76	80	83	82	81
Отношение коэффициентов смещения x_1/x_2	1,58	1,55	1,46	1,68	1,55	1,40	1,42	1,50	1,44	1,56

 **Задание 6**

Выполнить расчет механизма двигателя внутреннего сгорания (ДВС) (рис. 1.11), планетарного редуктора коробки передач (рис. 1.12, *а*) и механизма привода распределительного вала ДВС (рис. 1.12, *б*) авиационного топливозаправщика.

Данные для расчета приведены в табл. 1.6.

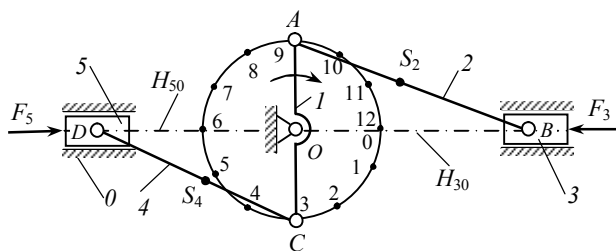


Рис. 1.11. Схема механизма двигателя внутреннего сгорания авиационного топливозаправщика

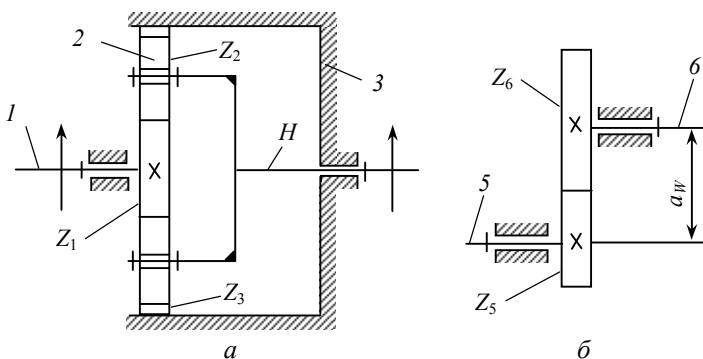


Рис. 1.12. Схема планетарного редуктора:
а – коробки передач;

б – механизма привода распределительного вала ДВС авиационного топливозаправщика

Таблица 1.6

Данные для расчёта двигателя внутреннего сгорания авиационного топливозаправщика, планетарного редуктора коробки передач и механизма привода распределительного вала двигателя внутреннего сгорания авиационного топливозаправщика

Параметр	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Размеры звеньев ($l_{OC} = l_{OA}$; $l_{CD} = l_{AB}$; $l_{CS4} = l_{AS2}$), мм:										
l_{OA}	60	58	56	54	52	59	57	55	53	51
l_{AB}	220	210	200	190	180	215	205	200	195	185
l_{AS2}	72	70	68	66	64	71	69	67	65	64
Частота вращения звена I n_1 , об/мин	500	550	520	600	650	610	600	660	680	700
Масса звеньев, ($m_4 = m_2$; $m_5 = m_3$), кг:										
m_2	1,10	1,0	0,9	0,85	0,8	1,05	0,98	0,89	0,84	0,8
m_3	0,95	0,90	0,85	0,8	0,75	0,93	0,88	0,83	0,78	0,74
Момент инерции звеньев ($I_{S4} = I_{S2}$), кг·м ² :										
I_{S2}	0,043	0,040	0,038	0,036	0,033	0,042	0,039	0,036	0,033	0,032
Положение механизма для кинематического и силового исследования	7	8	10	11	1	2	5	7	11	4

Параметр	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Сила сжатого воздуха в заданном положении, кН:										
F_3	6	10	9	8	15	15	13	8	10	12
F_5	9	14	13	7	9	11	11	19	9	8
Частоты вращения валов редуктора, об/мин:										
n_1	2000	2060	2100	2100	2200	2025	2200	2100	2210	2200
n_H	400	515	700	600	550	450	500	600	650	440
Модуль зубчатых колёс планетарной ступени редуктора m , мм	3,0	3,5	4,0	3,5	3,0	4,0	3,5	4,0	3,5	4,0
Число сателлитов, k	4	5	5	3	4	3	5	4	5	3
Число зубьев колёс простой передачи:										
z_5	20	18	13	16	14	15	20	20	15	14
z_6	26	24	26	20	28	20	24	24	27	21
Модуль зубчатых колёс z_5 и z_6 , мм	4,0	4,0	4,0	3,5	3,5	4,0	4,0	3,5	3,5	4,0
Межосевое расстояние a_W , мм	95	87	81	66	76	73	91	80	76	73
Отношение коэффициентов смещения x_5/x_6	1,40	1,42	1,58	1,44	1,50	1,52	1,36	1,45	1,46	1,54

 **Задание 7**

Выполнить расчет механизма авиационного воздушного компрессора (рис.13) и редуктора промежуточного привода авиационного двигателя (рис. 1.14).

Данные для расчета приведены в табл. 1.7.

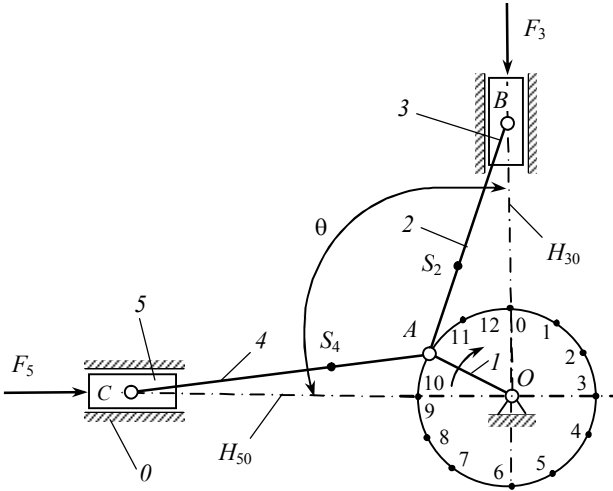


Рис. 1.13. Схема механизма авиационного воздушного компрессора

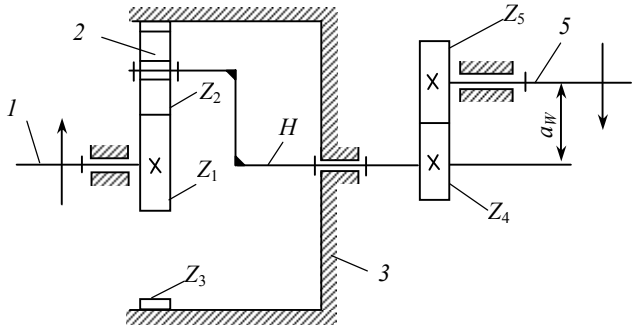


Рис. 1.14. Схема редуктора промежуточного привода авиационного двигателя

Таблица 1.7

**Данные для расчёта механизма авиационного воздушного компрессора
и редуктора промежуточного привода авиационного двигателя**

Параметр	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Размеры звеньев, мм:										
l_{OA}	14	16	17	20	22	15	17	19	21	23
l_{AB}	75	80	90	95	100	105	110	115	120	125
l_{AC}	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115
l_{AS2}	25	27	28	30	32	35	38	40	42	45
l_{AS4}	23	24	25	27	30	32	33	35	36	38
Угол между направляющими θ , град	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170
Частота вращения звена $l n_i$, об/мин	1200	1250	1150	750	850	1000	900	950	800	1100
Масса звеньев, кг:										
m_2	0,50	0,52	0,54	0,56	0,60	0,62	0,64	0,66	0,68	0,70
m_3	0,40	0,42	0,44	0,45	0,46	0,48	0,49	0,50	0,51	0,52
m_4	0,46	0,48	0,50	0,52	0,54	0,56	0,58	0,60	0,62	0,64
m_5	0,37	0,38	0,39	0,40	0,42	0,43	0,44	0,45	0,46	0,47
Момент инерции звеньев, кг·м ² :										
I_{S2}	0,0048	0,0050	0,0052	0,0054	0,0056	0,0058	0,0060	0,0062	0,0064	0,0066
I_{S4}	0,0032	0,0034	0,0036	0,0040	0,0042	0,0046	0,0048	0,0050	0,0052	0,0054

Параметр	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Положение механизма для кинематического и силового исследования	4	5	10	1	11	4	8	2	11	8
Сила сжатого воздуха в заданном положении, кН:										
F_3	0,5	0,5	1,1	1,7	2,0	1,0	0,5	0,8	1,4	2,0
F_5	0,8	1,4	2,0	1,5	0,5	0,5	1,1	1,7	2,0	1,0
Частоты вращения валов редуктора, об/мин:										
n_1	5600	5130	5490	5040	4800	5600	5100	5415	5040	5292
n_5	1000	950	900	960	800	700	750	950	1050	900
Модуль зубчатых колёс планетарной ступени редуктора m , мм	3,0	3,0	3,0	4,0	4,0	3,0	3,00	4,0	3,0	4,0
Число сателлитов, k	3	4	5	4	4	5	4	4	3	4
Число зубьев колёс простой передачи:										
z_4	15	16	13	16	18	15	14	16	15	15
z_5	21	24	26	24	27	30	28	24	18	21
Модуль зубчатых колёс z_4 и z_5 , мм	4,0	4,0	3,0	3,0	4,0	3,0	4,0	4,0	4,0	3,0
Межосевое расстояние a_{w5} , мм	75	83	61	62	93	70	87	83	69	56
Отношение коэффициентов смещения x_4/x_5	1,54	1,56	1,60	1,52	1,48	1,55	1,62	1,46	1,54	1,58

 **Задание 8**

Выполнить расчет механизма кислородного компрессора (рис.1.15) и редуктора турбовинтового авиационного двигателя (рис.1.16).

Данные для расчета приведены в табл. 1.8.

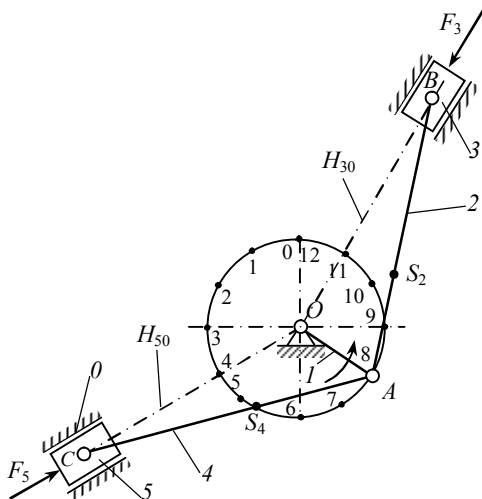


Рис. 1.15. Механизм кислородного компрессора

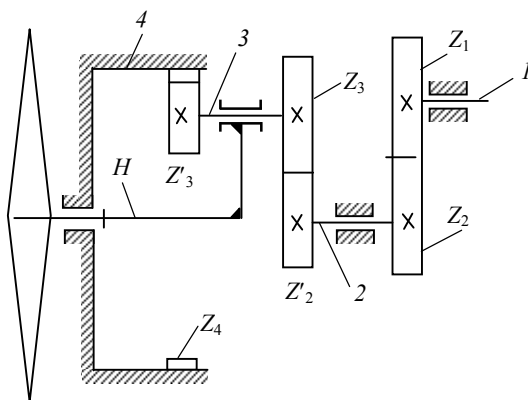


Рис. 1.16. Редуктор турбовинтового авиационного двигателя

Таблица 1.8

**Данные для расчёта механизма кислородного компрессора
и редуктора турбовинтового авиационного двигателя**

Параметр	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Размеры звеньев, мм:										
l_{OA}	70	85	75	80	85	70	75	70	85	80
l_{AB}	300	270	280	300	310	295	285	270	295	290
l_{AC}	280	260	270	275	280	285	275	265	285	275
l_{AS2}	100	80	85	90	95	90	85	80	100	90
l_{AS4}	95	75	85	88	90	88	84	76	96	90
Частота вращения звена l n_i , об/мин	500	700	650	640	600	650	550	650	720	800
Положение механизма для кинематического и силового исследования	0	1	2	5	7	10	3	9	6	8
Масса звеньев, кг:										
m_2	5,2	5,0	5,5	4,5	4,6	5,0	5,0	5,4	4,8	5,0
m_3	3,0	2,5	3,0	2,0	2,5	4,0	3,6	3,2	4,5	4,3
m_4	7,4	4,9	5,3	5,8	6,0	6,2	5,1	5,0	7,2	7,0
m_5	1,0	2,5	3,0	2,5	2,1	2,7	1,1	2,6	2,0	1,8
Момент инерции звеньев, кг·м ² :										
I_{S2}	0,075	0,060	0,063	0,064	0,070	0,072	0,065	0,061	0,073	0,068
I_{S4}	0,061	0,051	0,054	0,056	0,060	0,058	0,055	0,053	0,059	0,057

Окончание табл. 1.8

Параметр	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Сила сжатого воздуха в заданном положении, кН:										
F_3	5,5	6,5	8,0	6,6	8,0	7,5	10,0	11,5	10,7	10,5
F_5	11,5	9,0	7,0	8,5	6,3	9,0	11,7	12,0	11,5	12,5
Частоты вращения валов редуктора, об/мин:										
n_1	4800	8100	11900	8000	7200	5500	7650	5400	5400	8500
n_H	400	900	850	500	600	550	850	450	540	850
Модуль зубчатых колёс планетарной ступени редуктора m , мм	3,5	3,0	3,0	3,5	3,5	3,0	3,0	4,0	3,0	3,5
Число сателлитов, k	3	4	4	4	3	3	3	4	4	3
Число зубьев колёс простой передачи:										
z_1	15	16	16	14	14	12	16	17	18	20
z_2	30	24	32	28	21	24	24	34	27	24
Модуль зубчатых колёс z_1 и z_2 , мм	3,5	3,5	3,0	3,0	4,0	4,0	4,0	3,0	3,5	4,0
Межосевое расстояние a_w , мм	81	72	74	65	73	75	83	78	81	91
Отношение коэффициентов смещения x_1/x_2	1,40	1,45	1,42	1,47	1,45	1,46	1,44	1,50	1,35	1,45

 **Задание 9**

Выполнить расчет механизма детандер-компрессора кислородо-добывающей станции (рис. 1.17) и планетарного редуктора электропривода самолета (рис. 1.18).

Данные для расчета приведены в табл. 1.9.

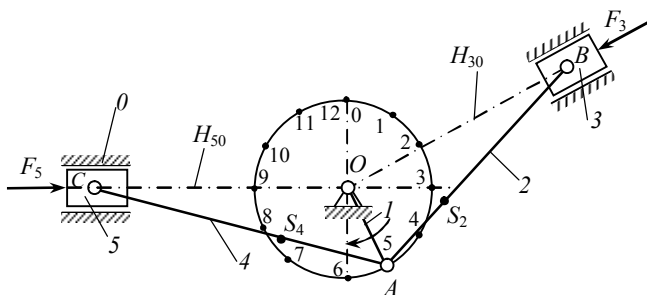


Рис. 1.17. Механизм детандер-компрессора кислородо-добывающей станции

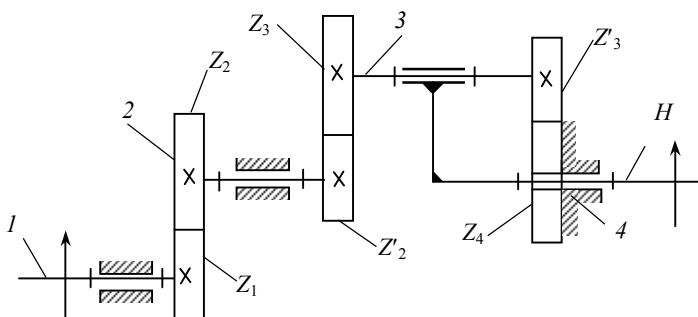


Рис. 1.18. Планетарный редуктор электропривода самолета

Таблица 1.9

**Данные для расчёта механизма детандер-компрессора
кислородо-добывающей станции та планетарного редуктора электропривода самолета**

Параметр	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Размеры звеньев ($l_{AC} = l_{AB}$; $l_{AS4} = l_{AS2}$), мм:										
l_{OA}	40	45	55	60	65	47	52	60	62	65
l_{AB}	270	265	280	275	282	284	288	290	295	300
l_{AS2}	100	106	110	115	120	125	130	135	140	146
Частота вращения звена l n_1 , об/мин	820	780	750	720	650	600	640	620	600	570
Масса звеньев ($m_4 = m_2$; $m_5 = m_3$), кг:										
m_2	4,0	5,0	5,3	4,5	4,8	4,9	4,7	4,6	4,8	4,9
m_3	1,2	2,4	2,5	1,3	1,6	1,8	1,5	1,9	2,2	2,3
Момент инерции звеньев ($I_{S4} = I_{S2}$), кг·м ² :										
I_{S2}	0,035	0,048	0,052	0,036	0,038	0,039	0,037	0,037	0,040	0,040
Положение механизма для кинематического и силового исследования	9	6	11	1	7	4	0	3	5	10

Окончание табл. 1.9

Параметр	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Сила сжатого воздуха в заданном положении, кН: F_3 F_5	5 7	7 5	4 6	6 8	8 10	10 8	7 9	8 7	6 5	9 6
Частоты вращения валов редуктора, об/мин: n_1 n_H	1000 199	1800 120	1100 110	840 100	1440 120	1050 105	1755 130	1920 120	1800 120	1250 125
Модуль зубчатых колёс планетарной ступени редуктора m , мм	3,0	3,5	4,0	3,5	3,0	3,5	4,0	4,0	3,0	3,5
Число сателлитов, k	3	3	4	4	3	3	4	4	4	3
Число зубьев колёс простой передачи: z_1 z_2	16 32	16 24	16 20	15 18	14 21	14 28	14 21	13 26	16 24	15 30
Модуль зубчатых колёс m , z_1 и z_2 , мм	3,0	3,0	3,5	3,0	3,0	3,0	3,5	3,5	3,0	3,0
Межосевое расстояние $a_{и}$, мм	74	62	65	52	54	65	63	70	62	70
Отношение коэффициентов смещения x_1/x_2	1,5	1,52	1,48	1,42	1,65	1,56	1,58	1,62	1,46	1,54

 **Задание 10**

Выполнить расчет механизма V-образного двигателя аэродромного пускового агрегата (рис. 1.19) и редуктора несущего винта вертолета (рис. 1.20).

Данные для расчета приведены в табл. 1.10.

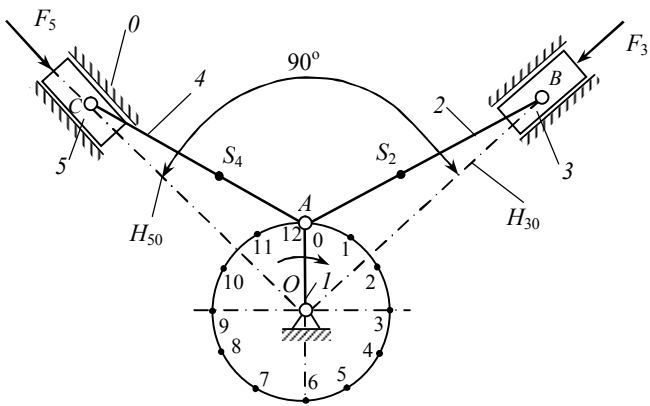


Рис. 1.19. Схема механизма V-образного двигателя аэродромного пускового агрегата

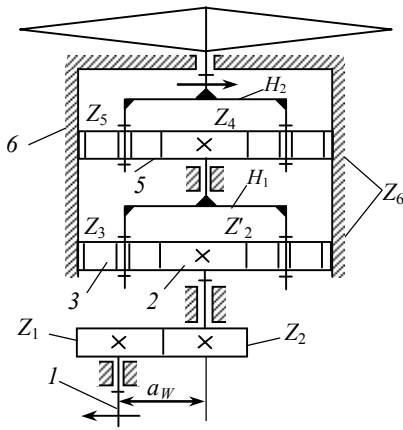


Рис. 1.20. Схема редуктора несущего винта вертолета

Таблица 1.10

**Данные для расчёта механизма V-образного двигателя аэродромного пускового агрегата
и редуктора несущего винта вертолета**

35

Параметр	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Размеры звеньев ($l_{AC} = l_{AB}$; $l_{AS2} = l_{AS4}$), мм:										
l_{OA}	35	40	45	36	42	38	44	37	43	39
l_{AB}	125	140	160	130	150	135	155	145	150	140
l_{AS2}	43	50	55	48	54	49	56	50	53	52
Частота вращения звена l n_1 , об/мин	2000	1510	1660	2500	1540	1900	2465	1920	1360	1600
Масса звеньев ($m_4 = m_2$; $m_5 = m_3$), кг:										
m_2	0,34	0,36	0,38	0,35	0,37	0,38	0,39	0,41	0,40	0,42
m_3	0,36	0,38	0,40	0,37	0,39	0,40	0,41	0,43	0,42	0,44
Момент инерции звеньев ($I_{S4} = I_{S2}$), кг·м ² :										
I_{S2}	0,0020	0,0022	0,0024	0,0024	0,0023	0,0025	0,0026	0,0027	0,0026	0,0028
Положение механизма для кине- матического и силового исследования	8	9	10	11	0	1	2	3	4	5

Параметр	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Сила сжатого воздуха в заданном положении, кН:										
F_3	7,0	5,0	3,0	1,0	3,0	5,0	8,0	4,0	2,0	1,5
F_5	3,0	1,5	1,5	3,5	5,0	8,0	2,0	1,0	3,0	4,5
Частоты вращения валов редуктора, об/мин:										
n_1	4000	1372	4455	3888	3250	3888	5000	4800	7128	4860
$n_{H2} (u_{2H1} = u_{4H2})$	125	80	110	200	100	200	100	200	500	200
Модуль зубчатых колёс планетарного ступеня редуктора m , мм:	4,0	3,5	4,0	3,5	4,5	4,0	3,5	4,0	4,0	3,0
Число сателлитов, k	3	4	3	3	3	4	4	5	4	6
Число зубьев колёс простой передачи:										
z_1	13	15	14	16	20	18	13	14	20	20
z_2	26	21	28	24	26	27	26	21	22	24
Модуль зубчатых колёс m , z_1 и z_2 мм	4,0	4,0	4,0	3,5	3,0	3,0	4,0	3,5	3,0	3,0
Межосевое расстояние a_w , мм	81	75	87	73	71	70	81	64	65	68
Отношение коэффициентов смещения x_1/x_2	1,60	1,50	1,52	1,50	1,42	1,44	1,56	1,52	1,35	1,34

1.1. Кинематическое и силовое исследование

Исходные данные: $\angle\theta = 90^\circ$; $l_{OA} = 42$ мм; $l_{AB} = l_{AC} = 210$ мм; $l_{AS_2} = l_{AS_4} = 75$ мм; $m_2 = m_4 = 4,5$ кг; $m_3 = m_5 = 4,8$ кг.

Центры масс звеньев 1, 2, 3, 4, 5 находятся в точках O , S_2 , B , S_4 , C соответственно.

Моменты инерции шатунов: $J_{S_2} = J_{S_4} = 0,04$ кг·м².

Сила давления сжатого воздуха: $F_3 = 2,5$ кН; $F_5 = 4,5$ кН.

Кривошип (звено 1) вращается по часовой стрелке с частотой $n_1 = 600$ об/мин.

Порядок исследования

1. Построение плана механизма.

Планом механизма называют графическое изображение взаимного расположения звеньев, которое выполнено в масштабе и соответствует выбранному моменту времени (рис. 1.21).

Определяем степень свободы механизма:

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1.$$

Запись структуры механизма будет иметь такой вид:

I кл. (I ; θ) \rightarrow II кл., диада 2 (2 ; 3) \rightarrow II кл., диада 2 (4 ; 5)

План механизма начинаем строить с изображения звена 1 в выбранном положении. Длину звена 1 изображаем на чертеже отрезком $\overline{OA} = 14$ мм. Тогда масштабный коэффициент плана механизма

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{\overline{OA}} = \frac{0,042}{14} = 0,003 \text{ м/мм.}$$

Отрезки, которыми изображены звенья 2 и 3 на чертеже, равны:

$$\overline{AB} = \overline{AC} = \frac{l_{AB}}{\mu_l} = \frac{0,210}{0,003} = 70 \text{ мм.}$$

Определяем длины отрезков $\overline{AS_2}$ и $\overline{AS_4}$:

$$\overline{AS_2} = \overline{AS_4} = \frac{l_{AS_2}}{\mu_l} = \frac{0,075}{0,003} = 25 \text{ мм.}$$

Выбираем на чертеже положение центра вращательной кинематической пары O , образованной начальным звеном 1 и неподвижной звеном θ , и откладываем от него отрезок $\overline{OA} = 14$ мм.

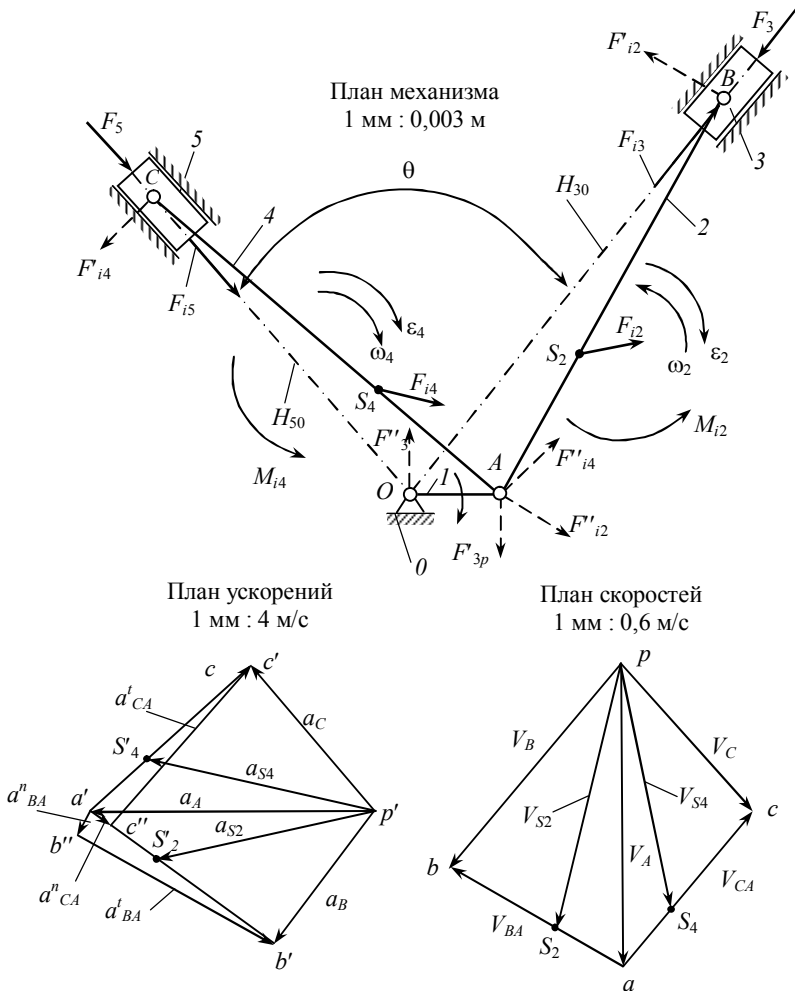


Рис. 1.21. Построение планов скоростей и ускорений механизма авиационного воздушного компрессора

Через точку O проводим направляющие H_{30} и H_{50} , угол между которыми составляет $\theta = 90^\circ$

Для определения положений точек B и C из точки A делаем циркулем засечки на направляющей H_{30} радиусом $\overline{AB} = 70$ мм, а на направляющей H_{50} – радиусом $\overline{AC} = 70$ мм. Прямые линии, которые соединяют точку A с точками B и C , изображают соответствую-

ющие звенья 2 и 4 механизма.

Начертив звенья 3 и 5 в виде прямоугольников произвольных размеров и обозначив штриховкой неподвижное звено, получаем план механизма в заданном положении. Такой способ построения планов механизма называют *способом засечек*.

2. Построение планов скоростей.

Кинематический анализ механизмов проводится, начиная с механизма I класса, а далее – в порядке присоединения групп Ассура.

Определяем скорость точки A , принадлежащей начальному звену:

$$V_A = \omega_1 l_{OA} = \frac{\pi n_1}{30} \cdot l_{OA} = \frac{3,14 \cdot 600}{30} \cdot 0,042 = 2,64 \text{ м/с.}$$

Договоримся изображать на плане скорость точки A отрезком $\overline{pa} = 44$ мм. Тогда масштабный коэффициент скоростей:

$$\mu_v = \frac{V_A}{pa} = \frac{2,64}{44} = 0,06 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1} / \text{мм.}$$

Произвольно выбираем на чертеже точку p (полос плана скоростей) и откладываем от нее перпендикулярно OA в направлении вращения звена I отрезок $\overline{pa} = 44$ мм, который характеризует скорость точки A (рис.1.21).

Для определения скорости точки B составляем векторное уравнение:

$$\overline{V_B} = \overline{V_A} + \overline{V_{BA}},$$

де $\overline{V_A} \perp OA$; $\overline{V_{BA}} \perp BA$; $\overline{V_B} \parallel H_{30}$.

Известный по величине и направлению вектор подчёркиваем двумя линиями, а известный лишь по направлению – одной линией.

Решаем приведенное векторное уравнение графически. Для этого через точку a проводим прямую, перпендикулярную AB , а через точку p – прямую, которая параллельна направляющей H_{30} .

На пересечении этих прямых ставим точку b . Отрезок \overline{pb} изображает скорость точки B (V_B) в выбранном масштабе, а отрезок \overline{ab} – скорость точки B относительно точки A (V_{BA}). Вектор $\overline{V_B}$ направлен от точки p к точке b , вектор $\overline{V_{BA}}$ – от точки a к точке b .

Значения этих скоростей:

$$V_B = \mu_v \cdot \overline{pb} = 0,06 \cdot 40 = 2,4 \text{ м/с};$$

$$V_{BA} = \mu_v \cdot \overline{ab} = 0,06 \cdot 30 = 1,8 \text{ м/с}.$$

Для определения скорости точки C составляем векторное уравнение:

$$\overline{V_C} = \overline{V_A} + \overline{V_{CA}},$$

де $\overline{V_A} \perp OA$; $\overline{V_{CA}} \perp CA$; $\overline{V_C} \parallel H_{50}$.

Полученное векторное уравнение решаем графически. Для этого через точку a проводим прямую, перпендикулярную к AC , а через точку p – прямую, параллельную направляющей H_{50} . В месте пересечения этих прямых ставим точку c . Отрезок \overline{pc} изображает скорость точки C (V_C) в выбранном масштабе, а отрезок \overline{ac} – скорость точки C относительно точки A (V_{CA}). Значения этих скоростей определяем по формулам:

$$V_C = \mu_v \cdot \overline{pc} = 0,06 \cdot 30 = 1,8 \text{ м/с};$$

$$V_{CA} = \mu_v \cdot \overline{ac} = 0,06 \cdot 30 = 1,8 \text{ м/с}.$$

Скорости точек S_2 и S_4 (V_{S_2} и V_{S_4}), принадлежащих звеньям 2 и 4 соответственно, определяем на основании теоремы об относительных скоростях точек одного звена.

Точки S_2 и S_4 на плане скоростей будут лежать соответственно на отрезках \overline{ab} и \overline{ac} и будут располагаться в том же порядке, что и точки S_2 и S_4 на звеньях AB и AC плана механизма. Положение точек S_2 и S_4 на плане скоростей находим, исходя из следующих пропорций:

$$\frac{\overline{AS_2}}{\overline{AB}} = \frac{\overline{as_2}}{\overline{ab}}; \quad \frac{\overline{AS_4}}{\overline{AB}} = \frac{\overline{as_4}}{\overline{ab}},$$

$$\text{откуда: } \overline{as_2} = \overline{ab} \frac{\overline{AS_2}}{\overline{AB}} = 30 \cdot \frac{75}{210} = 10,7 \text{ мм};$$

$$\overline{as_4} = \overline{ac} \frac{\overline{AS_4}}{\overline{AC}} = 30 \cdot \frac{75}{210} = 10,7 \text{ мм}.$$

Откладываем на отрезке \overline{ab} плана скоростей от точки a отрезок $\overline{as_2}$ и на \overline{ac} – отрезок $\overline{as_4}$, находим точки S_2 и S_4 , порядок расположения которых должен быть таким же, как и на плане механизма (AS_2B и as_2b ; AS_4C и as_4c). Соединяя точки S_2 и S_4 с полюсом p , получим отрезки $\overline{ps_2}$ и $\overline{ps_4}$, которые изображают в масштабе скорости точек S_2 и S_4 . Значения этих скоростей равны:

$$V_{S_2} = \mu_v \cdot \overline{ps_2} = 0,06 \cdot 40 = 2,4 \text{ м/с};$$

$$V_{S_4} = \mu_v \cdot \overline{ps_4} = 0,06 \cdot 36 = 2,4 \text{ м/с}.$$

3. Построение плана ускорений.

Определяем ускорение точки A , относящейся к начальному звену. Ускорение точки A , которая совершает вращательное движение по кругу радиусом l_{OA} , находим следующим образом:

$$\overline{a_A} = \overline{a_{A0}^n} + \overline{a_{A0}^t},$$

где a_{A0}^n – нормальное ускорение, направленное к центру вращения;

a_{A0}^t – тангенциальное ускорение, направленное по касательной к окружности радиуса l_{OA} в направлении углового ускорения ϵ_1 звена I .

Так как, кривошип (звено I) вращается с постоянной угловой скоростью, т.е. $\omega_1 = \text{const}$, угловое ускорение $\epsilon_1 = 0$, следовательно, и $a_{A0}^t = \epsilon_1 \cdot l_{OA} = 0$. Тогда ускорение точки A равно:

$$a_A = a_{A0}^n = \omega_1 \cdot l_{OA} = \left(\frac{\pi n_1}{30} \right)^2 \cdot l_{OA} = \left(\frac{3,14 \cdot 600}{30} \right)^2 \cdot 0,042 = 165,64 \text{ м/с}^2.$$

Договоримся изображать на плане ускорение точки A отрезком $\overline{p'a'}$ = 41,4 мм. Тогда масштабный коэффициент плана ускорений:

$$\mu_a = \frac{a_A}{p'a'} = \frac{165,64}{41,4} = 4 \text{ мс}^2/\text{мм}.$$

Произвольно выбираем на чертеже точку (полюс плана ускорений) и откладываем от нее параллельно \overline{OA} в направлении от точки A до точки O вектор $\overline{a_A}$ в виде отрезка $\overline{p'a'}$ = 41,4 мм.

Для определения ускорения точки B составляем векторное уравнение:

$$\overline{a_B} = \overline{a_A} + \overline{a_{BA}^n} + \overline{a_{BA}^t},$$

где $\overline{a_B} \parallel H_{30}$; $\overline{a_{BA}^n}$ – нормальное ускорение точки B относительно точки A ; $\overline{a_{BA}^t} \parallel BA$; $\overline{a_{BA}^t} \perp AB$.

Значение $\overline{a_{BA}^n}$ находим по формуле

$$\overline{a_{BA}^n} = \frac{V_{BA}^2}{l_{AB}} = \frac{1,8^2}{0,210} = 15,43 \text{ м/с}^2.$$

Решаем графически записанное векторное уравнение. Для этого через точку a' проводим прямую, которая параллельна AB , и откладываем на ней в направлении от точки B к точке A отрезок $\overline{a'b''}$, изображающий в принятом масштабе ускорение $\overline{a_{BA}^n}$.

Длина отрезка:

$$\overline{a'b''} = \frac{\overline{a_{BA}^n}}{\mu_a} = \frac{15,43}{4} = 3,86 \text{ мм.}$$

Через полученную точку b'' проводим прямую, перпендикулярную AB , а через полюс плана ускорений p' – параллельную прямую к направляющей H_{30} . В месте пересечения этих прямых получим точку b' . Отрезок $\overline{p'b'}$ изображает в выбранном масштабе ускорение точки B (a_B), а отрезок $\overline{b'b''}$ – ускорение $\overline{a_{BA}^t}$. Значение этих ускорений равны:

$$a_B = \mu_a \cdot \overline{p'b'} = 4 \cdot 25 = 100 \text{ м/с}^2;$$

$$\overline{a_{BA}^t} = \mu_a \cdot \overline{b'b''} = 4 \cdot 32 = 128 \text{ м/с}^2.$$

Векторное уравнение для определения ускорения точки C будет иметь вид

$$\overline{a_C} = \overline{a_A} + \overline{a_{CA}^n} + \overline{a_{CA}^t},$$

где $\overline{a_C} \parallel H_{30}$; $\overline{a_{CA}^n} \parallel CA$ и направлено от точки C к точке A ; $\overline{a_{CA}^t} \perp AC$.

Значение $\overline{a_{CA}^n}$ находим по формуле

$$a_{CA}^n = \frac{V_{CA}^2}{l_{AB}} = \frac{1,8^2}{0,210} = 15,43 \text{ м/с}^2.$$

Решаем графически записанное векторное уравнение. Для этого через точку a' проводим прямую, параллельную AC , и откладываем на ней в направлении от точки C до точки A отрезок $a'c''$, изображающий в выбранном масштабе ускорение a_{CA}^n .

Длина этого отрезка:

$$\overline{a'c''} = \frac{a_{CA}^n}{\mu_a} = \frac{15,43}{4} = 3,86 \text{ мм.}$$

Через полученную точку проводим прямую, перпендикулярную AC , а через полюс плана ускорений p' – параллельную прямую к направляющей H_{50} . В месте пересечения этих прямых получим точку c'' . Отрезок $\overline{p'c'}$ изображает в выбранном масштабе ускорение точки C (a_c), а отрезок $\overline{c''c'}$ – ускорение a_{CA}^t . Значения этих ускорений равны:

$$a_c = \mu_a \cdot \overline{p'c'} = 4 \cdot 28 = 112 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{CA}^t = \mu_a \cdot \overline{c''c'} = 4 \cdot 30 = 120 \text{ м/с}^2.$$

Ускорения точек S_2 и S_4 (a_{S2} и a_{S4}) определяем на основании теоремы об относительных ускорениях точек одного звена. Положение точек S'_2 и S'_4 на плане ускорений находим с учетом таких пропорций:

$$\frac{\overline{AS_2}}{\overline{AB}} = \frac{\overline{a's'_2}}{\overline{a'b'}}; \quad \frac{\overline{AS_4}}{\overline{AC}} = \frac{\overline{a's'_4}}{\overline{a'c'}},$$

откуда
$$\overline{a's'_2} = \overline{a'b'} \cdot \frac{\overline{AS_2}}{\overline{AB}} = 33 \cdot \frac{75}{210} = 10,8 \text{ мм.}$$

$$\overline{a's'_4} = \overline{a'b'} \cdot \frac{\overline{AS_4}}{\overline{AC}} = 33 \cdot \frac{75}{210} = 10,8 \text{ мм.}$$

Откладываем на отрезке $\overline{a'b'}$ плана ускорений от точки a' отрезок $\overline{a's'_2}$ и на $\overline{a'c'}$ – отрезок $\overline{a's'_4}$, находим точки S'_2 и S'_4 , порядок расположения которых должен быть таким же, как и на плане

механизма ($AS_2 B$ и $a's'_2b'$; $AS_4 C$ и $a's'_4c'$). Соединяя точки S'_2 и S'_4 с полюсом p' , получим отрезки $\overline{p's'_2}$ и $\overline{p's'_4}$, изображающие в масштабе ускорения точек S'_2 и S'_4 . Значение этих ускорений равны:

$$a_{S_2} = \mu_a \cdot \overline{p's'_2} = 4 \cdot 33 = 132 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{S_4} = \mu_a \cdot \overline{p's'_4} = 4 \cdot 35 = 140 \text{ м/с}^2.$$

4. Определение угловых скоростей и угловых ускорений звеньев механизма.

Для определения направления угловых скоростей звеньев 2 и 4 (ω_2 и ω_4) надо рассмотреть движение точек B и C относительно точки A . Для этого вектор относительной скорости $\overline{V_{BA}}$ надо перенести, сохраняя его направление, из плана скоростей в точку B на плане механизма, а вектор относительной скорости $\overline{V_{CA}}$ – в точку C .

Угловые скорости звеньев и будут направлены в сторону, в которую движутся соответственно точки B и C относительно точки A (см. рис. 1.21).

Значения угловых скоростей ω_2 и ω_4 находим по формулам:

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{AB}} = \frac{1,8}{0,210} = 8,6 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_4 = \frac{V_{CA}}{l_{AC}} = \frac{1,8}{0,210} = 8,6 \text{ с}^{-1}.$$

Для определения направления угловых ускорений звена 2 (ε_2) и звена 4 (ε_4) надо перенести с плана ускорений, сохраняя направление, ускорение a^t_{BA} в точку B , а a^t_{CA} – в точку C на плане механизма.

Рассматривая условно движение точек B и C относительно точки A в направлении тангенциальной составляющей их относительных ускорений (a^t_{BA} и a^t_{CA}), находим, что угловые ускорения ε_2 и ε_4 направлены по часовой стрелке (см. рис. 1.21).

Значение угловых ускорений ε_2 и ε_4 вычисляем по формулам:

$$\varepsilon_2 = \frac{a^t_{BA}}{l_{AB}} = \frac{128}{0,210} = 609,5 \text{ с}^{-2};$$

$$\varepsilon_4 = \frac{a'_{CA}}{l_{AC}} = \frac{120}{0,210} = 571,4 \text{ с}^{-2}.$$

Сопоставление направлений ω и ε в звеньях 2 и 4 показывают, что звено 2 движется замедленно, а звено 4 ускоренно.

5. Силовое исследование механизма.

Определяем силы и моменты сил инерции:

$$\bar{F}_i = -m \cdot a;$$

$$\bar{M} = -J \cdot \varepsilon,$$

где m – масса звена; a – ускорение центра масс звена; J – момент инерции звена; ε – угловое ускорение звена.

Для того чтобы избавиться от знака «минус», нужно силы и моменты инерции звеньев направить в стороны, противоположные линейному или угловому ускорениям соответственно. Определяем силы инерции для этого случая:

$$F_{i2} = m_2 \cdot a_{S2} = 4,5 \cdot 132 = 594 \text{ Н};$$

$$F_{i3} = m_3 \cdot a_B = 4,8 \cdot 100 = 480 \text{ Н};$$

$$F_{i4} = m_4 \cdot a_{S4} = 4,5 \cdot 140 = 630 \text{ Н};$$

$$F_{i5} = m_5 \cdot a_C = 4,8 \cdot 112 = 576,6 \text{ Н}.$$

Силы инерции направлены противоположно ускорениям центров масс звеньев (см. рис. 1.21).

Величины моментов сил инерции звеньев рассчитываем по формулам:

$$M_{i2} = J_{S2} \cdot \varepsilon_2 = 0,04 \cdot 609,5 = 24,4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{i4} = J_{S4} \cdot \varepsilon_4 = 0,04 \cdot 571,4 = 22,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент сил инерции каждого звена направлен противоположно угловому ускорению этого звена.

Определение усилий в кинематических парах группы Ассура, образованной звеньями 4 и 5

Начертим в масштабе длин $\mu_l = 0,003$ м/мм отдельно группу Ассура (звенья 4 и 5) в заданном положении и приложим к звеньям все действующие на них силы (рис. 1.22). Дида № 2 имеет в своем составе три кинематические пары: две вращательные – A и C и одну поступательную. Вращательная пара A образована звеньями 1 и 4, пара C – звеньями 4 и 5, поступательная пара – звеньями 0 и 5. Обозначаем искомые усилия в этих кинематических парах соответственно: R_{14} , R_{45} , R_{05} .

Следовательно, $R_{14} = -R_{41}$; $R_{45} = -R_{54}$, $R_{05} = -R_{50}$.

Искомые силы R_{14} и R_{05} являются внешними по отношению к группе Ассура, а сила R_{45} – внутренняя. Точки приложения сил R_{14} и R_{45} известны (точки A и C), неизвестны величины и направления этих сил. У силы R_{05} известна линия действия (перпендикулярно направляющей H_{50}), но неизвестная величина и точка ее приложения. На рис. 1.22 действие силы R_{05} , условно обозначенной пунктиром, приложено на определенном расстоянии h_{05} от точки C . Плечо h_{05} , определяющее точку приложения силы R_{05} , неизвестно и его надо определить.

Таким образом, на звено 5 действуют четыре силы: R_{05} – со стороны неподвижного звена 0, R_{45} – со стороны звена 4, F_5 – сила давления сжатого воздуха, F_{i5} – сила инерции. На звено 4 действует один момент – M_{i4} и три силы: R_{54} – со стороны звена 5, R_{14} – со стороны звена 1, F_{i4} – сила инерции.

Неизвестную силу R_{14} раскладываем на две составляющие: нормальную R_{14}^n , направленную вдоль звена AC , и тангенциальную R_{14}^t , направленную перпендикулярно звену AC (рис. 1.22).

Направлением R_{14}^t задаемся произвольно. После вычисления R_{14}^t знак «плюс» означает, что направление выбрано правильно, а знак «минус» – неправильно.

Рассмотрим равновесие звена 4 и составим уравнение моментов всех сил, действующих на него относительно точки C :

$$R_{14}^t l_{AC} + F_{i4} h_4 \mu_l + M_{i4} = 0.$$

Будем считать положительными моменты сил и пар сил, действующих против часовой стрелки. Силы R_{14}^t и R_{54} не образуют моментов, поскольку их плечи относительно точки C равны нулю. Плечо h_4 легко определить из чертежа, умножив длину отрезка \bar{h}_4 (в миллиметрах) на масштабный коэффициент μ_l . Решив уравнение, находим:

$$R_{14}^t = -(F_{i4} \cdot \bar{h}_4 \cdot \mu_l + M_{i4}) / l_{AC} = -(630 \cdot 21 \cdot 0,003 + 22,9) / 0,210 = -298 \text{ Н.}$$

Знак «минус» показывает, что направление R_{14}^t было выбрано неправильно. На рис. 1.22 неверно направленный вектор \bar{R}_{14}^t перечерчен.

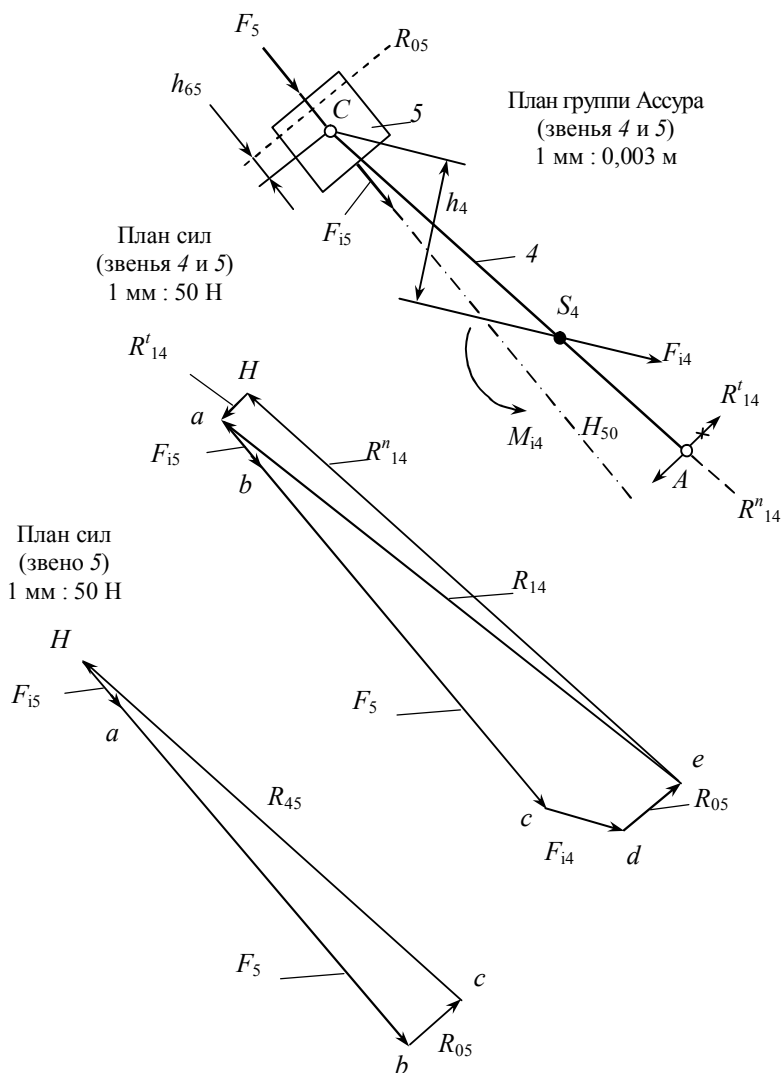


Рис. 1.22. Определение усилий в кинематических парах группы Ассура (звенья 4 и 5)

Рассмотрим равновесие группы Ассура. Поскольку звенья 4 и

5 находятся в состоянии равновесия, векторная сумма всех сил, действующих на них, должна быть равна нулю. Составим векторное уравнение сил, действующих на звенья 4 и 5:

$$\underline{\underline{R_{i4}^n}} + \underline{\underline{F_{i5}}} + \underline{\underline{F_5}} + \underline{\underline{F_{i4}}} + \underline{\underline{R_{05}}} + \underline{\underline{R_{i4}^n}} = 0.$$

Двумя линиями подчеркнуты векторы, известные по величине и направлению, одной линией – известные только по направлению. Векторное уравнение имеет две неизвестные и легко решается графически путем построения плана сил.

Выбрав масштабный коэффициент сил $\mu_P = 50$ Н/мм, откладываем из произвольной точки H (полюса плана сил) последовательно силы $R_{i4}^n, F_{i5}, F_5, F_{i4}$, обозначив концы векторов буквами a, b, c, d соответственно (рис. 1.22).

Длины отрезков Ha, ab, bc, cd находим путем деления величины соответствующей силы на масштабный коэффициент μ_P . Через точку d проводим линию, параллельную R_{05} , а через полюс H – линию, параллельную R_{i4}^n , и в месте пересечения этих линий находим точку e .

Отрезки de, eH, ea изображают в масштабе μ_P силы R_{05}, R_{i4}^n и R_{i4} соответственно. Стрелки на векторах R_{05} и R_{i4}^n поставлены в соответствии с записанным векторным уравнением суммы сил, а на вектор R_{i4} – с учетом того, что сумма сил R_{i4}^n и R_{i4} равна силе R_{i4} .

Величины сил определяем по формулам:

$$R_{05} = \mu_P \cdot de = 50 \cdot 10 = 500 \text{ Н};$$

$$R_{i4}^n = \mu_P \cdot eH = 50 \cdot 85 = 4250 \text{ Н};$$

$$R_{i4} = \mu_P \cdot ea = 50 \cdot 85 = 4250 \text{ Н}.$$

Рассмотрим равновесие звена 5. Так как звено 5 находится в состоянии равновесия, векторная сумма всех сил, действующих на него, должна быть равна нулю. Составляем векторное уравнение сил, действующих на звено 5:

$$\underline{\underline{F_{i5}}} + \underline{\underline{F_5}} + \underline{\underline{R_{05}}} + \underline{\underline{R_{i5}}} = 0.$$

Векторное уравнение имеет две неизвестные и легко решается графически путем построения плана сил.

Выбрав масштабный коэффициент сил $\mu_P = 50$ Н/мм, отклады-

ваем из произвольной точки H (полюса плана сил) последовательно силы F_5, F_{i5}, R_{05} , обозначив концы векторов соответственно буквами a, b, c (рис. 1.22). Полученную точку c соединяем с точкой H . Отрезок \overline{cH} изображает в масштабе μ_P усилие R_{45} . Стрелку на векторе R_{45} ставим согласно записанному векторному уравнению суммы сил.

Величина силы

$$R_{45} = \mu_P \cdot \overline{cH} = 50 \cdot 74 = 3700 \text{ Н.}$$

По условию равновесия звена 5 сумма моментов всех действующих на него сил относительно любой его точки должна быть равна нулю. Составляем уравнение моментов всех сил, действующих на звено 5 относительно точки C :

$$- R_{45} \cdot h_{05} = 0.$$

В уравнение не вошли моменты сил F_5, F_{i5} , и R_{45} , поскольку их плечи относительно точки C равны нулю. Сила R_{05} не равна нулю, значит, $h_{05} = 0$.

Определение усилий в кинематических парах группы Ассура, образованной звеньями 2 и 3

Начертим в масштабе длин $\mu_l = 0,003$ м/мм отдельно группу Ассура (звенья 2 и 3) в заданном положении и приложим к звеньям все действующие на них силы (рис. 1.23).

На звено 3 действуют четыре силы: R_{03} – со стороны неподвижного звена 0, R_{23} – со стороны звена 2, F_3 – сила давления сжатого воздуха, F_{i3} – сила инерции. На звено 2 действует один момент $-M_{i2}$ и три силы: R_{32} – со стороны звена 3, R_{12} – со стороны звена 1, F_{i2} – сила инерции. Неизвестными являются R_{12} – усилия во вращательной кинематической паре A , R_{32} (или R_{23}) – усилия в вращательной паре B , R_{03} – усилия в поступательном кинематической паре.

Неизвестную силу R_{12} раскладываем на две составляющие: нормальную R_{12}^n , направленную вдоль звена AB , и тангенциальную R_{12}^t , направленную перпендикулярно звену AB (рис. 1.23). Направлением R_{12}^t задаемся произвольно. Рассмотрим равновесие звена 2 и составим уравнение моментов всех сил, действующих на него относительно точки B :

$$- R_{12}^t \cdot l_{AB} + F_{i2} \cdot h_2 \cdot \mu_l + M_{i2} = 0.$$

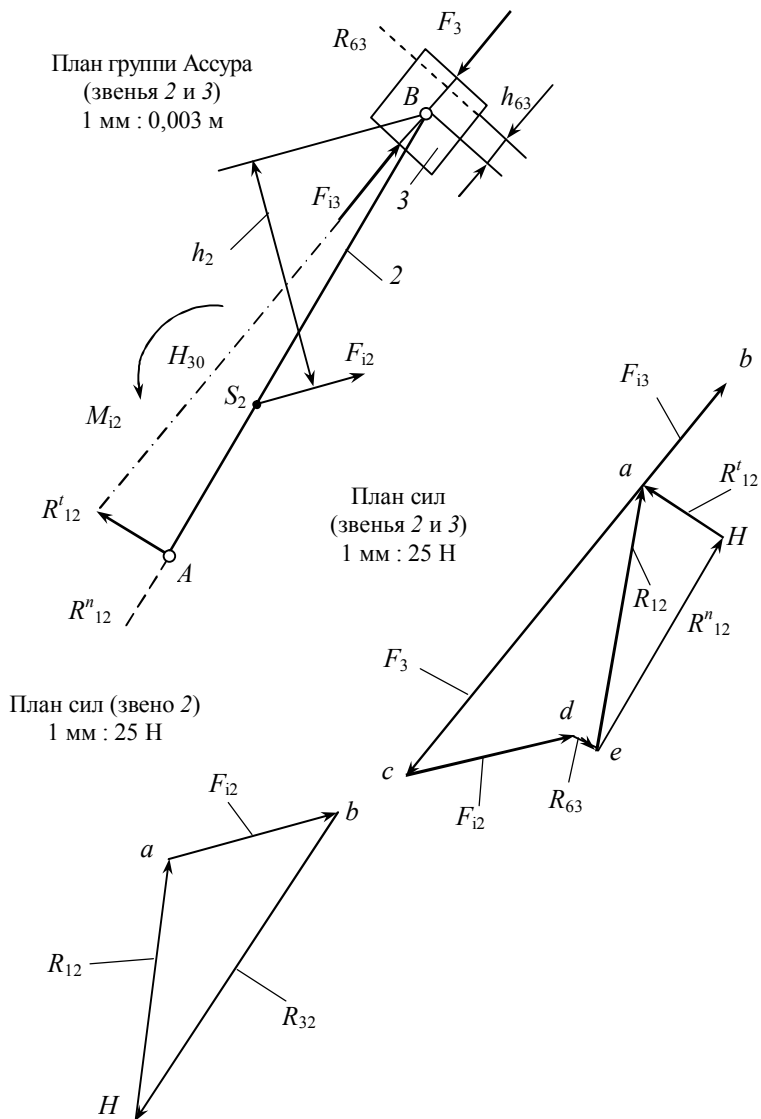


Рис. 1.23. Определение усилий в кинематических парах группы Ассура (звенья 2 и 3)

Силы R_{12}^n и R_{32} не образуют моментов, поскольку их плечи относительно точки B равны нулю. Плечо h_2 легко определить по чертежу, умножив длину отрезка $\overline{h_2}$ (в миллиметрах) на масштабный коэффициент μ_l . Решив уравнение, находим:

$$R_{12}^n = (F_{i2} \cdot h_2 \cdot \mu_l + M_{i2}) / l_{AB} = (594 \cdot 33 \cdot 0,003 + 24,4) / 0,210 = 396,2 \text{ Н.}$$

Знак «плюс» говорит о том, что направление R_{12}^n было выбрано правильно.

Рассмотрим равновесие группы Ассура. Составим векторное уравнение сил, действующих на звенья 2 и 3:

$$\overline{R_{12}^n} + \overline{F_{i3}} + \overline{F_3} + \overline{F_{i2}} + \overline{F_{03}} + \overline{R_{12}^n} = 0.$$

Векторное уравнение имеет две неизвестные и легко решается графически путем построения плана сил.

Выбрав масштабный коэффициент сил $\mu_p = 25 \text{ Н/мм}$, откладываем из произвольной точки H последовательно силы R_{12}^n , F_{i3} , F_3 , F_{i2} , обозначив концы векторов буквами a , b , c , d соответственно (рис. 1.23). Проведем через точку d линию, параллельную R_{03} , а через полюс H – линию, параллельную R_{12}^n . В месте пересечения этих линий находим точку e . Отрезки de , eH , ea изображают в масштабе μ_p силы R_{03} , R_{12}^n и R_{12} соответственно.

Величины сил определяем по формулам:

$$R_{03} = \mu_p \cdot \overline{de} = 25 \cdot 4 = 100 \text{ Н;}$$

$$R_{12}^n = \mu_p \cdot \overline{eH} = 25 \cdot 38 = 950 \text{ Н;}$$

$$R_{12} = \mu_p \cdot \overline{ea} = 25 \cdot 85 = 2125 \text{ Н.}$$

Рассмотрим равновесие звена 2.

Составим векторное уравнение сил, действующих на звено:

$$\overline{R_{12}} + \overline{F_{i2}} + \overline{R_{32}} = 0.$$

Решаем это уравнение графически путем построения плана сил. Выбрав масштабный коэффициент сил $\mu_p = 25 \text{ Н/мм}$, откладываем из произвольной точки H последовательно силы R_{12} и F_{i2} , обозначая концы векторов буквами a и b соответственно (рис. 1.23). Полученную точку b соединяем с полюсом H . Отрезок bH изображает в масштабе усилие R_{32} . Находим его величину:

$$R_{32} = \mu_p \cdot \overline{bH} = 25 \cdot 53 = 1325 \text{ Н.}$$

Рассмотрим равновесие звена 3.

Составим уравнение моментов всех сил, действующих на звено относительно точки B (см. рис. 1.23): $R_{03} \cdot h_{03} = 0$.

Силы F_3 , F_{i3} , R_{23} не образуют моментов, поскольку их плечи относительно точки B равны нулю, что означает $h_{03} = 0$.

Силовой расчет группы начальных звеньев

Начертим в масштабе $\mu_l = 0,002$ м/мм группу начальных звеньев (звенья I и 0) в общем положении и приложим к звеньям все силы, действующие на них (рис. 1.24).

На звено I действует момент M_{yp} и три силы: R_{41} – со стороны звена 4, R_{21} – со стороны звена 2, R_{01} – со стороны неподвижного звена 0 .

Рассмотрим равновесие звена I .

Составим векторное уравнение сил, действующих на звено:

$$\underline{\underline{R_{41}}} + \underline{\underline{R_{21}}} + \underline{\underline{R_{01}}} = 0.$$

Решаем это уравнение графически путем построения плана сил. Выберем масштабный коэффициент сил $\mu_p = 70$ Н/мм и отложим из произвольного полюса H последовательно силы R_{41} и R_{21} , обозначая концы векторов буквами a , b (рис. 1.24). Полученную точку b соединяем с полюсом H . Отрезок \overline{bH} изображает в масштабе k_p искомую силу R_{01} .

Находим ее величину:

$$R_{01} = \mu_p \cdot \overline{bH} = 70 \cdot 64 = 4480 \text{ Н.}$$

Составим уравнение моментов всех сил, действующих на звено I , относительно точки O . Направление уравновешивающего момента M_{yp} выберем произвольно (см. рис. 1.24):

$$-R_{41} \cdot h_{41} \cdot \mu_l - R_{21} \cdot h_{21} \cdot \mu_l - M_{yp} = 0.$$

Сила R_{01} не образуют момента, поскольку ее плечо относительно точки O равно нулю. Плечи сил находим из чертежа, умножив длину отрезков h_{41} и h_{21} , в миллиметрах на масштабный коэффициент k_l . Решая это уравнение, находим:

$$\begin{aligned} M_{yp} &= -R_{41} \cdot h_{41} \cdot \mu_l - R_{21} \cdot h_{21} \cdot \mu_l = -(4250 \cdot 12 \cdot 0,002 + 2125 \cdot 19 \cdot 0,002) = \\ &= -(102 + 80,75) = -182,75 \text{ Н}\cdot\text{м.} \end{aligned}$$

Знак «минус» показывает, что направление M_{yp} выбрано неправильно.

Определение уравновешивающей силы способом жесткого рычага Жуковского

Строим в произвольном масштабе повернутый на 90° план скоростей механизма (рис. 1.24).

Известный по величине и направлению момент M_{i2} показываем в виде пары сил F'_{i2} и F''_{i2} , приложенных в точках a , b перпендикулярно к AB (см. рис. 1.4), а момент M_{i4} – в виде пары сил F'_{i4} и F''_{i4} , приложенных в точках c и a перпендикулярно к AC .

Находим величины этих сил:

$$F'_{i2} = F''_{i2} = M_{i2} / l_{AB} = 24,4 / 0,210 = 116,2 \text{ Н};$$

$$F'_{i4} = F''_{i4} = M_{i4} / l_{AC} = 22,9 / 0,210 = 109 \text{ Н}.$$

Неизвестный момент M_{yp} показываем в виде пары сил F'_{yp} и F''_{yp} , приложенных в точках a и b перпендикулярно OA . Направление момента выбираем произвольно (см. рис. 1.21).

Переносим, сохраняя направление, все силы с плана механизма в соответствующие одноименные точки повернутого на 90° плана скоростей (см. рис. 1.24).

Составляем уравнение моментов всех сил относительно полюса плана скоростей:

$$F'_{yp} \cdot \overline{pa} - F'_{i4} \cdot \overline{ha} + F'_{i2} \cdot \overline{hb} + F'_{i4} \cdot \overline{h4} + F'_{i4} \cdot \overline{h4} + F_5 \cdot \overline{pc} + F_{i5} \cdot \overline{pc} - F_{i3} \cdot \overline{pb} + F'_{i2} \cdot \overline{hb} + F_3 \cdot \overline{pb} - F_{i2} \cdot \overline{h2} = 0.$$

Плечи всех сил подставляем в уравнение в миллиметрах, определяя их непосредственно из чертежа. Решая уравнения, получаем:

$$F'_{yp} = (F'_{i4} \cdot \overline{ha} - F'_{i2} \cdot \overline{hb} - F_{i4} \cdot \overline{h4} - F'_{i4} \cdot \overline{h4} - F_5 \cdot \overline{pc} - F_{i5} \cdot \overline{pc} + F_{i3} \cdot \overline{pb} - F'_{i2} \cdot \overline{hb} - F_3 \cdot \overline{pb} + F_{i2} \cdot \overline{h2}) / \overline{pa} = \frac{1}{55} (109 \cdot 41 - 116,2 \cdot 26 - 630 \cdot 16 - 109 \cdot 6 - 4500 \cdot 34 - 116,2 \cdot 34 + 480 \cdot 41 - 594 \cdot 8 - 2500 \cdot 41 + 576 \cdot 6 \cdot 20) = -4405 \text{ Н}.$$

Знак «минус» показывает, что направление M_{yp} выбрано неправильно.

Итак, уравновешивающий момент на начальном звене будет направлен против часовой стрелки. Величина уравновешивающего момента $M_{yp} = F'_{yp} \cdot l_{OA} = 4405 \cdot 0,042 = 185 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Определяем расхождение в процентах M_{yp} , найденных различными способами, при этом погрешность должна быть менее 5 %:

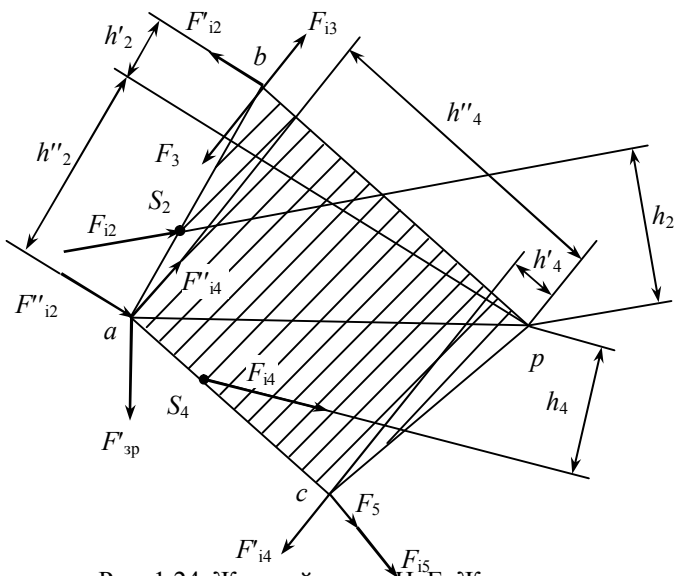
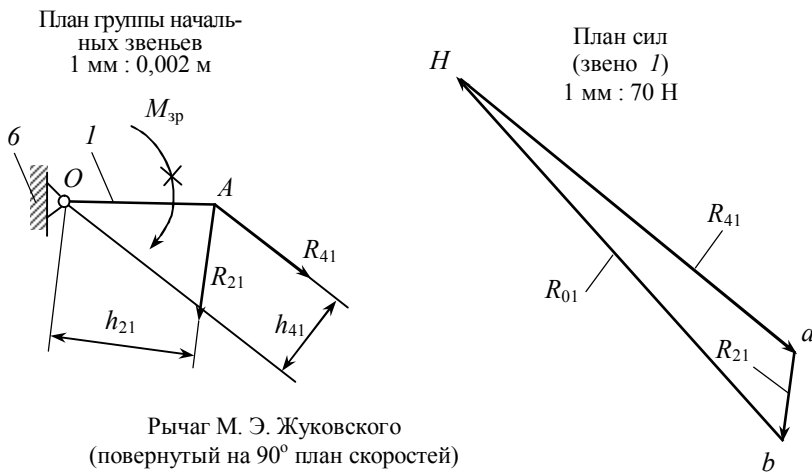


Рис. 1.24. Жесткий рычаг Н. Е. Жуковского

$$\Delta M_{\text{уп}} = \frac{185 - 182,75}{185} \cdot 100 \% = 1,2 \% < 5\%.$$

Пример графического оформления первого листа курсовой работы «Кинематическое и силовое исследование механизма» приведен в приложении А и Б.

1.2. Расчет планетарного редуктора

Выбор схемы планетарного механизма

В технике наибольшее распространение получили четыре схемы планетарных механизмов (рис. 1.25). Каждый планетарный механизм имеет одну степень свободы и состоит из четырех звеньев: центрального подвижного колеса 1 (z_1), сателлита 2 (z_2), центрального неподвижного колеса 3 (z_3) и водила H . Сателлиты, одинарные (рис. 1.25, *а*) или двойные (рис. 1.25, *б*, *в*, *г*) входят в зацепление одновременно с двумя центральными колесами.

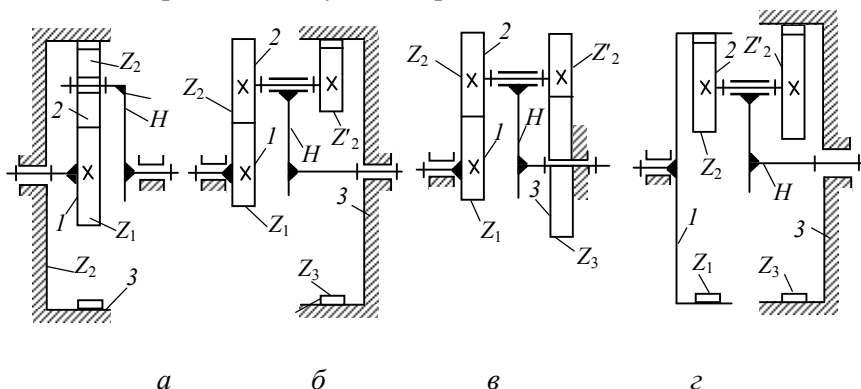


Рис. 1.25. Типовые схемы планетарных механизмов:

- а* – с одинарным сателлитом;
- б* – с одним внешним и одним внутренним зацеплениями;
- в* – с двумя внешними зацеплениями;
- г* – с двумя внутренними зацеплениями

При кинематическом анализе планетарных механизмов используют метод обращения движения, при котором всем звеньям механизма задается дополнительная частота вращения, противоположная по направлению и такая же по величине, как частота водила H . Тогда водило H становится неподвижным. В результате планетарный механизм превращается в зубчатый механизм с неподвижными осями колес (обращенный механизм) (рис. 1.26).

Если частоты вращения звеньев 1 , 2 , 3 и H планетарного механизма (рис. 1.25) обозначить соответственно через n_1 , n_2 , $n_3 = 0$, n_H , то в обращенном механизме (рис. 1.26) эти звенья будут иметь частоты вращения соответственно:

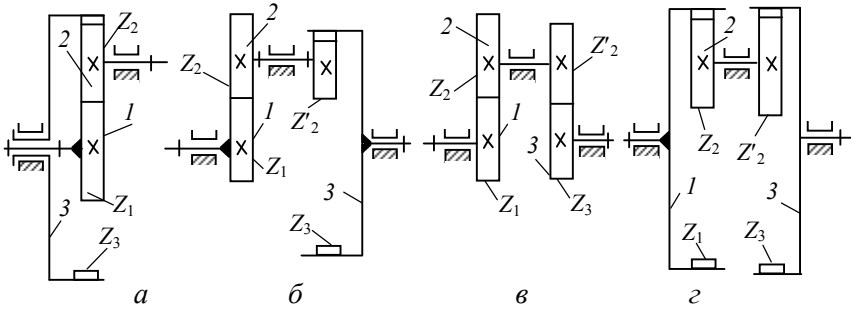


Рис. 1.26. Схемы обращённых механизмов:

а – с промежуточным зубчатым колесом; *б* – с одним внешним и одним внутренним зацеплениями; *в* – с двумя внешними зацеплениями; *г* – с двумя внутренними зацеплениями

$$(n_1 - n_H), (n_2 - n_H), (n_3 - n_H) = -n_H, (n_H - n_H) = 0.$$

Передаточное отношение обращенного механизма от звена *I* к звену *3* обозначим через $u_{13}^{(H)}$:

$$u_{13}^{(H)} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = \frac{n_1 - n_H}{-n_H} = -\frac{n_1}{n_H} + 1 = -u_{1H} + 1,$$

тогда $u_{1H} = 1 - u_{13}^{(H)}$.

По этой формуле определяется передаточное отношение планетарных передач (см. рис. 1.25). Передаточное отношение обращенного механизма $u_{13}^{(H)}$ определяется через известные числа зубьев колес и подставляется в формулу со своим знаком:

▪ для схемы, изображенной на рис. 1.26, *а*, передаточное отношение

$$u_{13}^{(H)} = u_{12}^{(H)} u_{23}^{(H)} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \left(+\frac{z_3}{z_2} \right) = -\frac{z_3}{z_1};$$

▪ для схемы, изображенной на рис. 1.26, *б*, передаточное отношение

$$u_{13}^{(H)} = u_{12}^{(H)} u_{23}^{(H)} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \left(+\frac{z_3}{z_2'} \right) = -\frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'};$$

▪ для схемы, изображенной на рис. 1.26, *в*, передаточное отношение

$$u_{13}^{(H)} = u_{12}^{(H)} u_{23}^{(H)} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \left(-\frac{z_3}{z_2'} \right) = \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'};$$

▪ для схемы, изображенной на рис. 1.26, *г*, передаточное отношение

$$u_{13}^{(H)} = u_{12}^{(H)} u_{23}^{(H)} = \left(+ \frac{z_2}{z_1} \right) \left(+ \frac{z_3}{z'_2} \right) = \frac{z_2 z_3}{z_1 z'_2}.$$

Для получения больших передаточных отношений очень часто используют многоступенчатые планетарные механизмы, которые образуются путем последовательного соединения простых механизмов.

Примером такого многоступенчатого редуктора является механизм, образованный последовательным соединением трех планетарных механизмов с одинарным сателлитом (рис. 1.27).

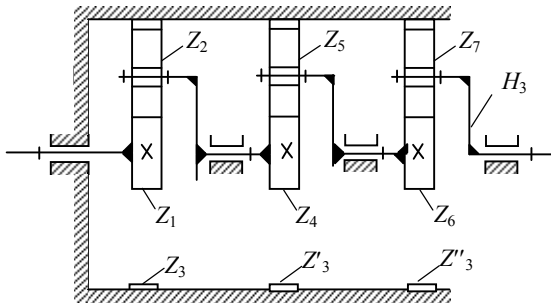


Рис. 1.27. Зубчатый механизм, составленный из трех планетарных ступеней

Передаточное отношение механизма

$$u_{1H} = u_{1H} u_{4H} u_{6H},$$

где $u_{1H} = 1 - u_{13}^{(H_1)} = 1 + \frac{z_3}{z_1}$; $u_{4H_2} = 1 - u_{43}^{(H_2)} = 1 + \frac{z'_3}{z_4}$; $u_{6H_3} = 1 - u_{63}^{(H_3)} = 1 + \frac{z''_3}{z_6}$.

Если считать, что передаточное отношение каждой ступени равно 5 ($u_{1H_1} = u_{4H_2} = u_{6H_3} = 5$), то общее передаточное отношение механизма $u_{1H} = 125$ с сохранением достаточно высокого КПД, составляющего 88–94%.

Габариты такого трехступенчатого редуктора будут меньше, чем габариты редуктора с неподвижными осями зубчатых колес (при одинаковых мощностях и передаточных отношениях).

Определение количества зубьев колес планетарного механизма

После выбора схемы планетарного механизма по заданному передаточному отношению определяют (подбирают) количество

зубьев его зубчатых колес. При этом должны быть обеспечены условия соосности, соседства, сборки и правильного зацепления.

Условие соосности входного и выходного валов определяет, что оба центральных зубчатых колеса и водило должны иметь общую геометрическую ось вращения, благодаря чему обеспечивается зацепление сателлитов с центральными колесами (см. рис. 1.25). Это условие ограничивает выбор размеров одного из четырех колес при заданных радиусах трех других (см. рис. 1.25, б, в, г).

Условие соседства учитывает необходимость совместного размещения нескольких сателлитов по общему кругу. Для его выполнения необходимо, чтобы диаметр окружности вершин зубьев более крупных сателлитов был несколько меньшим, чем расстояние между осями их вращения. В этом случае соседние сателлиты не будут цеплять зубьями друг друга.

Условие сборки при равных углах между сателлитами учитывает необходимость одновременного зацепления всех сателлитов с центральными колесами. После установки первого сателлита подвижное центральное колесо займет вполне определенное положение, и если не выполнить некоторые требования, то при установке следующих сателлитов их зубья могут быть смещены относительно впадин одного из центральных колес, в результате чего выполнить сборку механизма невозможно.

Условие правильного зацепления учитывает отсутствие подрезания зубьев и заклинивания передачи. Для цилиндрических зубчатых колес без смещения, которые нарезаются стандартным реечным инструментом (угол профиля $\alpha = 20^\circ$, коэффициент головки зуба $h_a^* = 1$), для предотвращения подрезания зубьев их количество должно быть не меньше 17.

В целях предотвращения заклинивания передач внутреннего зацепления, составленных из прямозубых колес без смещения (при $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$), количество зубьев колеса с внутренними зубьями должно быть не меньше 85, а зацепленного с ним колеса с внешними зубьями – не менее 20. При этом разница между количеством зубьев колес передачи внутреннего зацепления должна быть не менее 8.

Методику определения количества зубьев колес для различных схем планетарных механизмов рассмотрим на конкретных примерах.

Пример 1. Определить количество зубьев колес планетарного редуктора с одинарным сателлитом (рис. 1.28), если известны величина его передаточного отношения

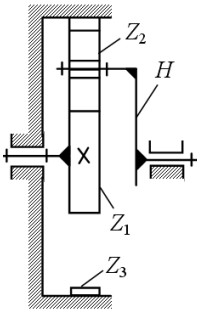


Рис. 1.28. Планетарный механизм с одинарным сателлитом

$u_{1H} = \frac{21}{5}$ и число сателлитов $k = 3$. Числа зубьев колес должны удовлетворять условию $17 \leq z \leq 180$. Зубчатые колеса следует изготавливать стандартным инструментом ($\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$) без смещения.

Примечания:

1. Если редуктор состоит из нескольких одинаковых планетарных ступеней, то их передаточные отношения тоже можно брать одинаковыми.
2. Необходимо помнить, что передаточное отношение u_{1H} механизма с одинарным сателлитом не может быть отрицательным.

3. Если условия соседства сателлитов или правильного зацепления не выполняются, необходимо повторить весь расчет при новом значении z_1 .

Решение:

Условие соседства (для зубчатых колес без смещения):

$$\sin \frac{\pi}{k} > \frac{z_2 + 2h_a^*}{z_1 + z_2},$$

где k – количество сателлитов; h_a^* – коэффициент высоты головки зуба.

Условие сборки:

$$\frac{z_1 u_{1H}}{k} = \gamma,$$

где γ – любое целое число.

Условие правильного зацепления (при $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$):

$$z_1 \geq 17; z_2 \geq 20; z_3 \geq 85; z_3 - z_2 \geq 8.$$

Уравнение для определения количества зубьев колес планетарного механизма с одним сателлитом:

$$z_1 : z_2 : z_3 : \gamma = z_1 : \frac{z_1(u_{1H} - 2)}{2} : z_1(u_{1H} - 1) : \frac{z_1 u_{1H}}{k}.$$

Это уравнение обеспечивает выполнение только условий оснoсности и сборки по заданному передаточному отношению планетарного механизма. Поэтому после подбора количества зубьев колес их надо проверить на выполнение условий соседства и правильного зацепления.

Для решения поставленной задачи задаемся как можно меньшим числом z_1 , но большим 17 и кратным количеству сателлитов k . Пусть $z_1 = 18$. Определяем количество зубьев колес планетарного редуктора:

$$z_1 : z_2 : z_3 : \gamma = z_1 : \frac{z_1(u_{1H} - 2)}{2} : z_1(u_{1H} - 1) : \frac{z_1 u_{1H}}{k};$$

$$z_1 : z_2 : z_3 : \gamma = z_1 : \frac{18\left(\frac{21}{5} - 2\right)}{2} : 18\left(\frac{21}{5} - 2\right) : \frac{18 \cdot 21}{3};$$

$$z_1 : z_2 : z_3 : \gamma = 18 : \frac{99}{5} : \frac{288}{5} : \frac{126}{5}$$

Поскольку $\gamma = \frac{126}{5}$ должно быть целым числом, то, умножив все члены правой части равенства на 5, получим:

$$z_1 : z_2 : z_3 : \gamma = 90 : 99 : 288 : 126.$$

Поскольку количество зубьев z_3 должна быть не более 180, то, разделив все члены правой части равенства на 3, получим:

$$z_1 : z_2 : z_3 : \gamma = 30 : 33 : 69 : 42.$$

Число зубьев колес планетарного редуктора соответственно равно:

$$z_1 = 30; z_2 = 33; z_3 = 96.$$

Проверяем условие соседства сателлитов:

$$\sin \frac{\pi}{k} > \frac{z_2 + 2h_a^*}{z_1 + z_2}, \quad \sin \frac{\pi}{k} = \sin \frac{180^\circ}{3} = \sin 60^\circ = 0,866;$$

$$\frac{z_2 + 2h_a^*}{z_1 + z_2} = \frac{33 + 2 \cdot 1}{30 + 33} = 0,5555.$$

Условие соседства выполняется, поскольку $\sin 60^\circ > 0,5555$.

Проверяем условие правильного зацепления:

$$z_1 \geq 17; z_2 \geq 20; z_3 \geq 85; z_3 - z_2 \geq 8.$$

Условие правильного зацепления выполняется, поскольку $z_1=30$ (больше 17), $z_2=33$ (больше 20), $z_3=96$ (больше 85), $z_3 - z_2 = 96 - 33 = 63$ (больше 8).

Определяем передаточное отношение редуктора:

$$u_{1H} = 1 - u_{13}^{(H)} = 1 + \frac{z_3}{z_1} = 1 + \frac{96}{30} = \frac{21}{5}.$$

Число зубьев колес планетарного редуктора $z_1 = 30$, $z_2 = 33$, $z_3 = 96$ определено правильно. Оно обеспечивает выполнение и точное воспроизведение заданного передаточного отношения редуктора.

Пример 2. Определить количество зубьев колес планетарного редуктора с одним внешним и одним внутренним зацеплениями (рис. 1.29), если известна величина его передаточного отношения $u_{1H} = 14$ и количество сателлитов $k = 3$. Числа зубьев колес должны удовлетворять условию $17 \leq z \leq 180$. Зубчатые колеса следует изготавливать стандартным инструментом ($\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$) без смещения.

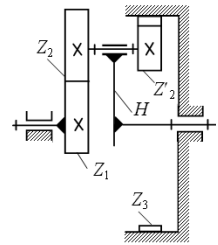


Рис. 1.29. Планетарный механизм с одним внешним и одним внутренним зацеплениями

Примечания:

1. Следует помнить, что передаточное отношение u_{1H} планетарного механизма с одним внешним и одним внутренним зацеплениями не может быть отрицательным.

2. Если условия соседства сателлитов или правильного зацепления не выполняются, необходимо повторить весь расчет при новом значении x .

Решение:

Передаточное отношение механизма:

$$u_{1H} = 1 - u_{13}^{(H)} = 1 + \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'}$$

где $u_{13}^{(H)} = -\frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'}$ – передаточное отношение обращённого механизма.

Условие соосности:

$$m_{12}(z_1 + z_2) = m_{2'3}(z_3 - z_2'),$$

где m_{12} – модуль зубчатых колёс z_1 и z_2 ; $m_{2'3}$ – модуль зубчатых колёс z_3 и z_2' .

Это условие можно также записать в виде:

$$g(z_1 + z_2) = (z_3 - z_2'),$$

где $g = \frac{m_{12}}{m_{2'3}}$ – отношение модулей.

Условие соседства сателлитов

Для зубчатых колёс без смещения:

$$\sin \frac{\pi}{k} > \frac{z_2 + 2h_a^*}{z_1 + z_2}, \quad \sin \frac{\pi}{k} > \frac{z_2' + 2h_a^*}{z_1 + z_2'}$$

где k – количество сателлитов; h_a^* – коэффициент высоты головки зуба.

Условие сборки: $\frac{z_3}{k} (1 - u_{31}^{(H)}) = \gamma$, где γ – любое целое число.

Условие правильного зацепления

(при $\alpha=20^\circ$, $h_a^* = 1$): $z_1 \geq 17$; $z_2 \geq 17$; $z_2' \geq 20$; $z_3 \geq 85$; $z_3 - z_2 \geq 8$.

Обозначим: $\frac{z_2'}{z_2} = x$; $\frac{z_2'}{z_3} = y$.

Из условия соосности $y = \frac{(u_{1H} - 1)x - g}{(u_{1H} - 1)(x + g)}$.

Уравнение для определения количества зубьев колес планетарного механизма:

$$z_1 : z_2 : z_2' : z_3 : \gamma = \frac{k}{y(u_{1H} - 1)} : k : kx : \frac{kx}{y} : \frac{(u_{1H} - 2)x}{y(u_{1H} - 1)}.$$

Это уравнение обеспечивает выполнение только условий соосности и сборки по заданному передаточному отношению механизма. Поэтому после подбора количества зубьев колес их необходимо проверить на выполнение условий соседства сателлитов и правильного зацепления.

Для решения поставленной задачи берем: $x = \frac{1}{3}$; $g = 1$ (величину x не рекомендуется брать равной 1).

Определяем величину y :

$$y = \frac{(u_{1H} - 1)x - g}{(u_{1Y} - 1)(x + g)} = \frac{(14 - 1)\frac{1}{3} - 1}{(14 - 1)\left(\frac{1}{3} + 1\right)} = \frac{5}{26}.$$

Определяем количество зубьев колес планетарного редуктора:

$$z_1 : z_2 : z'_2 : z_3 : \gamma = \frac{k}{y(u_{1H} - 1)} : k : kx : \frac{kx}{y} : \frac{(u_{1H} - 2)x}{y(u_{1H} - 1)}.$$

$$z_1 : z_2 : z'_2 : z_3 : \gamma = \frac{3}{\frac{5}{26}(14 - 1)} : 3 : 3 \cdot \frac{1}{3} : \frac{3 \cdot \frac{1}{3}}{\frac{5}{26}} : \frac{(14 - 2)\frac{1}{3}}{\frac{5}{26}(14 - 1)}.$$

$$z_1 : z_2 : z'_2 : z_3 : \gamma = \frac{6}{5} : 3 : 1 : \frac{26}{5} : \frac{8}{5}.$$

Поскольку $\gamma = \frac{8}{5}$ должно быть целым числом, то, умножив все члены правой части равенства на 20, получим:

$$z_1 : z_2 : z'_2 : z_3 : \gamma = 24 : 60 : 20 : 104 : 32.$$

Число зубьев колес планетарного редуктора соответственно равно: $z_1 = 24$; $z_2 = 60$; $z'_2 = 20$; $z_3 = 104$.

Проверяем условие соседства сателлитов:

$$\sin \frac{\pi}{k} > \frac{z_2 + 2h_a^*}{z_1 + z_2}, \quad \sin \frac{\pi}{k} > \frac{z'_2 + 2h_a^*}{z_1 + z'_2};$$

$$\sin \frac{\pi}{k} > \frac{z_2 + 2h_a^*}{z_2 + z_2}, \quad \sin \frac{\pi}{k} = \sin \frac{180^\circ}{3} = \sin 60^\circ = 0,866;$$

$$\frac{z_2 + 2h_a^*}{z_1 + z_2} = \frac{60 + 2 \cdot 1}{24 + 60} = 0,7381; \quad \frac{z'_2 + 2h_a^*}{z_1 + z'_2} = \frac{20 + 2 \cdot 1}{104 - 20} = 0,2619.$$

Условие соседства сателлитов выполняется, поскольку $\sin 60^\circ > 0,7381$.

Проверяем условие правильного зацепления:

$$m_{12}(z_1 + z_2) \geq 17; z_2 \geq 17; z'_2 \geq 20; z_3 \geq 85; z_3 - z_2 \geq 8.$$

Условие правильного зацепления выполняется, поскольку $z_1 = 24$ (больше 17); $z_2 = 60$ (больше 17); $z'_2 = 20$ (равно 20); $z_3 = 104$ (больше 85); $z_3 - z_2 = 104 - 60 = 44$ (больше 8).

Определяем передаточное отношение редуктора:

$$u_{1H} = 1 - u_{13}^{(H)} = 1 + \frac{z_2 z_3}{z_1 z'_2} = 1 + \frac{60 \cdot 104}{24 \cdot 20} = 14.$$

Количество зубьев колёс планетарного редуктора $z_1 = 24$; $z_2 = 60$; $z'_2 = 20$; $z_3 = 104$ выбрано правильно. Это количество обеспечивает выполнение всех необходимых условий и точное воспроизведение заданного передаточного отношения редуктора.

Пример 3. Определить количество зубьев колес планетарного редуктора с двумя внешними зацеплениями (рис. 1.30), если известна величины его передаточного отношения $u_{1H} = -4$ и количество сателлитов $k = 4$. Числа зубьев колес должно соответствовать условию $17 \leq z \leq 180$. Зубчатые колеса должны изготавливаться стандартным инструментом ($\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$) без смещения.

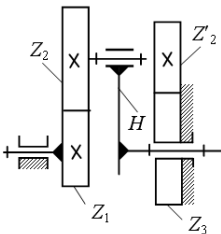


Рис. 1.30. Планетарный механизм с двумя внешними зацеплениями

Примечания:

1. В уравнение для определения количества зубьев колес редуктора величину u_{1H} для механизма с двумя внешними зацеплениями следует подставлять со знаком «минус».

2. Если условия соседства сателлитов или правильного зацепления не выполняются, необходимо повторить весь расчет при новом значении x .

Решение

Передаточное отношение механизма:

$$u_{1H} = 1 - u_{13}^{(H)} = 1 - \frac{z_2 z_3}{z_1 z'_2},$$

где $u_{13}^{(H)} = \frac{z_2 z_3}{z_1 z'_2}$ – передаточное отношение обращённого механизма.

Условие соосности:

$$m_{12}(z_1 + z_2) = m_{2'3}(z'_2 + z_3),$$

где m_{12} – модуль зубчатых колёс z_1 и z_2 ; $m_{2'3}$ – модуль зубчатых колёс z'_2 и z_3 .

Это условие можно записать в виде:

$$g(z_1 + z_2) = m_{2'3}(z'_2 + z_3),$$

где $g = \frac{m_{12}}{m_{2'3}}$ – отношение модулей.

Условие соседства сателлитов (для зубчатых колёс без смещения):

$$\sin \frac{\pi}{k} > \frac{z_2 + 2h_a^*}{z_1 + z_2}, \quad \sin \frac{\pi}{k} > \frac{z'_2 + 2h_a^*}{z'_2 + z_3};$$

где k – количество сателлитов; h_a^* – коэффициент высоты головки зуба.

Условие сборки: $\frac{z_3}{k} (1 - u_{31}^{(H)}) = \gamma$, где γ – любое целое число.

Условие правильного зацепления (при $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$):

$$z_1 \geq 17; z_2 \geq 17; z'_2 \geq 17; z_3 \geq 17.$$

Обозначаем: $\frac{z'_2}{z_2} = x$; $\frac{z'_2}{z_3} = y$.

Из условия соосности $y = \frac{gu_{31}^{(H)} - x}{x - g}$.

Значения величин g и x должны соответствовать неравенству:

$$gu_{31}^{(H)} < x < g.$$

Уравнение для определения количества зубьев колёс планетарного механизма с двумя внешними зацеплениями:

$$z_1 : z_2 : z'_2 : z_3 : \gamma = \frac{k(g-x)}{1-u_{1H}} : k\left(x - \frac{g}{1-u_{1H}}\right) : kx\left(x - \frac{g}{1-u_{1H}}\right) : kx(g-x) : \\ : x(g-x) \frac{u_{1H}}{u_{1H}-1}.$$

Это уравнение обеспечивает выполнение только условий соосности и сборки по заданному передаточному отношению механизма. Поэтому после подбора количества зубьев колёс его необ-

ходимо проверить на выполнение условий соседства спутников и правильного зацепления.

Для решения поставленной задачи считаем, что: $x = \frac{2}{5}$; $g = 1$; (величина x не должна быть равна 1). Проверяем, соответствуют ли значения g и x неравенству:

$$g u_{31}^{(H)} < x < g.$$

Находим $u_{31}^{(H)}$:

$$u_{31}^{(H)} = \frac{1}{u_{13}^{(H)}} = \frac{1}{1 - u_{1H}} = \frac{1}{1 - (-4)} = \frac{1}{5}.$$

Подставив значения g , x и u'_{31} в неравенство, получим:

$$1 \cdot \frac{1}{5} < \frac{2}{5} < 1.$$

Итак, выбранные значения g и x соответствуют неравенству.

Определяем количество зубьев колес планетарного редуктора:

$$z_1 : z_2 : z'_2 : z_3 : \gamma = \frac{k(g-x)}{1-u_{1H}} : k\left(x - \frac{g}{1-u_{1H}}\right) : kx\left(x - \frac{g}{1-u_{1H}}\right) : kx(g-x) : x(g-x) \frac{u_{1H}}{u_{1H}-1}.$$

Подставив числовые значения, получим:

$$\begin{aligned} z_1 : z_2 : z'_2 : z_3 : \gamma &= \frac{4\left(1 - \frac{2}{5}\right)}{1 - (-4)} : 4\left(\frac{2}{5} - \frac{1}{1 - (-4)}\right) : 4 \cdot \frac{2}{5} \left(\frac{2}{5} - \frac{1}{1 - (-4)}\right) : \\ &: 4 \cdot \frac{2}{5} \left(1 - \frac{2}{5}\right) : \frac{2}{5} \left(1 - \frac{2}{5}\right) \frac{-4}{-4-1}. \\ z_1 : z_2 : z'_2 : z_3 : \gamma &= \frac{12}{25} : \frac{4}{5} : \frac{8}{25} : \frac{24}{25} : \frac{24}{125}. \end{aligned}$$

Поскольку $\gamma = \frac{24}{125}$ должно быть целым числом, то, умножив

все члены правой части уравнения на $\frac{125}{2}$, получим:

$$z_1 : z_2 : z'_2 : z_3 : \gamma = 30 : 50 : 20 : 60 : 12.$$

Число зубьев колес планетарного редуктора соответственно равно:

$$z_1 = 30; z_2 = 50; z'_2 = 20; z_3 = 60.$$

Проверяем условие соседства сателлитов:

$$\sin \frac{\pi}{k} > \frac{z_2 + 2h_a^*}{z_1 + z_2}, \quad \sin \frac{\pi}{k} > \frac{z'_2 + 2h_a^*}{z'_2 + z_3};$$

$$\sin \frac{\pi}{k} = \sin \frac{180^\circ}{4} = \sin 45^\circ = 0,7071;$$

$$\frac{z_2 + 2h_a^*}{z_1 + z_2} = \frac{50 + 2 \cdot 1}{30 + 50} = 0,65; \quad \frac{z'_2 + 2h_a^*}{z'_2 + z_3} = \frac{20 + 2 \cdot 1}{60 + 20} = 0,275.$$

Условие соседства сателлитов выполняется, поскольку $\sin 45^\circ > 0,65$.

Проверяем условие правильного зацепления:

$$z_1 \geq 17; z_2 \geq 17; z'_2 \geq 17; z_3 \geq 17.$$

Условие правильного зацепления выполняется, поскольку количество зубьев всех колес больше 17.

Определяем передаточное отношение редуктора:

$$u_{1H} = 1 - u_{13}^{(H)} = 1 - \frac{z_2 z_3}{z_1 z'_2} = 1 - \frac{50 \cdot 60}{30 \cdot 20} = -4.$$

Количества зубьев колёс планетарного редуктора $z_1 = 30$; $z_2 = 50$; $z'_2 = 20$; $z_3 = 60$ определены правильно. Они обеспечивают выполнение всех необходимых условий и точное воспроизведение заданного передаточного отношения редуктора.

Кинематическое исследование планетарных механизмов графическим методом

Суть графического метода кинематического исследования планетарных механизмов заключается в построении плана линейных и угловых скоростей звеньев. Этот метод очень прост и нагляден, что особенно важно для исследования сложных механизмов.

Пример 4. Построить план линейных скоростей и план частот вращения звеньев планетарного редуктора (рис. 1.31), если главный вал редуктора (звено z_1) вращается с частотой $n_1 = 1500$ об/мин, а количество зубьев колес $z_1 = 24$, $z_3 = 96$. Зубчатые колеса цилиндрические прямозубые, нарезанные без смещения инструмента. Модуль колес $m = 5$ мм. Определить графическим методом частоты вращения звеньев механизма и его передаточное отношение.

Решение

1. Строим план механизма в двух проекциях, для чего определим количество зубьев сателлита z_2 . Из условия соосности имеем:

$$d_1 + 2d_2 = d_3 \text{ или } z_1 + 2z_2 = z_3.$$

$$\text{откуда } z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2} = \frac{96 - 24}{2} = 36.$$

Определяем основные размеры зубчатых колес:

$$d_{w1} = d_1 = m \cdot z_1 = 5 \cdot 24 = 120 \text{ мм};$$

$$d_{w2} = d_2 = m \cdot z_2 = 5 \cdot 36 = 180 \text{ мм};$$

$$d_{w3} = d_3 = m \cdot z_3 = 5 \cdot 96 = 480 \text{ мм}.$$

1. Для построения плана механизма выбираем масштабный коэффициент длин. Задаемся длиной отрезка \bar{d}_3 , которым будем изображать на чертеже диаметр колеса. Считаем, что $\bar{d}_3 = 96$ мм.

$$\text{Тогда масштабный коэффициент } k_l = \frac{d_3}{\bar{d}_3} = \frac{0,480}{96} = 0,005 \text{ м/мм}.$$

2. Строим план скоростей, для чего находим величину линейной скорости точки P_1 на центральном колесе I :

$$V_{P1} = \frac{\pi n_1}{30} r_1 = \frac{3,14 \cdot 1500}{30} \cdot \frac{0,120}{2} = 9,42 \text{ м/с}.$$

Задаём длину отрезка $\overline{P_1'a}$, которым будем изображать скорость V_{P1} на плане скоростей, и определяем масштабный коэффициент.

Считаем, что $\overline{P_1'a} = 58$ мм,

$$\text{тогда } k_V = \frac{V_{P1}}{P_1'a} = \frac{9,42}{58} = 0,162 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}.$$

Для построения плана скоростей проводим перпендикулярно оси механизма линию MM и проецируем на нее точки O_1, O_2, P_1 и P_2 .

Из точки P_1' перпендикулярно линии MM откладываем отрезок $\overline{P_1'a}$. Соединив точку a с точкой O_1' , получим план скоростей для колеса I .

Построим план скоростей сателлита 2 , для которого уже известны скорости двух точек – P_1 и P_2 . Скорость точки P_1 сателлита 2 будет

равна скорости точки P_1 колеса I , а скорость точки P_2 спутника будет равна нулю, поскольку эта точка является полюсом сцепления спутника с неподвижным колесом 3 . Соединив прямой линией точки P'_2 и a , получим закон распределения скоростей спутника. Скорость точки O_2 спутника будет изображаться на плане скоростей отрезком O'_2b .

Скорость точки O_2 спутника является одновременно и скоростью центра подшипника водила H , которое вращается вокруг точки O_1 .

Соединив на плане скоростей точки O'_1 и b , получим прямую O'_1b , которая представляет собой закон распределения скоростей водила H .

3. Строим план частот вращения.

Через произвольно выбранную точку S на прямой MM проводим линию NN , перпендикулярную линии MM . Откладываем на прямой MM отрезок \overline{Sf} произвольной длины. Через точку f проводим прямые, параллельные линиям O'_1a , O'_1b и P'_2a . Точки пересечения этих прямых с линией NN обозначаем соответственно n_1 , n_H и n_2 . Отрезки $\overline{Sn_1}$, $\overline{Sn_2}$ и $\overline{Sn_H}$ представляют собой в некотором масштабе соответственно частоты вращения колеса I , спутника 2 и водила H .

Пусть $\overline{Sf} = 12$ мм. Тогда масштабный коэффициент плана частот:

$$k_n = \frac{30k_V}{\pi \overline{Sf} k_l} = \frac{30 \cdot 0,162}{3,14 \cdot 12 \cdot 0,005} = 25,8 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем частоты вращения звеньев механизма по плану частот:

$$n_1 = k_n \overline{Sn_1} = 25,8 \cdot 58 = 1496 \text{ об/мин};$$

$$n_2 = k_n \overline{Sn_2} = 25,8 \cdot 21 = 542 \text{ об/мин};$$

$$n_H = k_n \overline{Sn_H} = 25,8 \cdot 11,5 = 296,7 \text{ об/мин}.$$

4. Определяем передаточное отношение планетарного механизма по плану частот:

$$u_{1H} = \frac{n_1}{n_H} = \frac{k_n \overline{Sn_1}}{k_n \overline{Sn_H}} = \frac{\overline{Sn_1}}{\overline{Sn_H}} = \frac{58}{11,5} = 5,04.$$

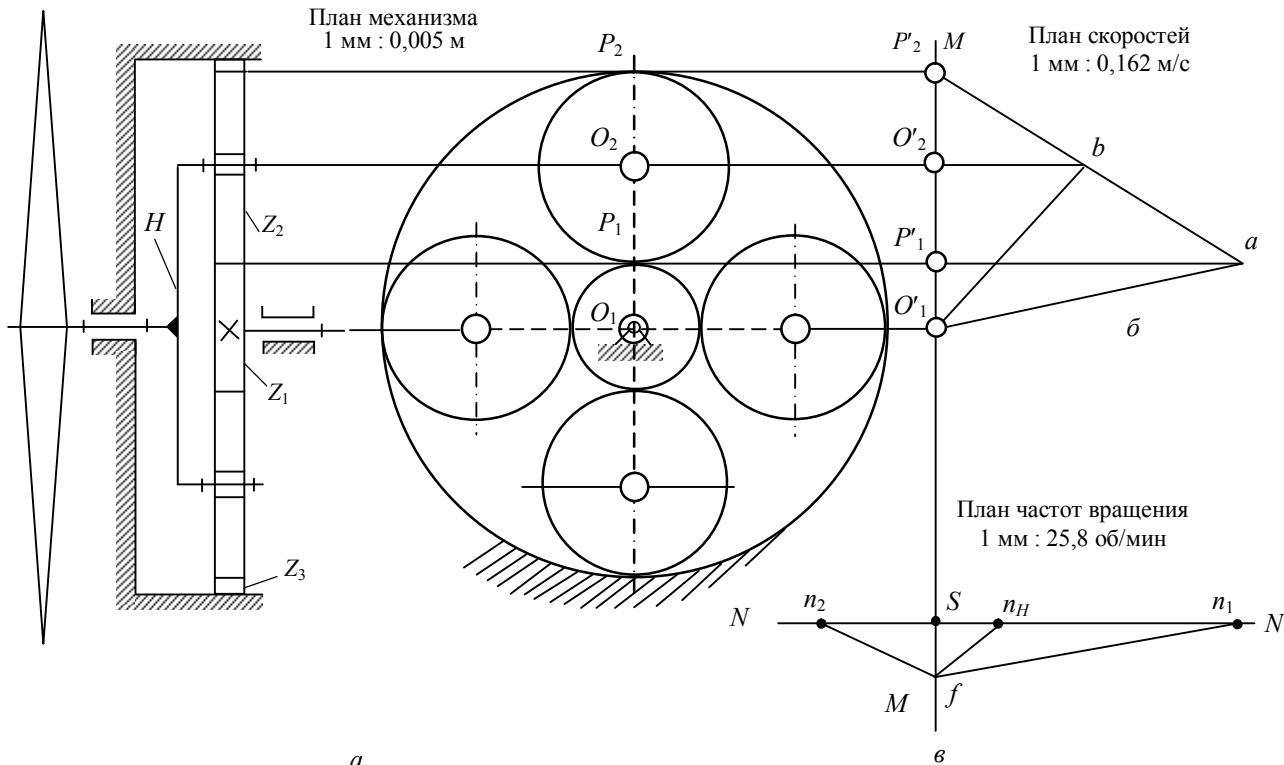


Рис. 1.31. План механизма (а), план скоростей (б) и план частот вращения (в) планетарного редуктора

Находим передаточное отношение механизма аналитическим методом:

$$u_{1H} = 1 - u_{13}^{(H)} = 1 + \frac{z_3}{z_1} = 1 + \frac{80}{20} = 5.$$

Разница между величинами передаточного отношения механизма, найденными аналитическим и графическим методами, незначительна.

Примеры оформления и выполнения построений второго листа курсовой работы «Кинематическое исследование планетарных механизмов графическим методом» для различных типов планетарных редукторов приведены в приложениях Б, В, Г.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

В технике чаще всего применяются эвольвентные зубчатые передачи, в которых боковой профиль зубьев зубчатых колес очерчен эвольвентой. Эвольвентные зубчатые колеса изготавливают способами копирования и огибания (обкатки).

Способом копирования (дисковыми или пальцевыми фрезами) изготавливают колеса только с равномерно распределённым шагом, в которых толщина зуба по делительной окружности равна ширине впадины. При этом большинство колес производится с погрешностью.

Способ огибания позволяет устранить указанный недостаток. При этом способе геометрия и параметры нарезного колеса определяются не только параметрами инструмента (зубчатого колеса-долбяка, червячной фрезы или зубчатой рейки-долбяка), но и его положением относительно колеса.

Если зубчатое колесо нарезается способом огибания зубчатой рейкой, то делительная (средняя) прямая рейки может либо касаться делительной окружности нарезного колеса (нулевая установка инструмента), либо быть удаленной от делительной окружности (положительная установка), или пересекать эту окружность (отрицательная установка).

Расстояние между делительной прямой рейки и делительной окружностью нарезного зубчатого колеса называется смещением инструмента. Смещение выражают в виде произведения модуля m и коэффициента смещения x , присваивая ему знак.

Коэффициентом смещения x называется отношение смещения инструмента к модулю зубчатого колеса.

При нулевой установке ($mx = 0, x = 0$) зубчатое колесо нарезается без смещения инструмента. В этом случае получаем колесо с равномерно распределённым шагом (нулевое или нормальное колесо), у которого толщина зуба S по делительной окружности равна ширине впадины

$$e \left(S = e = \frac{p}{2} = \frac{\pi m}{2} \right).$$

При положительной установке инструмента ($mx > 0, x > 0$) нарезается зубчатое колесо с положительным смещением (положительное колесо). В этом случае получаем колесо с неравномерно распределённым шагом, у которого толщина зуба S по делительной окружности больше ширины впадины

$$e \left(S > e, S = \frac{\pi m}{2} + 2mxtg\alpha \right).$$

При отрицательной установке инструмента ($mx < 0, x < 0$) нарезается зубчатое колесо с отрицательным смещением (отрицательное колесо). В этом случае получаем колесо с неравномерно распределённым шагом, у которого $eS < e$, $S = \frac{\pi m}{2} + 2mxtg\alpha$ (в эту формулу x подставляется со своим знаком «минус»).

Во время нарезания зубчатых колес способом огибания возможно подрезание зубьев, если их количество меньше допустимого предела z_{min} . В случае стандартного инструмента (коэффициент высоты головки зуба $h_a^* = 1$; угол профиля $\alpha = 20^\circ$; коэффициент радиального зазора $c^* = 0,25$) имеем $z_{min} = 17$. Поэтому при проектировании колес без смещения, чтобы не было подреза, количество зубьев должно быть не меньше 17.

При $z < 17$, чтобы не было подрезания зуба, колесо должно быть изготовлено с положительным смещением инструмента. Минимальное значение коэффициента смещения при этом определяется по формуле

$$x_{min} = \frac{17 - z}{17}.$$

Если увеличивать коэффициент смещения, то толщина зуба по делительной окружности будет увеличиваться, а по окружности вершин - уменьшаться.

В зависимости от величины коэффициента суммы смещений различают:

- 1) передачи с нулевым x_{Σ} ($x_{\Sigma} = 0$);
- 2) передачи, у которых $x_{\Sigma} \neq 0$.

Передачи с нулевым x_{Σ} могут выполняться в двух вариантах:

- а) передачи, у которых $x_1 = 0$; $x_2 = 0$; $x_{\Sigma} = x_1 + x_2 = 0$;
- б) передачи, у которых $x_1 > 0$; $x_2 < 0$; $x_1 = -x_2$; $x_{\Sigma} = x_1 + x_2 = 0$.

Передачи без смещения, в которых оба колеса нарезаны без смещения инструмента ($x_1 = 0$; $x_2 = 0$; $x_{\Sigma} = x_1 + x_2 = 0$), называют нулевыми (нормальными).

Передачи со смещением, в которых одно колесо (с меньшим количеством зубьев) нарезано с положительным смещением инструмента, а второе - с таким же по абсолютной величине отрицательным смещением ($x_1 > 0$; $x_2 < 0$; $x_1 = -x_2$; $x_{\Sigma} = x_1 + x_2 = 0$), называют равносмещенными, или передачами с высотной коррекцией.

У передач с $x_{\Sigma} = 0$ начальные окружности колес совпадают с делительными окружностями ($r_{w1} = r_1$; $r_{w2} = r_2$); межосевое расстояние $a_w = a = r_1 + r_2$; угол зацепления $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$. Делительные окружности колес соприкасаются в полюсе зацепления и перекатываются друг по другу без скольжения.

У передач со смещением при $x_{\Sigma} = 0$ малое зубчатое колесо может иметь количество зубьев меньше z_{min} . Используется такая передача для предотвращения подрезания зубьев или предотвращения заклинивания передачи.

Передачи с $x_{\Sigma} \neq 0$ называют неравносмещенными или передачами с угловой коррекцией. Они также могут быть двух видов:

- а) передачи с $x_{\Sigma} > 0$;
- б) передачи с $x_{\Sigma} < 0$.

У передач с $x_{\Sigma} > 0$ радиусы начальных окружностей колес больше, чем радиусы делительных окружностей ($r_{w1} > r_1$; $r_{w2} > r_2$); межосевое расстояние $a_w = r_{w1} + r_{w2}$; $a_w > a$; угол зацепления $\alpha_w > 20^\circ$. Начальные окружности колес соприкасаются в полюсе зацепления и перекатываются друг по другу без скольжения. Делительные окружности колес отдалены друг от друга по межосевой линии на величину воспринимающего смещения um).

В передачах с $x_\Sigma < 0$ радиусы начальных окружностей меньше, чем радиусы делительных окружностей ($r_{W1} < r_1$; $r_{W2} < r_2$); межосевое расстояние $a_W = r_{W1} + r_{W2}$; $\alpha_W < \alpha$; угол зацепления $\alpha_W < 20^\circ$. Начальные окружности колес соприкасаются в полюсе зацепления и перекатываются друг по другу без скольжения, а делительные окружности колес пересекаются.

Передачи с $x_\Sigma < 0$ имеют низкие эксплуатационные качества.

Геометрический расчет эвольвентной зубчатой передачи внешнего зацепления

Рассмотрим на конкретном примере порядок геометрического расчета зубчатой передачи по заданному межосевому расстоянию.

Пример 5. Выполнить геометрический расчет цилиндрической прямозубой передачи внешнего зацепления при заданном межосевом расстоянии a_W .

Исходные данные: $\alpha_W = 48$ мм, $z_1 = 12$; $z_2 = 18$; $m = 3$ мм;
 $x_1/x_2 = 1,7$; ($\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$; $c^* = 0,25$).

Порядок расчета

1. Суммарное количество зубьев:

$$z_\Sigma = z_1 + z_2 = 12 + 18 = 30.$$

2. Угол зацепления:

$$\cos \alpha_W = \frac{m z_\Sigma \cos \alpha}{2 a_W} = \frac{3 \cdot 30 \cdot 0,94}{2 \cdot 48} = 0,881.$$

$$\alpha_W = 0,4928; \alpha_W = 28^\circ 14'; \operatorname{tg} \alpha = 0,5370.$$

$$\operatorname{inv} \alpha_W = \operatorname{tg} \alpha_W - \alpha_W = 0,5370 - 0,4928 = 0,0442.$$

3. Коэффициент суммы смещений:

$$x_\Sigma = \frac{z_\Sigma (\operatorname{inv} \alpha_W - \operatorname{inv} \alpha)}{2 \operatorname{tg} \alpha} = \frac{30(0,0442 - 0,0149)}{2 \cdot 0,364} = 1,208.$$

4. Коэффициенты смещений:

Поскольку $x_1/x_2 = 1,7$, то $x_1 = 1,7x_2$. С другой стороны $x_1 + x_2 =$

$$x_\Sigma, \text{ потому } x_2 = \frac{x_\Sigma}{2,7} = \frac{1,208}{2,7} = 0,447; x_1 = x_\Sigma - x_2 = 1,208 - 0,447 =$$

0,761, поскольку $z_1 < 17$, то для отсутствия подрезания зуба должно быть выполнено условие: $x_1 \geq x_{1\min}$, где

$$x_{1\min} = \frac{17 - z_1}{17} = \frac{17 - 12}{17} = 0,294.$$

Условие выполняется.

5. Коэффициент воспринимающего смещения:

$$y = \frac{a_w - 0,5m z_\Sigma}{m} = \frac{48 - 0,5 \cdot 3 \cdot 30}{3} = 1.$$

6. Коэффициент уравнивающего смещения:

$$\Delta y = x_\Sigma - y = 1,208 - 1 = 0,208.$$

7. Диаметры делительных окружностей:

$$d_1 = mz_1 = 3 \cdot 12 = 36 \text{ мм};$$

$$d_2 = mz_2 = 3 \cdot 18 = 54 \text{ мм}.$$

8. Диаметры основных окружностей:

$$d_{b1} = mz_1 \cos \alpha = 3 \cdot 12 \cdot 0,94 = 33,84 \text{ мм};$$

$$d_{b2} = mz_2 \cos \alpha = 3 \cdot 18 \cdot 0,94 = 50,76 \text{ мм}.$$

9. Диаметры начальных окружностей:

$$d_{w1} = \frac{mz_1 \cos \alpha}{\cos \alpha_w} = \frac{3 \cdot 12 \cdot 0,94}{0,881} = 38,4 \text{ мм};$$

$$d_{w2} = \frac{mz_2 \cos \alpha}{\cos \alpha_w} = \frac{3 \cdot 18 \cdot 0,94}{0,881} = 57,6 \text{ мм}.$$

10. Проверка межосевого расстояния:

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{38,4 + 57,6}{2} = 48 \text{ мм}.$$

11. Диаметры окружностей вершин зубьев:

$$d_{a1} = m(z_1 + 2 + 2x_1 - 2\Delta y) = 3(12 + 2 + 2 \cdot 0,761 - 2 \cdot 0,208) = 45,318 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = m(z_2 + 2 + 2x_2 - 2\Delta y) = 3(18 + 2 + 2 \cdot 0,447 - 2 \cdot 0,208) = 61,443 \text{ мм}.$$

12. Диаметры окружностей впадин:

$$d_{f1} = m(z_1 - 2,5 + 2x_1) = 3(12 - 2,5 + 2 \cdot 0,761) = 33,066 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = m(z_2 - 2,5 + 2x_2) = 3(18 - 2,5 + 2 \cdot 0,447) = 49,982 \text{ мм}.$$

13. Проверка расчёта:

$$a_w = \frac{d_{a1}}{2} + \frac{d_{f2}}{2} + 0,25m = \frac{45,318}{2} + \frac{49,982}{2} + 0,25 \cdot 3 = 48 \text{ мм};$$

$$a_w = \frac{d_{a2}}{2} + \frac{d_{f1}}{2} + 0,25m = \frac{61,434}{2} + \frac{33,066}{2} + 0,25 \cdot 3 = 48 \text{ мм.}$$

14. Высота зуба:

$$h = 2,25m - \Delta y_m = 2,25 \cdot 3 - 0,208 \cdot 3 = 6,126 \text{ мм;}$$

$$h = \frac{d_{a1} - d_{f1}}{2} = \frac{45,318 - 33,066}{2} = 6,126 \text{ мм;}$$

$$h = \frac{d_{a2} - d_{f2}}{2} = \frac{61,434 - 49,182}{2} = 6,126 \text{ мм.}$$

15. Шаг зацепления:

$$p_w = \frac{\pi m \cos \alpha}{\cos \alpha_w} = \frac{3,14 \cdot 3 \cdot 0,94}{0,881} = 10,051 \text{ мм.}$$

16. Толщина зубьев по делительным окружностям:

$$S_1 = m \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha \right) = 3 \left(\frac{3,1416}{2} + 2 \cdot 0,761 \cdot 0,364 \right) = 6,374 \text{ мм;}$$

$$S_2 = m \left(\frac{\pi}{2} + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha \right) = 3 \left(\frac{3,1416}{2} + 2 \cdot 0,447 \cdot 0,364 \right) = 5,688 \text{ мм.}$$

17. Толщина зубьев по начальным окружностям:

$$\begin{aligned} S_{w1} &= d_{w1} \left(\frac{S_1}{d_1} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_w \right) = \\ &= 38,4 \left(\frac{6,374}{36} + 0,0149 - 0,0442 \right) = 5,674 \text{ мм;} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S_{w2} &= d_{w2} \left(\frac{S_2}{d_2} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_w \right) = \\ &= 57,6 \left(\frac{5,688}{45} + 0,0149 - 0,0442 \right) = 4,38 \text{ мм.} \end{aligned}$$

18. Толщина зубьев по основным окружностям:

$$S_{b1} = d_{b1} \left(\frac{S_1}{d_1} + \operatorname{inv} \alpha \right) = 33,84 \left(\frac{6,374}{36} + 0,0149 \right) = 6,496 \text{ мм;}$$

$$S_{b2} = d_{b2} \left(\frac{S_2}{d_2} + \operatorname{inv} \alpha \right) = 50,76 \left(\frac{5,688}{36} + 0,0149 \right) = 6,103 \text{ мм.}$$

19. Проверка зубьев на заострение. Толщина зубьев по окружностям вершин:

$$\cos \alpha_{a1} = \frac{d_{b1}}{d_{a1}} = \frac{33,84}{45,318} = 0,7467;$$

$$\alpha_{a1} = 0,7277; \alpha_{a1} = 41^{\circ}42'; \operatorname{tg} \alpha_{a1} = 0,8908;$$

$$\operatorname{inv} \alpha_{a1} = \operatorname{tg} \alpha_{a1} - \alpha_{a1} = 0,8908 - 0,7277 = 0,1631.$$

$$\cos \alpha_{a2} = \frac{d_{b2}}{d_{a2}} = \frac{50,76}{61,434} = 0,82625;$$

$$\alpha_{a2} = 0,5984; \alpha_{a2} = 34^{\circ}17'; \operatorname{tg} \alpha_{a2} = 0,6818;$$

$$\operatorname{inv} \alpha_{a2} = \operatorname{tg} \alpha_{a2} - \alpha_{a2} = 0,6818 - 0,5984 = 0,0834.$$

$$S_{a1} = d_{a1} \left(\frac{S_1}{d_1} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a1} \right) =$$

$$= 45,318 \left(\frac{6,374}{36} + 0,0149 - 0,1631 \right) = 1,31 \text{ мм};$$

$$S_{a2} = d_{a2} \left(\frac{S_2}{d_2} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a2} \right) =$$

$$= 61,434 \left(\frac{5,688}{54} + 0,0149 - 0,0834 \right) = 2,26 \text{ мм}.$$

Толщина зубьев по окружностям вершин должна быть не меньшей $0,2m$ ($S_{a1} \geq 0,2m$; $S_{a2} \geq 0,2m$). Условие выполняется.

20. Коэффициент перекрытия:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{1}{2\pi} (z_1 \operatorname{tg} \alpha_{a1} + z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2} - z_2 \operatorname{tg} \alpha_w) =$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 3,14} (12 \cdot 0,8908 + 18 \cdot 0,6818 - 30 \cdot 0,5370) = 1,09.$$

Коэффициент перекрытия должен быть не меньшим 1,05 ($\varepsilon_{\alpha} \geq 1,05$).

Построение геометрической картины эвольвентного зацепления

Пример 6. Построить геометрическую картину зацепления колес с эвольвентным профилем. Исходные данные и расчет геометрии зубчатой передачи приведены в предыдущей главе.

Решение.

Масштаб построения картины зацепления зубчатых колес выбираем так, чтобы высота зуба на чертеже была не меньше величины, указанной в задании на проектирование (40 – 60 мм). Учитывая размеры листа (рис. 1.32), изображаем на чертеже межосевое расстояние отрезком $\overline{O_1O_2} = 240$ мм. Тогда масштабный коэффициент длины:

$$1 \text{ мм} : 0,0002 \text{ м}$$

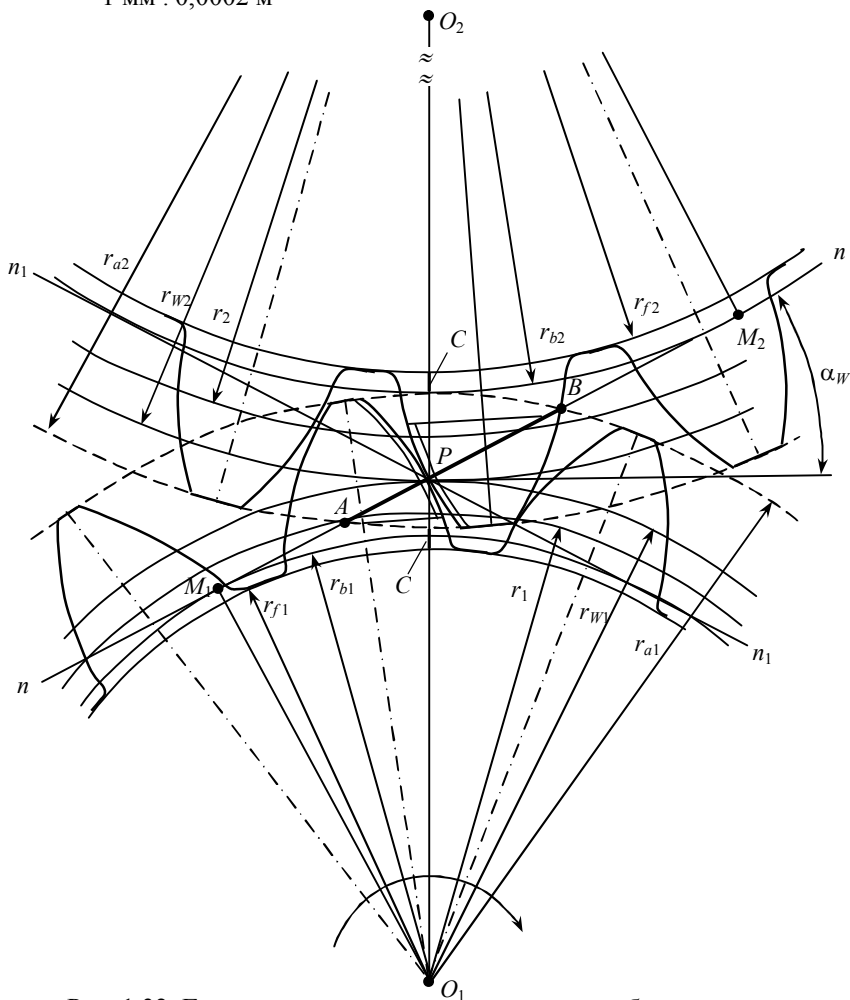


Рис. 1.32. Геометрическая картина зацепления зубчатых колес

$$k_l = \frac{a_w}{O_1O_2} = \frac{0,048}{240} = 0,0002 \text{ м/мм.}$$

Из центров O_1 и O_2 радиусами r_{w1} и r_{w2} проводим начальные окружности колес. Точка P их соприкосновения является полюсом зацепления. Далее радиусами r_{b1} и r_{b2} проводим основные окружности и общую касательную к ним $n-n$, которая будет представлять собой линию зацепления. Точки соприкосновения линии $n-n$ с основными окружностями обозначаем M_1 и M_2 . При отсутствии ошибок в расчетах и построениях прямая $n-n$ пройдет через полюс зацепления P , а прямые O_1M_1 и O_2M_2 будут перпендикулярны к линии зацепления.

Проводим через точку P перпендикуляр к межосевой линии O_1O_2 , который является касательным к начальным окружностям колес. Угол α_w между линией зацепления и перпендикуляром к межосевой линии называется углом зацепления. Измерив этот угол на чертеже ($\alpha_w = 28^\circ$), убедимся, что он равен углу зацепления, найденному аналитическим способом.

Далее радиусами r_{a1} и r_{a2} проводим окружности вершин, а радиусами r_{f2} и r_{f2} – окружности впадин зубчатых колес. Расстояние (зазор) c между окружностью вершин одного колеса и окружностью впадин второго колеса передачи всегда равно $0,25m$. Надо убедиться, что на чертеже $c = 0,25m$.

При построении геометрической картины зацепления колес принято изображать пару сопряженных зубьев колес в положении, когда они соприкасаются в полюсе зацепления P . Рассмотрим методику построения профиля зуба по его толщине на разных окружностях (рис. 1.33).

Для получения бокового профиля зуба от точки P откладываем по начальной окружности дугу, длина которой равна половине толщины зуба ($S_w/2$). Получаем точку 2, которая лежит на оси симметрии зуба. Через полученную точку 2 и центр O_1 колеса проводим прямую линию (ось симметрии зуба) до пересечения с окружностями вершин, делительной, основной соответственно в точках 1, 3, 4. Отложив от этих точек длины, которых равны половине толщины зуба по соответствующим окружностям, получим точки 1', 3', 4'. Соединив точки 1', 3', 4' плавной кривой, получим правый боковой профиль зуба. Аналогично можно получить точки 1'', 2'', 3'', 4'', которые лежат на левом боковом профиле зуба.

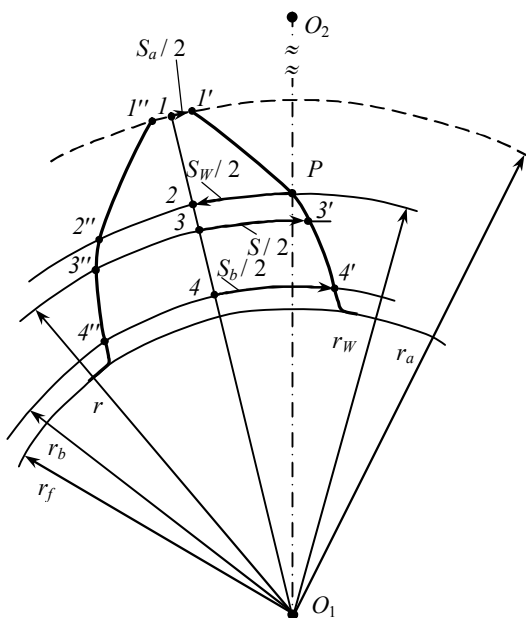


Рис. 1.33. Построение бокового профиля зуба зубчатого колеса

Боковой профиль зуба колеса очерчен эвольвентой, начальная точка которой лежит на основной окружности. Внутри основной окружности эвольвенты не существует. Поэтому участок профиля зуба между основной окружностью и окружностью впадин при $r_b > r_f$ очерчивают прямой линией по радиусу. Полученный линейный участок профиля сопрягают с окружностью впадин дугой радиуса $\rho = 0,38m$. Если $r_b < r_f$, то весь боковой профиль зуба будет эвольвентным. При этом эвольвенту сопрягают с окружностью впадин также дугой радиуса $0,38m$.

Описанным выше способом строим на чертеже сначала по одному зубу каждого колеса (см. рис. 1.32). Боковые профили зубьев соприкасаются в полюсе зацепления P .

Далее по начальной окружности колеса l слева и справа от оси симметрии зуба откладываем дуги, длина которых равна шагу зацепления p_w , или отрезки прямых (хорды), длину которых легко определить по формуле: $l_x = d_{w1} \sin(180^\circ/z_1)$. Получим точки, которые будут лежать на осях симметрии двух зубьев, соседних с нарисованным. Сами же оси симметрии зубьев получим путем проведения прямых через полученные точки и центр O_1 колеса l .

Проверяем величину угла между осями симметрии двух соседних зубьев. Этот угол должен быть равен $360^\circ/z_1$. Строим два соседних зуба путем переноса размеров построенного зуба или с помощью способа шаблонов. Аналогично строим на чертеже три зуба колеса 2. При этом следует помнить, что угол между осями симметрии двух соседних зубьев должен быть равным $360^\circ/z_2$.

На построенной картине зацепления зубья колеса 1 должны касаться зубьев колеса 2 в трех точках. Эти точки будут лежать на линии n_1n_2 , которая соприкасается с основными окружностями колес и проходит через полюс зацепления P . Нормаль n_1n_2 к профилям зубьев является линией зацепления для левых профилей зубьев колеса 1 и соответствующих им сопряженных профилей колеса 2.

Определяем границы рабочих участков профилей зубьев, используя метод нахождения сопряженных точек.

Наиболее удаленными от центров колес точками профилей зубьев, участвующих в зацеплении, будут точки, лежащие на окружностях вершин. Окружность вершин колеса 1 пересекает линию зацепления в точке B , а окружность вершин колеса 2 – в точке A . Следовательно, в точке A сопряженные профили зубьев входят в зацепление, а в точке B – выходят из зацепления. Процесс зацепления колес происходит на участке AB линии зацепления. Этот участок называется *активной линией зацепления*. При заданном направлении вращения только одна сторона зуба колеса передает или воспринимает усилия. В зацеплении участвует не весь профиль зуба, а его часть, которая называется *активным профилем*. Границей активного профиля зуба колеса 1 будет его точка, которая встретится в точке A на линии зацепления с точкой зуба колеса 2, лежащей на окружности вершин. Для определения положения этой точки на профиле зуба колеса 1 необходимо из центра O_1 провести дугу радиуса O_1A до пересечения с профилем.

Аналогично находим границу активного профиля зуба колеса 2. На чертеже активные профили выделены двойными линиями.

Определим коэффициент перекрытия зубчатой передачи по данным построенной картины зацепления:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{AB}{p_b},$$

где AB – длина активной линии зацепления; p_g – шаг по основной окружности.

$$\text{Значение коэффициента перекрытия: } \varepsilon_\alpha = \frac{48}{43,5} = 1,103.$$

Сравнив полученное значение коэффициента перекрытия с вычисленным аналитическим способом, заметим, что различие в величинах ε_α незначительно.

Пример оформления и выполнения построений 3 листа «Построение геометрической картины эвольвентного зацепления» приведен в приложении Д.

Раздел 2. ТИПОВЫЕ ЗАДАЧИ И ИХ РЕШЕНИЕ

2.1. Структурное исследование плоских механизмов

Задача 1. Определить степень свободы и структуру плоского механизма управления золотником гидросилителя гидросистемы самолета (рис. 2.1).

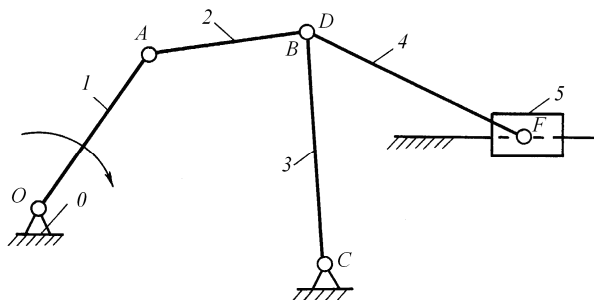


Рис. 2.1. Механизм управления золотником гидросилителя гидросистемы самолета

Решение:

1. Нумеруем все звенья механизма и определяем их общее количество. Цифрой 1 будем обозначать то звено, которому задают принудительное движение, а неподвижное звено – 0. Как видно из рис. 2.1, механизм имеет 6 звеньев: неподвижное звено 0 и 5 подвижных звеньев, то есть $n = 5$.

2. Определяем род, вид и количество кинематических пар, которые образуются звеньями механизма. Обозначаем буквами центры вращательных пар.

Звенья 0 и 1, 1 и 2, 2 и 3, 2 и 4, 3 и 0, 4 и 5 образуют пары 1-го рода (вращательные); звенья 5 и 0 – пару 1-го рода (поступательную). Таким образом, в механизме количество пар 1-го рода равно 7, количество пар 2-го рода – 0, т.е. $p_1 = 7, p_2 = 0$.

3. Определяем степень свободы механизма по формуле П. Л. Чебышева:

$$W = 3n - 2p_1 - 1p_2,$$

где n – количество подвижных звеньев механизма; p_1, p_2 – числа кинематических пар 1-го и 2-го родов соответственно.

$$W = 3n - 2p_1 - 1p_2 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 1 \cdot 0 = 1.$$

Степенью свободы механизма (или числом степеней свободы) называется число независимых принудительных движений, которые надо задать звеньям механизма, чтобы обеспечить вполне определенные (согласованные) движения всех остальных звеньев. Полученный результат ($W=1$) свидетельствует о том, что в исследуемом механизме для обеспечения согласованных движений всех звеньев механизма достаточно задать принудительное движение только одному звену.

4. Определяем структуру механизма.

Определить *структуру механизма* – значит установить, из каких групп звеньев состоит данный механизм и в каком порядке эти группы звеньев присоединяются друг к другу. Структура любого механизма включает *начальный механизм* (механизм I класса) и *группы Ассура* (в состав группы Ассура входят только подвижные звенья, а степень свободы группы Ассура равна нулю) и определяется по *структурной схеме механизма* (заменённому механизму), звенья которого образуют кинематические пары только 1-го рода (вращательные и поступательные).

Звенья рассматриваемого механизма образуют только кинематические пары 1-го рода, поэтому исходная схема механизма является также его структурной схемой. Поскольку степень свободы механизма $W=1$, то начальный механизм (механизм I класса) состоит из неподвижного звена (стояк 0) и одного начального звена (подвижное звено 1). Самая простая группа Ассура, которая состоит из двух звеньев и трех кинематических пар, называется *двухповодковой* или *диадой*. Существует пять видов диад (рис. 2.2).

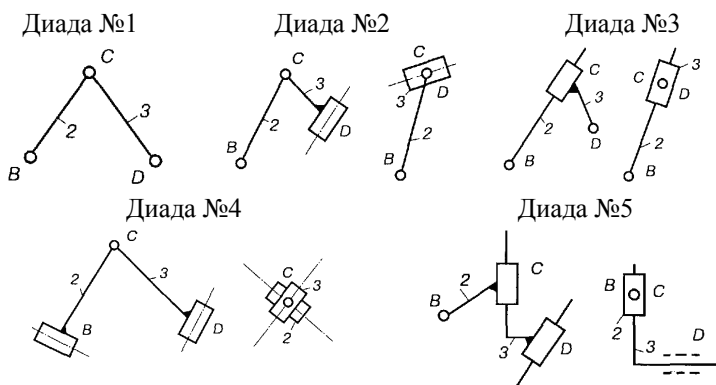
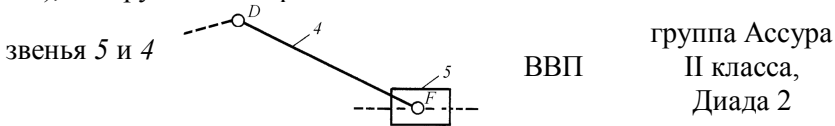


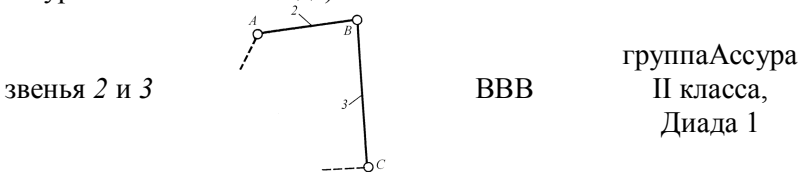
Рис. 2.2. Виды двухповодковых групп – диады (группы Ассура II класса, 2 порядка)

Запись структуры механизма проводят путем перечисления всех групп звеньев в порядке их отделения от механизма.

Итак, наиболее удаленной от начального звена I является группа Ассур, состоящая из двух звеньев 5 и 4 , которые образуют между собой и с остальными звеньями механизма три кинематические пары (две вращательные и поступательная). Эта группа звеньев является диадой № 2 (группой Ассур II класса 2-го вида). Отделив эту группу звеньев от механизма, легко убедиться в том, что оставшаяся часть механизма будет иметь ту же степень свободы ($W = 1$), которую имел первоначальный механизм.



Следующей от механизма можно отделить группу Ассур, состоящую из двух звеньев 3 и 2 и трех кинематических пар (трех вращательных). Эта группа звеньев является диадой № 1 (группой Ассур II класса 1-го вида).



После отделения групп Ассур остались звенья I и 0 , которые образуют начальный механизм (механизм I класса).



5. Выполняем запись структуры механизма. Эту запись делаем в строчку в последовательности обратной той, в которой группы звеньев отделяли от механизма. Итак, запись структуры рассмотренного механизма имеет вид:

I кл. ($I; 0$) \rightarrow II кл., диада 1 ($2; 3$) \rightarrow II кл., диада 2 ($4; 5$)

Задача 2. Определить степень свободы и структуру плоского механизма газораспределительного механизма двигателя вертолёта (рис. 2.3, а).

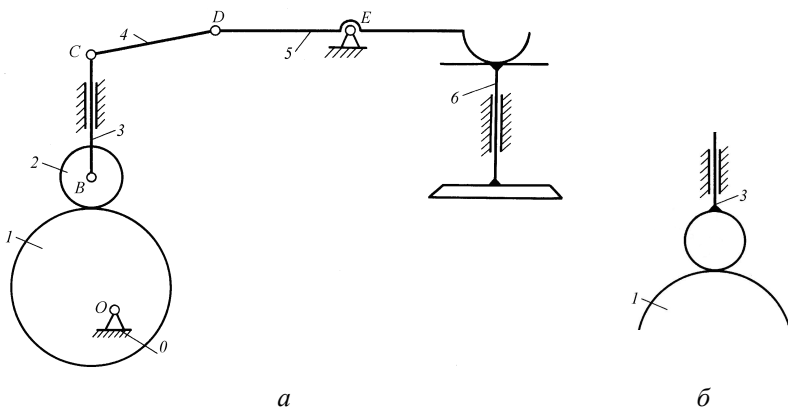


Рис. 2.3. Газораспределительный механизм двигателя вертолётa

Решение:

1. Нумеруем все звенья механизма и определяем их общее количество. Как видно из рис. 2.3, а, механизм имеет 1 неподвижное звено 0 и 6 подвижных звеньев, то есть $n = 6$.

2. Определяем род, вид и количество кинематических пар. Обозначаем буквами центры вращательных пар.

Звенья 0 и 1, 2 и 3, 3 и 4, 4 и 5, 5 и 0 образуют пары 1-го рода (вращательные); звенья 1 и 2, 5 и 6 – пары 2-го рода (вида ВП). Таким образом, в механизме количество пар 1-го рода равно 7, количество пар 2-го рода – 2, т.е. $p_1 = 7, p_2 = 2$.

3. Определяем степень свободы механизма

$$W = 3n - 2p_1 - 1p_2 = 3 \cdot 6 - 2 \cdot 7 - 1 \cdot 2 = 2.$$

Из полученного результата видно, что все звенья исследуемого механизма будут иметь полностью определенные движения в том случае, когда принудительные движения будут заданы двум звеньям механизма. В то же время, внимательно рассмотрев схему и исследовав работу механизма, видим, что положение звена 6 (клапана) полностью определяется положением только звена 1 (кулачка) – каждому положению звена 1 будет отвечать определенное положение звена 6. Следовательно, механизм будет работать так, будто он имеет одну степень свободы ($W = 1$). Это обусловлено тем, что ролик (звено 2) имеет круглую форму, и его ось вращения совпадает с геометрической осью. Поэтому вращение ролика не влияет на положение клапана и является лишней степенью свободы, а сам ролик является **пассивным** звеном. В данный механизм

ролик введен для уменьшения сил трения и износа звеньев. Если бы ролик был не круглым или при круглой форме ось вращения не совпадала бы с его геометрической осью, то положение клапана *б* определялось бы как положением кулачка *1*, так и положением ролика *2*. В этом случае для получения полностью определенного движения звена *б* нужно было бы задавать принудительное движение двум звеньям (кулачку и ролику).

4. Построение структурной схемы механизма.

В рассматриваемом механизме присутствуют как пары 1-го, так и 2-го родов. Следовательно, для проведения структурного анализа необходимо получить замененный механизм путем замены в исходном механизме пар 2-го рода парами 1-го рода в установленном порядке и построения структурной схемы механизма (рис. 2.4).

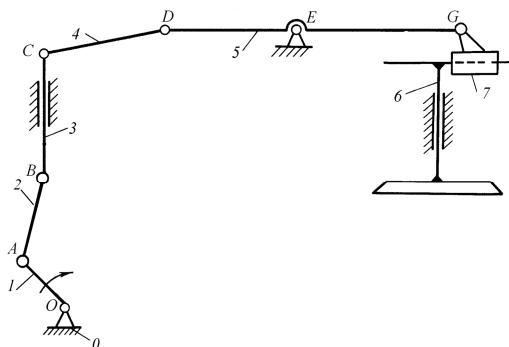


Рис. 2.4. Структурная схема газораспределительного механизма двигателя вертолѐта

Так, в исходном механизме (рис. 2.3, *а*) звенья *1* и *2* образуют пару 2-го рода и соприкасаются криволинейными профилями. Поскольку ролик является пассивным звеном, то при выполнении структурного анализа лишнюю степень свободы не учитываем, также как звено *2* и вращательную пару *B*, принимая, что ролик соединен со звеном *3* неподвижно (рис. 2.3, *б*). Тогда, при замене двухподвижной пары между роликом и кулачком двумя вращательными одноподвижными парами *A* и *B* получаем дополнительное звено *2*, которое совершает вращательное движение и центр которого находится на соприкосновении двух криволинейных профилей исходного механизма (рис. 2.4). Звенья *5* и *6* исходного механизма (рис. 2.3, *а*) также образуют пару 2-го рода и соприкасаются прямолинейным и криволинейным профилями. При замене

этой двухподвижной пары получим дополнительное звено 7, которое образует с другими звеньями механизма дополнительно одно-подвижные вращательную и поступательную пары (рис. 2.4). Центр G вращательной пары будет находиться в центре кривизны криволинейного профиля звена 5. Направляющей поступательной пары будет прямолинейный профиль звена 6. На структурной схеме механизма звено 1 (кулачок), являющееся кривошипом, изображено в виде прямой OA .

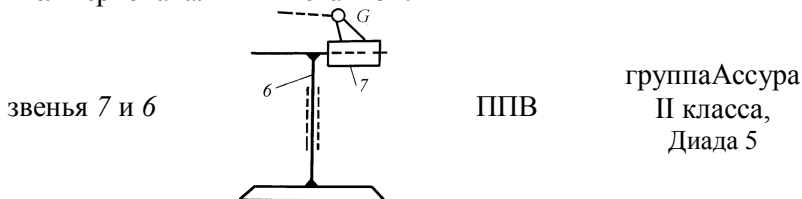
5. Определяем степень свободы замененного механизма, изображенного на рис. 2.4. Для этого нумеруем все звенья механизма и определяем количество подвижных звеньев: $n = 7$. Рекомендуется на структурной схеме механизма звенья нумеровать теми же цифрами, что и на исходной схеме, а дополнительные звенья – последующими цифрами. Определяем также число кинематических пар: $p_1 = 10$; $p_2 = 0$.

По формуле П. Л. Чебышева получим:

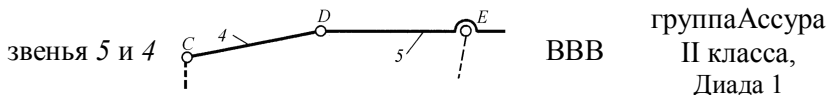
$$W = 3n - 2p_1 - 1p_2 = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 10 - 1 \cdot 0 = 1.$$

6. Определяем структуру механизма. Поскольку степень свободы механизма $W=1$, то начальный механизм (механизм I класса) состоит из неподвижного звена (стояк 0) и начального звена 1.

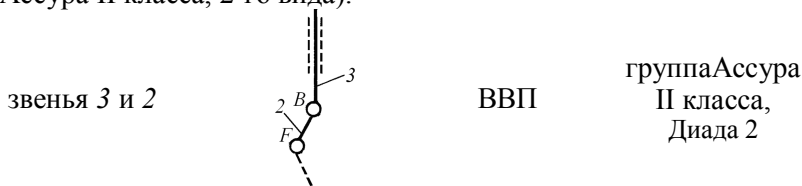
Наиболее удаленной от начального звена является группа Ассура, состоящая из двух звеньев 6 и 7, которые образуют между собой и с остальными звеньями механизма три кинематические пары (две поступательные и вращательную). Эта группа звеньев является диадой № 2 (группой Ассура II класса, 5-го вида). Отделив эту группу звеньев от механизма, легко убедиться в том, что оставшаяся часть механизма имеет ту же степень свободы ($W = 1$), которую имел первоначальный механизм.



Следующей от механизма можно отделить группу Ассура, состоящую из двух звеньев 5 и 4 и трех кинематических пар (трех вращательных). Эта группа звеньев является диадой № 1 (группой Ассура II класса, 1-го вида).



Далее можно отделить группу Ассур, состоящую из двух звеньев 3 и 2 и трех кинематических пар (поступательной и двух вращательных). Эта группа звеньев является диадой № 2 (группой Ассур II класса, 2-го вида).



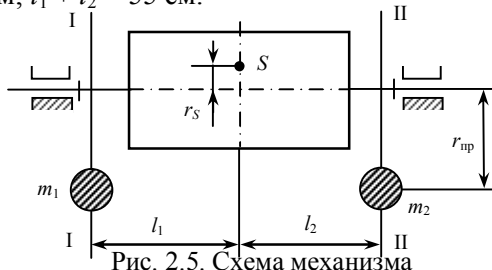
После отделения групп Ассур остались звенья 1, 0, которые образуют начальный механизм с $W = 2$ (механизм I класса).



7. Выполняем запись структуры механизма. Эту запись делаем в строчку в последовательности обратной той, в которой группы звеньев отделяли от механизма. Итак, запись структуры рассмотренного механизма имеет вид: I кл. (1; 0) → II кл., диада 2 (2; 3) → II кл., диада 1 (4; 5) → II кл., диада 5 (6; 7)

2.2. Балансировка вращающихся звеньев

Задача 1. Вращающееся звено уравновешено двумя противовесами m_1 и m_2 , установленными на равном расстоянии r_{np} от оси вращения (рис. 2.5). Определить массу звена m , расстояния l_1 и l_2 , если массы противовесов $m_1 = 37$ г, $m_2 = 23$ г; расстояние $r_s = 0,5$ мм; $r_{np} = 22$ см; $l_1 + l_2 = 55$ см.



Решение.

Вращающееся звено считается статически уравновешенным, если выполняется условие $\overline{m r_s} = \sum m_i \overline{r_i} = 0$,

Для двух противовесов можно записать:

$$m \cdot r_s - m_1 \cdot r_{\text{пр}} - m_2 \cdot r_{\text{пр}} = 0,$$

откуда

$$m = \frac{m_1 \cdot r_{\text{пр}} + m_2 \cdot r_{\text{пр}}}{r_s} = \frac{37 \cdot 220 + 23 \cdot 220}{0,5} = 26400 \text{ Г} = 26,4 \text{ кг}.$$

$$m_1 = \frac{m \cdot r_s \cdot l_2}{r_{\text{пр}} \cdot (l_1 + l_2)} \quad \text{и} \quad m_2 = \frac{m \cdot r_s \cdot l_1}{r_{\text{пр}} \cdot (l_1 + l_2)},$$

откуда находим

$$l_2 = \frac{m_1 \cdot r_{\text{пр}} \cdot (l_1 + l_2)}{m \cdot r_s} = \frac{37 \cdot 220 \cdot 550}{26400 \cdot 0,5} = 339,17 \text{ мм}$$

и

$$l_1 = \frac{m_2 \cdot r_{\text{пр}} \cdot (l_1 + l_2)}{m \cdot r_s} = \frac{23 \cdot 220 \cdot 550}{26400 \cdot 0,5} = 210,83 \text{ мм}$$

Ответ: $m = 26,4$ кг; $l_1 = 210,83$ мм; $l_2 = 339,17$ мм.

Задача 2. Вращающееся звено уравновешено двумя противовесами m_1 и m_2 , установленными на одинаковом расстоянии $r_{\text{пр}}$ от оси вращения (рис. 2.6). Определить массы противовесов, если масса звена $m = 37$ кг, расстояния: $r_s = 3$ мм; $l_1 = 12$ см; $l_2 = 23$ см; $r_{\text{пр}} = 25$ см.

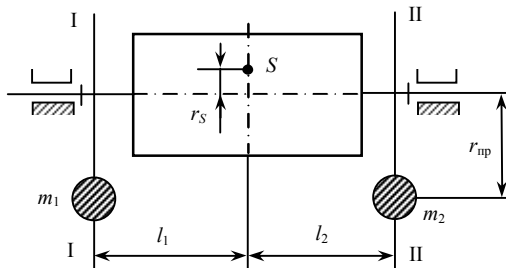


Рис. 2.6. Схема механизма

Решение.

Массы противовесов находим по следующим формулам:

$$m_1 = \frac{m \cdot r_s \cdot l_2}{r_{\text{пр}} \cdot (l_1 + l_2)} = \frac{37 \cdot 3 \cdot 230}{250 \cdot (120 + 230)} = 0,2912 \text{ кг}$$

и

$$m_2 = \frac{m \cdot r_s \cdot l_1}{r_{\text{пр}} \cdot (l_1 + l_2)} = \frac{37 \cdot 3 \cdot 123}{250 \cdot (120 + 230)} = 0,1522 \text{ кг}.$$

Ответ: $m_1 = 291,2 \text{ г}$; $m_2 = 152,2 \text{ г}$.

Задача 3. Звено массой $m = 2,5 \text{ кг}$ (рис. 2.7) вращается с постоянной частотой $n = 32000 \text{ об/мин}$. Определить силу инерции, которая будет действовать на звено, если центр масс звена смещен на расстояние $r_s = 0,1 \text{ мм}$ от оси вращения.

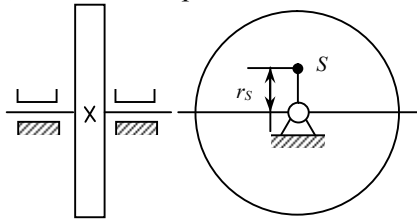


Рис. 2.7. Схема механизма

Решение:

Силу инерции, которая действует на звено, определяем из

уравнения: $P_i = \omega^2 \cdot m \cdot r_s = \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \cdot m \cdot r_s;$

$$P_i = \left(\frac{3,14 \cdot 32000}{30} \right)^2 \cdot 2,5 \cdot 0,0001 = 2807,35 \text{ Н}.$$

Ответ: $P_i = 2,81 \text{ кН}$.

2.3. Определение приведенного момента к звену приведения

Задача 1. Определить величину и направление приведенного момента сил $M_{\text{пр}}$, а также величину приведенного момента инерции $J_{\text{пр}}$. Моменты сил $M_2 = 30 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $M_3 = 50 \text{ Н}\cdot\text{м}$, а так же моменты инерции звеньев $J_1 = 0,1 \text{ кгм}^2$, $J_2 = 0,3 \text{ кгм}^2$ и $J_3 = 0,5 \text{ кгм}^2$ свести к звену приведения (звено 2, рис.2.8). Количество зубьев зубчатых колёс: $z_1 = 18$; $z_2 = 36$, $z_3 = 54$.

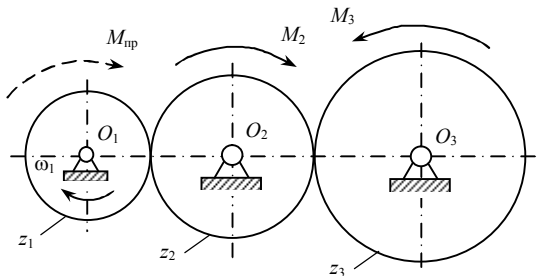


Рис. 2.8. Схема механизма

Решение:

Приведенный момент сил определяется по формуле

$$M_{np} = \sum \left[P_i \frac{V_i \cdot \cos \alpha_i}{\omega_k} + M_i \frac{\omega_i}{\omega_k} \right],$$

в состав которой входят две составляющие, характеризующие поступательное и вращательное движения приводимых звеньев. В нашем примере все звенья вращаются, поэтому поступательной составляющей момента не будет:

$$M_{np} = \sum \left[M_2 \frac{\omega_2}{\omega_k} + M_3 \frac{\omega_3}{\omega_k} \right].$$

Примем в качестве звена приведения звено I . Зададим направление действия M_{np} по часовой стрелке. Учитывая правило знаков для приведенного момента (если направления приведенного и приводимого моментов совпадают – ставим знак «+», противоположны – ставим «-») записываем формулу для приведенного момента сил:

$$M_{np} = \sum \left[M_2 \frac{\omega_2}{\omega_1} + (-)M_3 \frac{\omega_3}{\omega_1} \right],$$

где $\frac{\omega_2}{\omega_1} = u_{21}$, $\frac{\omega_3}{\omega_1} = u_{31}$. В свою очередь $u_{21} = -\frac{z_1}{z_2}$, $u_{31} = \frac{z_1}{z_3}$, тогда

$$M_{np} = \sum \left[-M_2 \frac{z_1}{z_2} - M_3 \frac{z_1}{z_3} \right]; M_{np} = \sum \left[-30 \frac{18}{36} - 50 \frac{18}{54} \right] = -31,67 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Знак «-» означает, что нами выбрано неправильно направление приведенного момента M_{np} .

Приведенный момент инерции определяется по формуле

$$J_{\text{пр}} = \sum \left[m_i \left(\frac{V_i}{\omega_k} \right)^2 + J_i \left(\frac{\omega_i}{\omega_k} \right)^2 \right], \text{ в состав которой входят две состав-}$$

ляющие, характеризующие поступательное и вращательное движение приводимых звеньев. Как и в случае расчёта приведенного момента сил поступательной составляющей не будет, так как все звенья совершают поступательное движение, тогда

$$J_{\text{пр}} = J_1 \left(\frac{\omega_1}{\omega_1} \right)^2 + J_2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + J_3 \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2,$$

где $\frac{\omega_2}{\omega_1} = u_{21}$, а $\frac{\omega_3}{\omega_1} = u_{31}$.

$$\text{Поскольку } \frac{\omega_2}{\omega_1} = u_{21}, \quad \frac{\omega_3}{\omega_1} = u_{31}, \text{ а, } u_{21} = -\frac{z_1}{z_2} = -\frac{18}{36} = -0,5,$$

$$u_{31} = \frac{z_1}{z_3} = \frac{18}{54} = 0,333, \text{ получим}$$

$$J_{\text{пр}} = J_1 + J_2(u_{21})^2 + J_3(u_{31})^2 = 0,1 + 0,3 \cdot 0,5^2 + 0,5 \cdot 0,333^2 = 0,23 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Ответ: $M_{\text{пр}} = 1,667 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $J_{\text{пр}} = 0,23 \text{ кгм}^2$.

Задача 2. Для заданного положения механизма (рис. 2.9) найти приведенный момент инерции, если известно: $m_2 = 2 \text{ кг}$; $m_3 = 4 \text{ кг}$; $J_{S1} = 0,1 \text{ кгм}^2$, $J_{S2} = 0,3 \text{ кгм}^2$; $l_{OA} = 30 \text{ мм}$; $l_{AB} = 60 \text{ мм}$; $l_{AS2} = 20 \text{ мм}$.

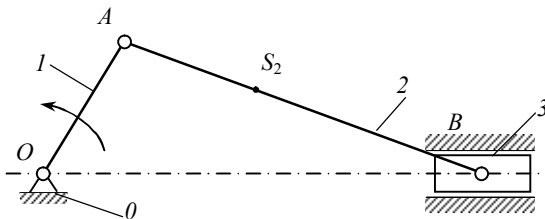


Рис. 2.9. Схема механизма

Решение:

Приведенный момент инерции определяется по формуле

$$J_{\text{пр}} = \sum \left[m_i \left(\frac{V_i}{\omega_k} \right)^2 + J_i \left(\frac{\omega_i}{\omega_k} \right)^2 \right].$$

Примем в качестве звена приведения звено 1. В нашем при-

мере звено 1 совершает только вращательное движение, звено 2 – вращательно-поступательное движение, а звено 3 движется поступательно. Таким образом

$$J_{np} = J_{S_1} \left(\frac{\omega_1}{\omega_1} \right)^2 + m_2 \left(\frac{V_{S_2}}{\omega_1} \right)^2 + J_{S_2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + m_3 \left(\frac{V_B}{\omega_1} \right)^2.$$

Угловые скорости ω_1 и ω_2 находим по формулам:

$$\omega_1 = \frac{V_A}{l_{OA}} \quad \text{и} \quad \omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{AB}}.$$

Неизвестные скорости V_A и V_{BA} определяем путем построения плана скоростей в произвольном масштабе, для чего на чертеже произвольно выбираем точку p (полюс плана скоростей) и откладываем от нее перпендикулярно OA в направлении вращения звена 1 отрезок произвольной длины, характеризующий скорость точки A (рис. 2.10).

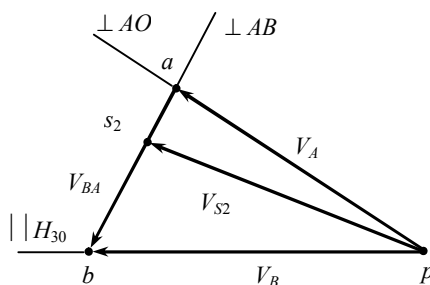


Рис. 2.10. План скоростей

Для определения скорости точки B составляем векторное уравнение $\overline{V_B} = \overline{V_A} + \overline{V_{BA}}$, где $\overline{V_A} \perp OA$; $\overline{V_{BA}} \perp BA$; $\overline{V_B} \parallel H_{30}$.

Решаем приведенное векторное уравнение графически. Для этого через точку a проводим прямую, перпендикулярную AB , а через точку p – прямую, параллельную направляющей H_{30} . На пересечении этих прямых ставим точку b . Отрезок pb изображает скорость точки B (V_B) в определенном масштабе, а отрезок ab – скорость точки B относительно точки A (V_{BA}). Вектор $\overline{V_B}$ направлен от точки p к точке b , вектор $\overline{V_{BA}}$ – от точки a к точке b . Скорость точки S_2 (V_{S_2}), принадлежащей звену 2, определяем на основании

теоремы об относительных скоростях точек одного звена.

Точка s_2 плана скоростей находится на отрезке \overline{ab} и располагается подобно точке S_2 между точками AB звена 2 плана механизма. Положение точки s_2 на плане скоростей находим, исходя из следующих пропорций:

$$\frac{\overline{AS_2}}{\overline{AB}} = \frac{\overline{as_2}}{\overline{ab}}; \text{ отсюда } \overline{as_2} = \overline{ab} \frac{\overline{AS_2}}{\overline{AB}} = 30 \cdot \frac{75}{210} = 10,7 \text{ мм.}$$

Откладываем на отрезке \overline{ab} плана скоростей от точки a отрезок $\overline{as_2}$, получаем точку s_2 . Соединяя s_2 с полюсом p , получим отрезок $\overline{ps_2}$, который характеризует скорость точки S_2 .

Таким образом, можем записать:

$$J_{\text{пр}} = J_{S_1} (1)^2 + m_2 \left(\frac{\overline{ps_2} l_{OA}}{pa} \right)^2 + J_{S_2} \left(\frac{\overline{ab} l_{OA}}{l_{AB} pa} \right)^2 + m_3 \left(\frac{\overline{pb} l_{OA}}{pa} \right)^2.$$

Длины отрезков определяем измерением из плана скоростей:

$$J_{\text{пр}} = 0,1 + 2 \cdot \left(\frac{0,048 \cdot 0,30}{0,044} \right)^2 + 0,3 \left(\frac{0,030}{0,6} \cdot \frac{0,30}{0,044} \right)^2 + 4 \left(\frac{0,042 \cdot 0,3}{0,044} \right)^2 = 0,677 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Ответ: $J_{\text{пр}} = 0,677 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Задача 3. Определить приведенный момент механизма методом жесткого рычага Жуковского, если известно: $F_2 = 4 \text{ Н}$; $F_3 = 7 \text{ Н}$; $\varphi = 60^\circ$. Размеры звеньев: $l_{OA} = 30 \text{ мм}$; $l_{AB} = 40 \text{ мм}$; $l_{AS_2} = 15 \text{ мм}$; $l_{BC} = 30 \text{ мм}$; $l_{BS_3} = 20 \text{ мм}$. Центр масс звена AB (2) расположен в точке S_2 , а центр масс звена BC (3) – в точке S_3 (рис. 2.11, а).

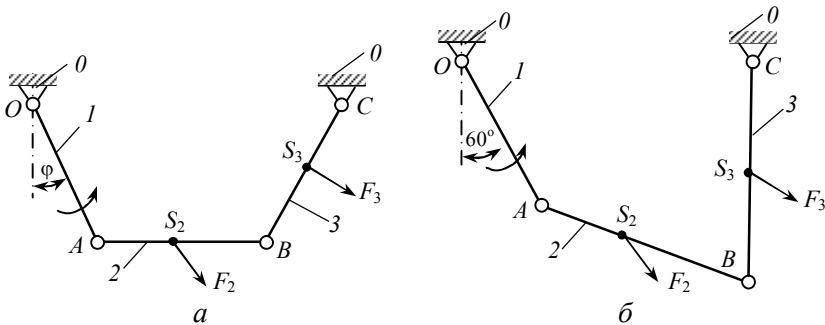


Рис. 2.11. Четырёхшарнирный механизм:
а – схема механизма; б – план механизма

Решение:

Строим план механизма в заданном положении с учетом масштаба (рис. 2.11, б).

Затем строим план скоростей для заданного положения механизма в произвольном масштабе (рис. 2.12, а) и поворачиваем его на 90° вокруг точки p (рис. 2.12, б). Переносим, сохраняя направление, все силы с плана механизма в соответствующие одноименные точки плана скоростей и прикладываем в точке a уравнивающую силу $F_{\text{уп}}$.

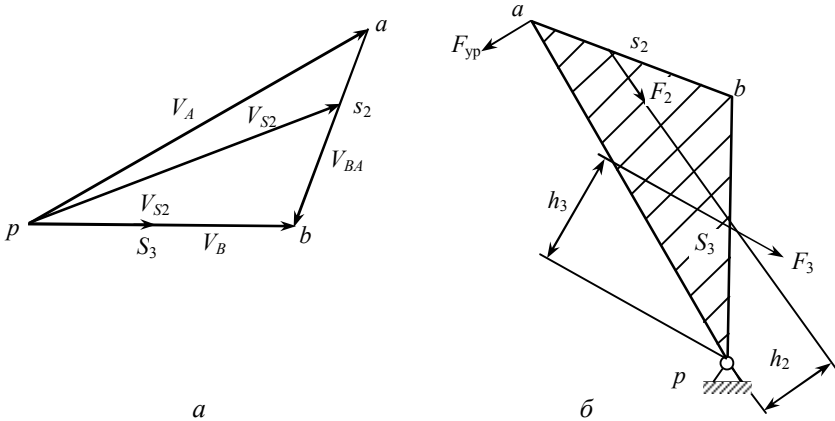


Рис. 2.12. Определение уравнивающей силы методом жесткого рычага Жуковского: а – план скоростей; б – рычаг Жуковского

Составляем уравнение моментов всех сил относительно полюса плана скоростей p

$$F_{\text{уп}} \cdot pa - F_2 \cdot h_2 - F_3 \cdot h_3 = 0.$$

Плечи всех сил подставляем в уравнение в миллиметрах, определяя их непосредственно из чертежа. Решая уравнения, находим:

$$F_{\text{уп}} = (F_2 \cdot h_2 + F_3 \cdot h_3) / pa = (4 \cdot 29 + 7 \cdot 41) / 138 = 2,92 \text{ Н.}$$

Определяем уравнивающий момент

$$M_{\text{уп}} = F_{\text{уп}} \cdot l_{\text{OA}} = 2,92 \cdot 0,03 = 0,0876 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Уравнивающий момент $M_{\text{уп}}$ уравнивает приведенный момент сил, приложенный к звену приведения I , то есть уравнивающий момент по величине равен приведенному моменту заданных сил $M_{\text{пр}} = -M_{\text{уп}}$; $M_{\text{уп}} = 0,0876 \text{ Н}\cdot\text{м}$, но направлен противоположно ему (рис.2.13).

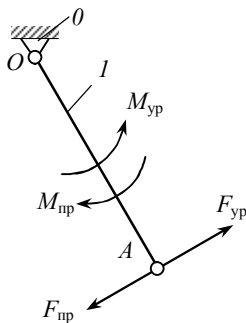


Рис. 2.13. Определение уравновешивающего момента на звене приведения

Ответ: $M_{np} = 0,0876 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

2.4. Расчёт зубчатых передач

Задача 1. Определить геометрические параметры нормального зубчатого колеса (рис. 2.14).

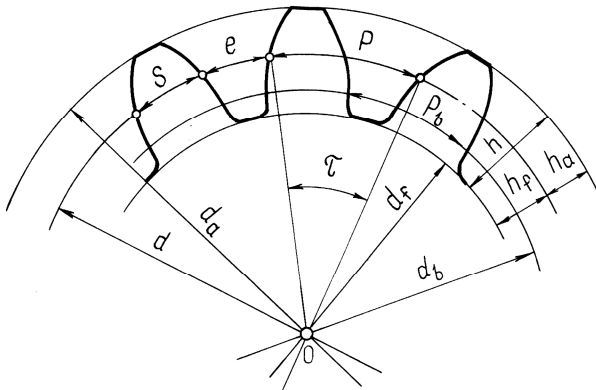


Рис. 2.14. Цилиндрическое эвольвентное зубчатое колесо без смещения

Для определения геометрических параметров нормального зубчатого колеса используем формулы, приведенные в табл. 2.1.

Формулы для определения параметров зубчатого колеса без смещения

Параметр	Формула
Высота головки зуба	$h_a = m$
Высота ножки зуба	$h_f = 1,25m$
Высота зуба	$h = 2,25m$
Шаг по делительной окружности	$P = \pi m$
Шаг по основной окружности	$p_b = \pi m \cos \alpha$
Толщина зуба по делительной окружности	$S = p/2 = \pi m/2$
Ширина впадин по делительной окружности	$e = p/2 = \pi m/2$
Диаметр делительной окружности	$d = mz$
Диаметр основной окружности	$d_b = mz \cos \alpha$
Диаметр окружности вершин	$d_a = m(z \pm 2)$
Диаметр окружности впадин	$d_f = m(z \mp 2,5)$

Примечание. В двух последних формулах нижние знаки относятся к колесам с внутренними зубьями.

$\alpha = 20^\circ$ – стандартный угол профиля зуба.

Задача 2. Определить передаточное отношение многоступенчатого зубчатого механизма (рис. 2.15), частоту вращения и направление вращения звена n_4 , если известно: частоту вращения $n_1 = 6000$ об/мин, числа зубьев зубчатых колес $z_1 = 30$; $z_2 = 60$; $z'_2 = 20$; $z_3 = 20$; $z'_3 = 18$; $z_4 = 72$.

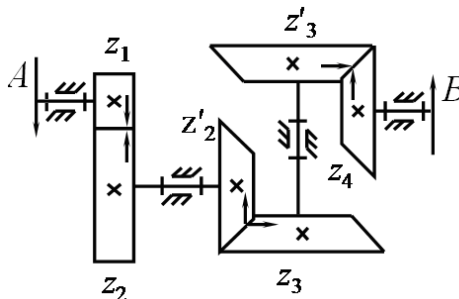


Рис. 2.15. Трехступенчатая зубчатая передача

Решение. Передаточное отношение многоступенчатой зубчатой передачи равняется произведению передаточных отношений отдельных ступеней:

$$u_{14} = u_{12}u_{23}u_{34},$$

где $u_{12} = \frac{z_2}{z_1}$, $u_{23} = \frac{z_3}{z_2'}$, $u_{34} = \frac{z_4}{z_3'}$, – передаточные отношения отдельных ступеней (одноступенчатых передач).

Тогда величина передаточного отношения механизма рассчитывается как

$$u_{14} = \frac{z_2 z_3 z_4}{z_1 z_2' z_3'} = \frac{60 \cdot 20 \cdot 72}{30 \cdot 20 \cdot 18} = 8.$$

Количество оборотов на входном валу можно найти из соотношения: $u_{14} = \frac{n_1}{n_4} \Rightarrow u_4 = \frac{n_1}{n_{14}} = \frac{6000}{8} = 750$ об/мин.

Направление вращения определяется таким образом: в случае внешнего зацепления зубчатых колес (колеса z_1 и z_2) колеса вращаются в разных направлениях и имеем знак « \leftarrow » перед передаточным отношением, при внутреннем зацеплении колес (колеса z_2' и z_3) колеса вращаются в одном направлении и передаточное отношение будет положительным.

Если в зубчатой передаче имеется хотя одна ступень с непараллельными осями колес, то передаточным отношением отдельных ступеней и общему передаточному отношению знаки (плюс или минус) не приписывают. А направление вращения любого звена определяют правилом стрелок, как это показано на рис. 2.15. Для этого задают направление движения, например, звену l . Прямая стрелка A , поставленная на валу колеса z_1 , указывает на то, что зубья этого колеса, видимые наблюдателю, двигаются сверху вниз. Согласно этому стрелками указывают направление движения всех других звеньев. Направление движения выходного звена b показано стрелкой B .

Ответ: $u_{14} = 16$, $n_1 = 750$ об/мин.

Задача 3. Для зубчатого механизма (рис. 2.16) определить количество зубьев z_3 , передаточные отношения u_{1H} , u_{H1} , частоту

вращения водила n_H , частоту вращения сателлита n_2 , если заданы: $z_1 = z_2 = 30$, $n_1 = 2000$ об/мин.

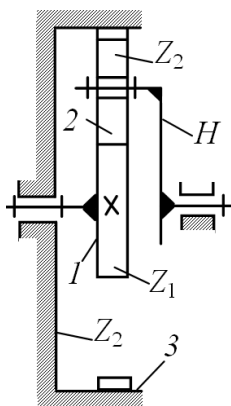


Рис.2.16. Зубчатый механизм

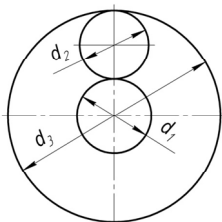


Рис. 2.17. Расчет диаметра колес

Решение:

Рассматриваемый механизм является планетарной передачей, поскольку зубчатое колесо 2 имеет ось подвижную в пространстве, а большее из центральных колес 3 – неподвижное.

Неизвестное количество зубьев z_3 найдем с помощью рис. 2.17:

$$d_3 = d_1 + 2d_2$$

Выразим диаметр делительной окружности через произведение $d = mz$, тогда

$$mz_3 = mz_1 + 2mz_2.$$

$$\text{Соответственно } z_3 = z_1 + 2z_2;$$

$$z_3 = 30 + 2 \cdot 30 = 90.$$

Определяем передаточное отношение u_{1H} с помощью формулы: $u_{1H} = 1 - u_{13}^{(H)}$.

С помощью обращенного механизма находим $u_{13}^{(H)}$:

$$u_{13}^{(H)} = -\frac{z_3}{z_1} = -\frac{90}{30} = -3.$$

$$u_{1H} = 1 - u_{13}^{(H)} = 1 + 3 = 4.$$

Передаточное отношение u_{H1} от водила к колесу 1 определяем с помощью формулы:

$$u_{H1} = \frac{1}{u_{1H}} = \frac{1}{1 - u_{13}^{(H)}} = \frac{1}{4} = 0,25.$$

Определяем частоту вращения водила n_H :

$$u_{1H} = \frac{n_1}{n_H}; \quad n_H = \frac{n_1}{u_{1H}} = \frac{2000}{4} = 500 \text{ об/мин.}$$

Определяем частоту вращения сателлита n_2 . В обращенном механизме звено 2 имеет частоту обращения $(n_2 - n_H)$, звено 3 имеет частоту обращения $(-n_H)$, звено 1 имеет частоту обращения $(n_1 -$

n_H), водило H имеет частоту обращения ($n_H - n_H = 0$). При этом

$$u_{12}^{(H)} = -\frac{z_2}{z_1} = -\frac{30}{30} = -1. \text{ Тогда } u_{12}^{(H)} = \frac{n_1 - n_H}{n_2 - n_H}, \text{ откуда}$$

$$n_2 = \frac{n_1 - n_H}{u_{12}^{(H)}} + n_H = \frac{200 - 500}{-1} + 500 = -1000 \text{ об/мин.}$$

Ответ: $z_3 = 90$, $u_{1H} = 4$, $u_H = 0,25$, $n_H = 500$ об/мин, $n_2 = -1000$ об/мин.

Задача 4. Для зубчатого механизма (рис. 2.18, а) определить передаточное отношение u_{H1} , частоту вращения n_1 , частоту вращения сателлита n_2 , если заданы: $z_1 = 60$, $z_2 = 20$, $z'_2 = 21$, $z_3 = 65$, $n_H = 315$ об/мин.

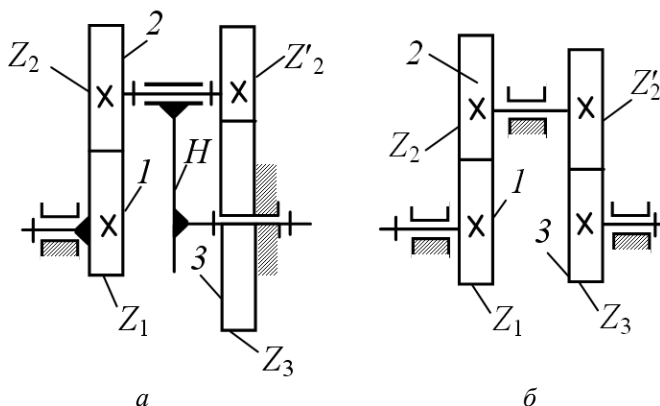


Рис. 2.18. Планетарная передача: а – исходный механизм; б – обращенный механизм

Решение:

Планетарный механизм состоит из водила H , сателлитов 2 и 2' и двух центральных колес 1 и 3, которые входят в зацепление с сателлитами. Колесо 3 неподвижно.

Передаточное отношение u_{41} от водила к колесу 1 можно определить с помощью формулы:

$$u_{H1} = \frac{1}{u_{1H}} = \frac{1}{1 - u_{13}^{(H)}}.$$

Из обращенного механизма (рис. 2.18, б) $u_{13}^{(H)} = \frac{z_2 z_3}{z_1 z'_2}$,

$$u_{1H} = 1 - \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'} = 1 - \frac{20 \cdot 65}{60 \cdot 21} = 0,032$$

$$u_{H1} = \frac{1}{u_{1H}} = \frac{1}{0,032} = 31,5.$$

Определяем частоту обращения центрального колеса n_1 :

$$u_{H1} = \frac{n_H}{n_1}, \quad n_1 = \frac{n_H}{u_{H1}} = \frac{315}{31,5} = 10 \text{ об/мин.}$$

Определяем частоту вращения сателлита n_2 .

В обращенном механизме (см. рис. 2.18, б) звено 2 имеет частоту вращения $(n_2 - n_H)$, звено 2' имеет частоту вращения $(n_2' - n_H)$, звено 3 имеет частоту вращения $(-n_H)$, звено 1 имеет частоту вращения $(n_1 - n_H)$, водило H имеет частоту вращения $(n_H - n_H = 0)$. При этом $u_{12}^{(H)} = -\frac{z_2}{z_1} = -\frac{20}{60} = -0,333$. Тогда $u_{12}^{(H)} = \frac{n_1 - n_H}{n_2 - n_H}$, откуда

$$n_2 = \frac{n_1 - n_H}{u_{12}^{(H)}} + n_H = \frac{10 - 315}{-0,333} + 315 = -600,9 \text{ об/мин.}$$

Ответ: $u_{H1} = 31,5$, $n_1 = 10$ об/мин, $n_2 = -600,9$ об/мин.

Задача 5. Для зубчатого механизма (рис. 2.19) определить передаточное отношение u_{1H} , частоту вращения n_2 , частоту вращения водила n_H , частоту вращения сателлита n_3 , если заданы: $z_1 = z_2' = z_3' = 20$, $z_2 = z_3 = 40$, $z_4 = 60$, $n_1 = 3000$ об/мин.

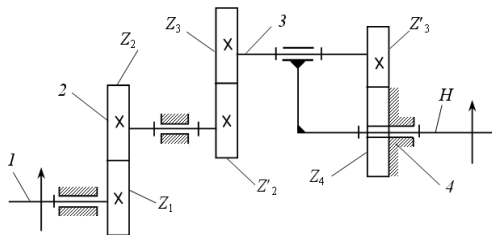


Рис. 2.19. Комбинированный зубчатый механизм

Решение:

Для определения общего передаточного отношения, необходимо механизм разложить на ступени. Прежде всего, нужно выделить планетарный механизм. К планетарному механизму относятся

водило H , сателлиты 3 и 3' и два центральных колеса 2' и 4. Зубчатые колеса 1 и 2 имеют недвижные оси вращения, не входят в зацепление с сателлитами и образуют обычную зубчатую передачу.

Тогда передаточное отношение зубчатого механизма u_{1H} определяют по формуле:

$$u_{1H} = u_{12}u_{2H}$$

где u_{12} – передаточное отношение одноступенчатой зубчатой передачи, которое определяется как $u_{12} = -\frac{z_2}{z_1} = -\frac{40}{20} = -2$; u_{2H} – передаточное отношение планетарного механизма, которое можно определить как $u_{2H} = 1 - u_{24}^H$, здесь

$$u_{24}^H = u_{23}^H \cdot u_{34}^H = -\frac{z_3}{z_2'} \cdot -\frac{z_4}{z_3'}; \quad u_{24}^H = -\frac{40}{20} \cdot -\frac{60}{20} = 6;$$

$$u_{2H} = 1 - u_{24}^H = 1 - 6 = -5.$$

Подставив значение u_{12} и u_{2H} в общую формулу, получим $u_{1H} = u_{12}u_{2H} = -2 \cdot -5 = 10$.

Определяем частоту вращения n_2 :

$$u_{12} = \frac{n_1}{n_2}; \quad n_2 = \frac{n_1}{u_{12}} = \frac{3000}{-2} = -1500 \text{ об/мин.}$$

Определяем частоту вращения водила n_H :

$$u_{2H} = \frac{n_2}{n_H}; \quad n_H = \frac{n_2}{u_{2H}} = \frac{-1500}{-5} = 300 \text{ об/мин.}$$

Определяем частоту вращения сателлита n_3 .

$$u_{23}^{(H)} = \frac{n_2 - n_H}{n_3 - n_H}; \quad u_{23}^{(H)} = -\frac{z_3}{z_2'} = -\frac{40}{20} = 2;$$

$$n_3 = \frac{n_2 - n_H}{u_{23}^{(H)}} + n_H = \frac{-1500 - 300}{-2} + 300 = -600 \text{ об/мин.}$$

Ответ: $u_{1H} = 10$, $n_2 = -1500$ об/мин, $n_H = 300$ об/мин, $n_3 = -600$ об/мин.

Задача 6. Для редуктора несущего винта вертолета (рис. 2.20) известно: числа зубьев зубчатых колес $z_1 = 26$, $z_2 = 39$, $z_2' = 30$, $z_3 = 30$, $z_4 = 90$, $z_4' = 80$, $z_5 = 40$, $z_6 = 20$, частота вращения $n_1 = 3600$ об/мин. Определить передаточное отношение u_{1H2} , частоту обращения n_{H2} .

Решение:

Определяем тип зубчатого механизма. Сложный зубчатый механизм (рис.2.12) состоит из трех отдельных ступеней: первая ступень представляет собой передачу с осями колес, не перемещающимися в пространстве (колеса z_1 и z_2), вторая ступень – планетарную передачу с зубчатыми колесами z'_2, z_3, z_4 и водило H_1 , третья ступень – планетарную передачу с зубчатыми колесами z_5, z_6, z'_4 и водило H_2 . Таким образом, это – трехступенчатая комбинированная передача.

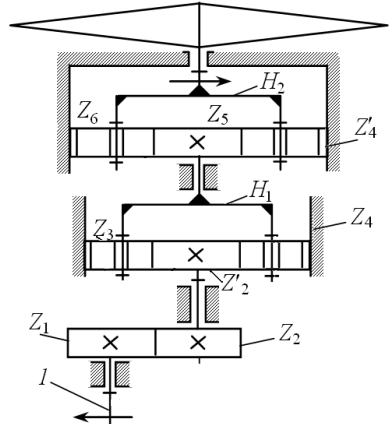


Рис. 2.20. Комбинированный зубчатый механизм

Определяем передаточное отношение u_{1H_2} :

$$u_{1H_2} = u_{12}u_{2H_1}u_{5H_2},$$

где $u_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{39}{26} = -1,5$ – передаточное отношение первой ступе-

ни; u_{2H_1} – передаточное отношение второй (планетарной) ступени,

$$u_{2H_1} = 1 - u_{24}^{(H_1)} = 1 - u_{23}^{(H_1)}u_{34}^{(H_2)} = 1 - \left(-\frac{z_3}{z'_2}\right)\left(+\frac{z_4}{z_3}\right) = 1 + \frac{z_4}{z'_2} = 1 + \frac{90}{30} = 4;$$

u_{5H_2} – передаточное отношение третьей (планетарной) ступени,

$$u_{5H_2} = 1 - u_{54}^{(H_2)} = 1 - u_{56}^{(H_2)}u_{64}^{(H_2)} = 1 - \left(-\frac{z_6}{z_5}\right)\left(+\frac{z'_4}{z_6}\right) = 1 + \frac{z_4}{z_4} = 1 + \frac{80}{40} = 5.$$

Тогда $u_{1H_2} = -1,5 \cdot 4 \cdot 5 = -30.$

Определяем частоту обращения n_{H_2} .

$$u_{1H_2} = \frac{n_1}{n_{H_2}}; \quad n_{H_2} = \frac{n_1}{u_{1H_2}} = \frac{3600}{-30} = -120 \text{ об/мин.}$$

Ответ: $u_{1H_2} = -30$; $n_{H_2} = -120$ об/мин.

2.5. Построение планов кулачкового механизма и диаграмм положений толкателя. Профилирование кулачковых механизмов

Задача 1. Построить план кулачкового механизма и диаграмму положений толкателя кулачкового механизма.

Решение этой задачи рассмотрим на примере трех наиболее распространенных типов кулачковых механизмов: осевой кулачковый механизм с роликом, внеосный кулачковый механизм с роликом, кулачковый механизм с вращательным движением толкателя с роликом.

При построении планов кулачкового механизма используют *метод обращения движения*. Этот метод заключается в том, что к угловым скоростям всех звеньев механизма добавляют угловую скорость кулачка с отрицательным знаком. В результате обращения движения получают *обращённый механизм*, в котором кулачок становится неподвижным звеном, а стойка вместе с толкателем будет вращаться вокруг оси кулачка в направлении, противоположном направлению движения кулачка.

Осевой кулачковый механизм с роликом (рис. 2.21)

Решение:

1) строим в выбранном масштабе план кулачкового механизма в положении, соответствующем началу движения толкателя при его удалении от оси вращения кулачка (рис. 2.22, а);

2) выполняем обращение кулачкового механизма и строим эквидистантную кривую Э, которая удалена от профиля кулачка на расстояние, равное радиусу ролика;

3) из точки O описываем вспомогательную окружность любого радиуса, эту окружность делим на 12 равных частей и точки деления обозначаем $\theta, 1, 2, \dots, 12$ в направлении, противоположном движению кулачка;

4) из точки O через точки $\theta, 1, 2, \dots, 12$ на вспомогательной окружности проводим прямые линии до пересечения с эквидистантно кривой в точках $B_0, B_1, B_2, \dots, B_{12}$; эти прямые указывают

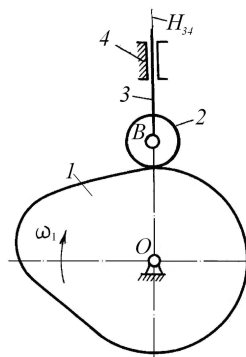


Рис. 2.21. Схема осевого кулачкового механизма с роликом

положение направляющей H_{34} , а точки $B_0, B_1, B_2, \dots, B_{12}$ – положение центра ролика в разных положениях кулачкового механизма;

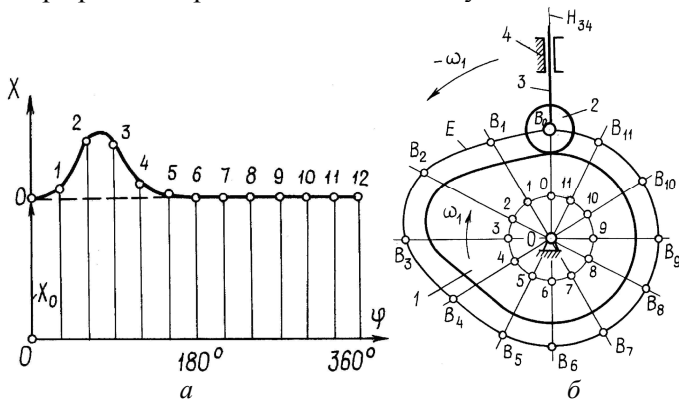


Рис. 2.22. План осевого кулачкового механизма (а) и диаграмма положений толкателя (б)

5) строим диаграмму положений толкателя $[X, \varphi]$, по оси абсцисс которой откладываем угол поворота кулачка φ , а по оси ординат – соответствующие координаты X : $X_0 = OB_0$, $X_1 = OB_1$, ... $X_{12} = OB_{12}$, характеризующие местоположения точки B толкателя в разных положениях кулачкового механизма (рис. 2.22, б).

Внеосный кулачковый механизм с роликом (рис. 2.23)

Решение:

1) строим в выбранном масштабе план кулачкового механизма в положении, соответствующем началу движения толкателя (рис. 2.24, а);

2) выполняем обращение кулачкового механизма и строим эквидистантную кривую \mathcal{E} ;

3) из точки O описываем вспомогательную окружность радиуса e ; эту окружность делим на 12 равных частей и точки деления обозначаем $C_0, C_1, C_2, \dots, C_{12}$ в направлении, противоположном движению кулачка;

4) через точки $C_0, C_1, C_2, \dots, C_{12}$ прово-

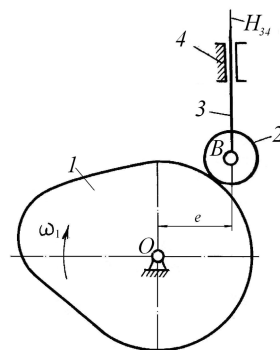


Рис. 2.23. Схема внеосного кулачкового механизма с роликом

дим касательные к вспомогательной окружности, которые пересекают кривую \mathcal{E} в точках $B_0, B_1, B_2, \dots, B_{12}$; эти касательные указывают положения направляющей H_{34} , а точки B – местоположения центра ролика в разных положениях кулачкового механизма;

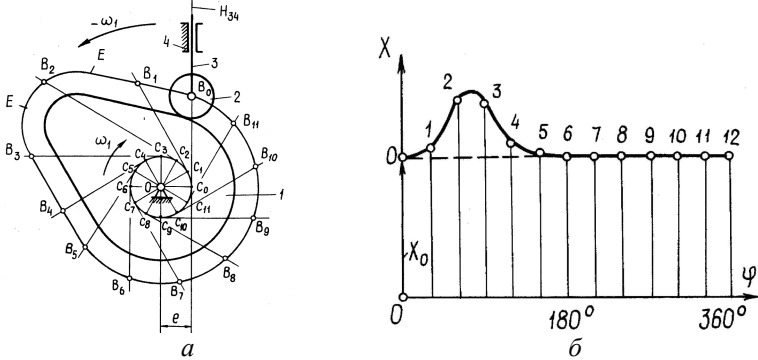


Рис. 2.24. План внешнего кулачкового механизма (а) и диаграмма положений толкателя (б)

5) строим диаграмму положений толкателя $[X, \varphi]$, по оси абсцисс которой откладываем угол поворота кулачка φ , а по оси ординат – соответствующие координаты X : $X_0 = \overline{OB_0}$, $X_1 = \overline{OB_1}$, $X_2 = \overline{OB_2}$, ..., $X_{12} = \overline{OB_{12}}$, характеризующие местоположения точки B толкателя в разных положениях кулачкового механизма (рис. 2.24, б).

Кулачковый механизм с вращательным движением толкателя с роликом (рис. 2.25)

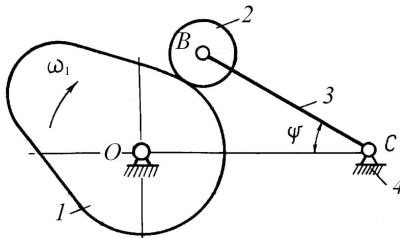


Рис. 2.25. Схема кулачкового механизма с вращательным движением толкателя с роликом

В кулачковом механизме с возвратно-вращательным движением толкателя координатой, определяющей положение толкателя, является угол ψ между линиями OC и CB . Поэтому диаграммой

положений толкателя такого механизма является график зависимости угловой координаты ψ , характеризующей положение толкателя, от угла поворота кулачка φ , то есть диаграмма $[\psi; \varphi]$.

Решение:

1) строим в выбранном масштабе план кулачкового механизма в положении, соответствующем началу движения толкателя при его удалении от оси вращения кулачка OC (рис. 2.26, а);

2) выполняем обращение кулачкового механизма и строим эквидистантную кривую \mathcal{E} ;

3) из точки O описываем окружность радиуса \overline{OC} , которая является траекторией точки C в обратном механизме; делим эту окружность на 12 равных частей и точки деления обозначаем $C_0, C_1, C_2, \dots, C_{12}$, нумеруя их в направлении, противоположном движению кулачка; все точки C соединяем с точкой O ;

4) из точек $C_0, C_1, C_2, \dots, C_{12}$ радиусом \overline{BC} делаем засечки на эквидистантной кривой, определяя положения точек $B_0, B_1, B_2, \dots, B_{12}$; соединяем прямыми линиями соответствующие точки B и C ;

5) строим диаграмму положений толкателя $[\psi; \varphi]$, по оси абсцисс которой откладываем угол поворота кулачка φ , а по оси ординат – соответствующие углы $\psi_0, \psi_1, \psi_2, \dots, \psi_{12}$, характеризующие местоположения толкателя (коромысла) в разных положениях кулачкового механизма (рис. 2.26, б).

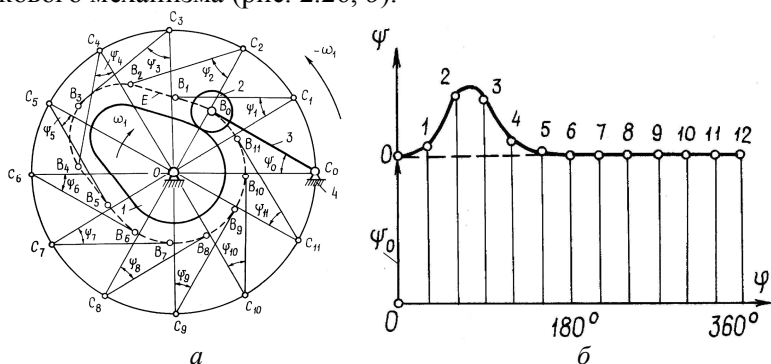


Рис. 2.26. План кулачкового механизма с вращательным движением толкателя (а) и диаграмма положений толкателя (б)

Задача 2. По заданной диаграмме положений толкателя (рис. 2.27) построить профиль кулачка кулачкового механизма. Построение профиля кулачка, обеспечивающего нужный закон движения толкателя, называется *профилированием кулачка*.

Профилирование кулачков проводят аналогично построению планов механизма, но только в обратном порядке.

Рассмотрим порядок построения профиля кулачка для некоторых типов кулачковых механизмов.

Осевой кулачковый механизм с роликом показан на рис. 2.21.

Решение:

1) ось абсцисс заданной диаграммы (см. рис. 2.27) положений толкателя $[x, \varphi]$ делим на 12 равных частей и из каждой точки деления проводим вертикальные линии до пересечения с кривой в точках $0', 1', 2', \dots, 12'$; определяем линейные координаты $x_0, x_1, x_2, \dots, x_{12}$, характеризующие положения точки B толкателя;

2) из произвольно выбранной точки O описываем вспомогательную окружность любого радиуса, эту окружность также делим на 12 равных частей, точки деления нумеруем в направлении, противоположном направлению движения кулачка (рис. 2.28);

3) из точки O через точки $0, 1, 2, \dots, 12$ на вспомогательной окружности проводим прямые линии, указывающие местоположения направляющей H_{34} в разных положениях механизма; на этих прямых откладываем отрезки $\overline{OB_0} = X_0, \overline{OB_1} = X_1, \overline{OB_2} = X_2, \dots, \overline{OB_{12}} = X_{12}$;

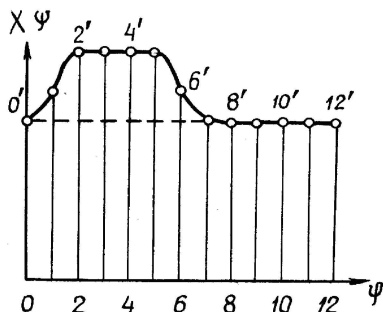


Рис. 2.27. Диаграмма положений толкателя кулачкового механизма

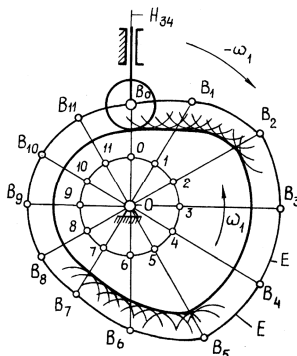


Рис. 2.28. Построение профиля кулачка осевого кулачкового механизма

4) через точки $B_0, B_1, B_2, \dots, B_{12}$ проводим плавную кривую \mathcal{E} , которая является эквидистантной кривой;

5) строим профиль кулачка, для этого вокруг произвольно выбранных точек на кривой \mathcal{E} описываем дуги радиусом ролика, а плавная кривая, касательная к этим дугам, и будет представлять собой профиль кулачка (см. рис. 2.28).

Внеосный кулачковый механизм с роликом (рис. 2.23).

Решение:

1) ось абсцисс заданной диаграммы (см. рис. 2.27) положений толкателя $[x, \varphi]$ делим на 12 равных частей и из каждой точки деления проводим вертикальные линии до пересечения с кривой в точках $0', 1', 2', \dots, 12'$; определяем линейные координаты $x_0, x_1, x_2, \dots, x_{12}$, характеризующие положения точки B толкателя;

2) из произвольно выбранной точки O описываем вспомогательную окружность радиусом e ; эту окружность также делим на 12 равных частей, точки деления нумеруем в направлении, противоположном направлению движения кулачка (рис. 2.29);

3) из точки O через точки $0, 1, 2, \dots, 12$ вспомогательной окружности проводим касательные, указывающие местоположения направляющей H_{34} в разных положениях механизма; на этих прямых откладываем отрезки $\overline{OB_0} = X_0, \overline{OB_1} = X_1, \overline{OB_2} = X_2, \dots, \overline{OB_{12}} = X_{12}$;

4) через точки $B_0, B_1, B_2, \dots, B_{12}$ проводим плавную кривую \mathcal{E} , которая является эквидистантной кривой;

5) строим профиль кулачка, для этого вокруг произвольно выбранных точек на кривой \mathcal{E} описываем дуги радиусом ролика, а плавная кривая, касательная к этим дугам, и будет представлять собой профиль кулачка

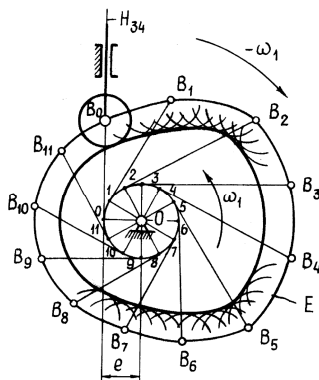


Рис. 2.29. Построение профиля кулачка внеосного кулачкового механизма

Кулачковый механизм с вращательным движением толкателя с роликом (рис. 2.25). В кулачковом механизме с вращательным движением толкателя с роликом положение толкателя определяется угловой координатой ψ , образованной межосевой линией OC и толкателем CB .

Решение:

1) ось абсцисс заданной диаграммы (см. рис. 2.27) положений толкателя $[\psi; \varphi]$ делим на 12 равных частей и из каждой точки деления проводим вертикальные линии до пересечения с кривой в точках $0', 1', 2', \dots, 12'$; определяем угловые координаты $\psi_0, \psi_1, \psi_2, \dots, \psi_{12}$, характеризующие местоположения толкателя CB в разных положениях механизма;

2) из точки O (центра вращения кулачка) описываем вспомогательную окружность радиусом OC ; эту окружность также делим на 12 равных частей, точки деления обозначаем $C_0, C_1, C_2, \dots, C_{12}$ в направлении, противоположном направлению движения кулачка, и соединяем их с точкой O (рис. 2.30);

3) из каждой точки C под соответствующим углом ψ к линии OC проводим прямые линии, которые укажут местоположения толкателя CB ; откладываем на этих прямых длину толкателя CB , получаем точки $B_0, B_1, B_2, \dots, B_{12}$;

4) через точки $B_0, B_1, B_2, \dots, B_{12}$ проводим плавную кривую, которая является эквидистантной кривой;

5) строим профиль кулачка, для этого вокруг произвольно выбранных точек на кривой \mathcal{E} описываем дуги радиусом ролика, а плавная кривая, касательная к этим дугам, и будет представлять собой профиль кулачка

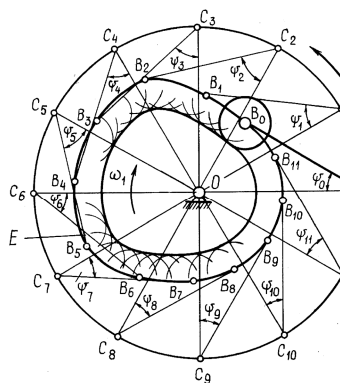


Рис. 2.30. Построение профиля кулачка кулачкового механизма с вращательным движением толкателя