

8

МИНИСТЕРСТВО ОБОРОНЫ СССР

Ю. Н. БЕРЕЗОВСКИЙ

**ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ
И ДЕТАЛЕЙ МАШИН**

Часть I

*Руководство к самостоятельной работе
по теории механизмов*

2610

1984

МИНИСТЕРСТВО ОБОРОНЫ СССР

Д.Н. БЕРЕЗОВСКИЙ

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Часть I

Руководство к самостоятельной работе
по теории механизмов

БР
Д. - 2610

1984

В руководстве приведены задания на самостоятельную работу, даны методические указания по их выполнению и рассмотрены типовые примеры. В приложении в виде справочного материала дан обзор основных теоретических вопросов курса.

Используемая в пособии терминология соответствует рекомендациям Комитета научно-технической терминологии Академии наук СССР, соответствующим ГОСТам и СТ СЭВ.

Руководство предназначено для курсантов механических специальностей.

ВВЕДЕНИЕ

Последняя четверть XX столетия войдет в историю как эпоха глубоких и быстрых изменений в материальной и духовной жизни народов мира, обусловленная прогрессом науки и техники.

Практика показывает, что сроки полного обновления "информационного фонда" многих профессий сократились до пяти - семи лет. Теперь все чаще выпускник вуза, пришедший в войска или на производство с багажом новейших сведений, вынужден спустя короткое время переучиваться. Без навыков систематической работы с научной и специальной литературой он теряет ориентировку, не умеет отобрать то, что нужно для дела. Вот почему умение самостоятельно добывать знания становится одной из главных задач высшего образования.

Таким образом, научно-техническая революция постоянно повышает требования к качеству подготовки современного специалиста. При этом особый акцент в учебно-воспитательной работе должен приходиться на методы развития у обучаемых способностей самостоятельной работы. Ведь каким бы квалифицированным и опытным ни был преподавательский коллектив вуза, он лишь определенным образом организует и направляет познавательную деятельность обучаемых. Но познание осуществляет сам обучаемый. Эту работу за него не может выполнить никто. Ее эффективность в первую очередь зависит от собственной познавательной деятельности обучаемого. Индивидуальный поиск знаний является самой характерной чертой работы обучаемого, а весь процесс обучения в вузе - это в конечном счете эффективно организованная самостоятельная работа обучаемых. Поэтому самостоятельная работа является важнейшей частью учебного процесса, главным методом глубокого и всестороннего изучения и усвоения учебного материала.

Самостоятельная работа способствует формированию высокой культуры умственного труда обучаемых, а также необходимая на-

высок и умений и является в конечном счете определяющим фактором в достижении высоких результатов обучения. Но дело не только в этом. Она воспитывает самостоятельность не только как совокупность определенных умений и навыков, но и как черту характера.

Самостоятельный труд развивает у обучаемых такие качества, как организованность, дисциплинированность, инициативу, волю, упорство в достижении поставленной цели; вырабатывает умение анализировать факты и явления; учит самостоятельному мышлению, которое приводит к творческому развитию и созданию собственного мнения, своих взглядов. Самостоятельная работа служит главным средством превращения полученных знаний в убеждения и навыки.

Умение работать самостоятельно необходимо обучаемым не только для успешного овладения вузовскими курсами, но и для творческой деятельности в войсках и различных учреждениях Министерства обороны. Следовательно, оно является как средством, так и целью обучения. Из этого вытекает, что одна из основных задач вуза состоит в том, чтобы не только сообщить обучаемым какой-то комплекс знаний, но и научить их работать самостоятельно — учиться, что значительно труднее.

Н а у ч и т ь у ч и т ь с я — это значит умело, опираясь на подлинно научное мировоззрение — марксистско-ленинскую философию, вырабатывать у курсантов высокую коммунистическую убежденность и политическую сознательность, умение применять положения диалектического и исторического материализма при изучении общественных, естественных и точных наук.

Н а у ч и т ь у ч и т ь с я — это значит развить у обучаемых потребность к познанию, способность разбираться в новых направлениях развития военной науки и техники, привить умение выполнять работу творчески.

Н а у ч и т ь у ч и т ь с я — это значит всячески способствовать тому, чтобы обучаемые повседневно и планомерно работали над учебниками, учебными пособиями, периодической литературой, активно участвовали в научной работе и были готовы к усидчивому и неутомимому труду.

Следует обратить особое внимание, что решение технических задач (как и всяких других) требует применения знаний, а это заслуживает такого же внимания, как и приобретение знаний, так как, чтобы применить знания, нужно активно владеть ими и, кроме того, иметь определенную цель. Однако обучаемые зачастую знают

больше того, что они понимают или могут использовать на практике. Вот почему в процессе обучения необходимо решить не только задачу приобретения, накопления и закрепления знаний, но и задачу по оказанию помощи обучаемым в целенаправленном использовании этих знаний.

Целью настоящего пособия является оказание помощи обучаемым в овладении навыками самостоятельной работы, навыками накопления знаний и навыками их целенаправленного активного использования.

1. ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Домашнее задание состоит из двух самостоятельных задач. В первой выполняется силовое исследование рычажного 6-звенного механизма, во второй – кинематическое исследование сложного зубчатого механизма.

Задание на кинематическое исследование зубчатых механизмов представляет задачи трех видов:

- кинематическое исследование многозвенных зубчатых механизмов, в состав которых входит планетарный или дифференциальный механизм;
- кинематическое исследование замкнутых дифференциальных механизмов;
- кинематическое исследование зубчатых коробок передач как простых, так и планетарных.

Многообразие задач на кинематическое исследование зубчатых механизмов позволяет учесть профиль специальной подготовки курсантов, их интересы, а иногда и ориентации на тематику дипломного проектирования. Кроме двух основных задач, в отдельных случаях курсантам может быть выдано дополнительное задание на динамический анализ установившегося движения ведущего звена машинного агрегата.

Каждая из задач в индивидуальном порядке может быть сформулирована в такой постановке, когда для ее решения рационально использование ЭВМ. Особое внимание заслуживает постановка задач в форме, нацеленной на решение вопросов оптимизации – сколько создание конструкций, обладающих теми или иными оптимальными свойствами, в конечном итоге является главной задачей инженерного проектирования. Привлекает также постановка задач на минимизацию значения некоторой величины на заданном интервале, что часто встречается в инженерной практике и называется задачей на "минимум". В некоторых случаях возможно представ-

ленные в пособии задачи сформулировать в форме сравнения различных методов одновременного поиска решений, что позволяет увеличить долю удачных решений.

Задание на самостоятельную работу (ДЗ) выдается преподавателем. Оно состоит из расчетной и графической частей. Расчетная часть выполняется чернилами на одной стороне листа формата А4 (210 x 297). Можно использовать черные, фиолетовые и синие чернила, при этом следует отдавать предпочтение черным чернилам. Текст выполняется стандартным шрифтом строчными буквами согласно ГОСТ 2.304-68.

Результаты выполненной работы оформляются в виде пояснительной записки. Пояснительная записка (ГОСТ 2.102-68) – документ, содержащий описание устройства и принципа действия разрабатываемого изделия, а также обоснование принятых при его разработке технических и технико-экономических решений. Первый или заглавный лист пояснительной записки выполняется с основной надписью по форме 2, все последующие листы выполняются с основной надписью по форме 2,а – ГОСТ 2.104-68 (СТ СЭВ 140-74, СТ СЭВ 365-76).

В пояснительной записке необходимо кратко и четко изложить все этапы выполнения задания с обоснованием выбора тех или иных методов решения. При определении расчетных величин рекомендуется придерживаться следующей системы записи. Сначала записывают формулу в общем виде, с пояснением входящих в нее величин, их числовых значений и размерности. После этого числовые значения подставляют в формулу и, опуская промежуточные выкладки, приводят конечный результат. Для величин коэффициентов, констант и т.д., принятых в расчете, следует указывать литературный источник. На отдельных этапах выполнения задания, там, где это рационально, полученные результаты сводят в таблицы. Степень точности расчетов должна быть равна степени точности исходных данных, за исключением случаев, оговоренных отдельно.

В пояснительной записке обязательно должен быть приведен список использованной литературы. При его составлении следует придерживаться следующей общепринятой системы записи: указать порядковый номер литературного источника в составленном списке, затем фамилию и инициалы авторов, наименование книги или журнальной статьи, наименование издательства, год издания и количество страниц, а для журнальной статьи наименование журнала.

его номер и год издания. При ссылке в тексте на тот или иной литературный источник указывается лишь порядковый номер в квадратных скобках, под которым он значится в прилагаемом списке. Пояснительная записка должна заканчиваться оглавлением.

Графические построения выполняются карандашом на формате А4 с основной нг писью по форме 2,а (кроме рабочих чертежей, которые оформляются с основной надписью по форме I). На всех построениях должны быть указаны численные значения, масштабы или масштабные коэффициенты (последние - с указанием размерности). По мере необходимости построения должны сопровождаться поясняющими надписями, выполненными стандартным шрифтом. Графические построения следует располагать на формате так, чтобы они равномерно заплнили все поле листа.

Расчет и графические построения при выполнении домашнего задания должны выполняться строго в том порядке и объеме, которые указаны в задании.

Расчетная и графическая части задания брошюруются вместе в одну обложку, на которой указывается учебное заведение, кафедра, характер представляемой работы, тема, исполнитель и место для отметки о приеме работы. Другими словами, титульный лист представляемой работы можно оформить следующим образом:

(наименование училища)

Кафедра

Пояснительная записка
к домашнему заданию по теории механизмов

Тема: Силовое исследование рычажного механизма и кинематическое исследование зубчатого механизма

Работу выполнил курсант учебной группы

Иванов Иван Иванович

Работу принял

1983

2. ЗАДАНИЕ НА КИНЕМАТИЧЕСКОЕ И СИЛОВОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

2.1. Выбор задания

Выбор данных, в соответствии с заданием, производится по табл. 01...31 (см. ниже). В задании, выдаваемом преподавателем, указывается номер таблицы и вариант. Например, таблица 01 и вариант 05. На основании этих данных курсант записывает номер задания, например, ВМУ.ТМО105, где ВМУ - условное обозначение учебного заведения; ТМ - теория механизмов; 01 - номер таблицы; 05 - номер варианта.

Общие данные.

Для кривошипа, шатуна, кулисы и коромысла назначаем

$$m_i = 20 \cdot l_i;$$

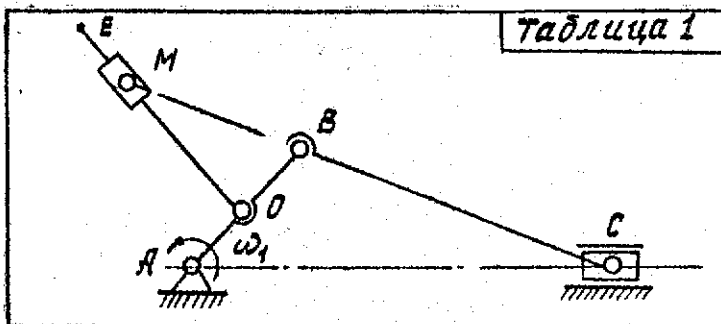
$$G_i = 9 m_i; \quad (I)$$

$$I_{Si} = 0,12 m \cdot l_i^2,$$

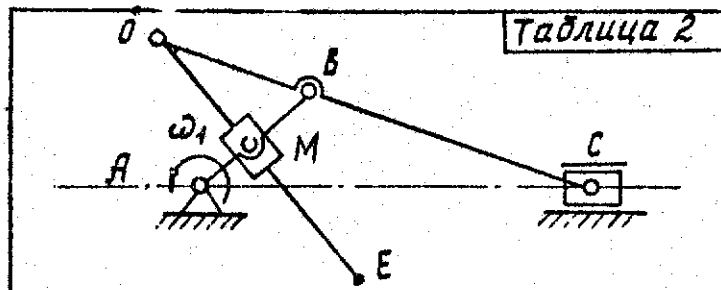
где m_i - масса i -го звена, кг; G_i - сила тяжести i -го звена, Н; I_{Si} - момент инерции массы i -го звена относительно оси, проходящей через центр масс S_i и перпендикулярной к плоскости перемещения звена, кг·м²; l_i - длина i -го звена (для жесткого треугольника принимается удвоенная длина большей стороны), м.

Для шатуна и кулисного рычага принимается масса, равная половине массы соответствующего шатуна и кулисы.

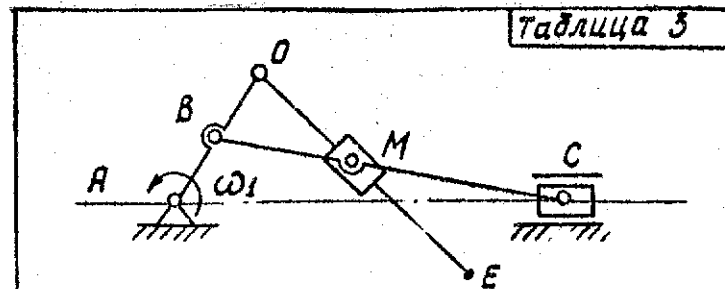
Сила полезного сопротивления принимается $F_{\text{по}} = 500$ Н. Сила полезного сопротивления прилагается в точке С по касательной к траектории ее движения.



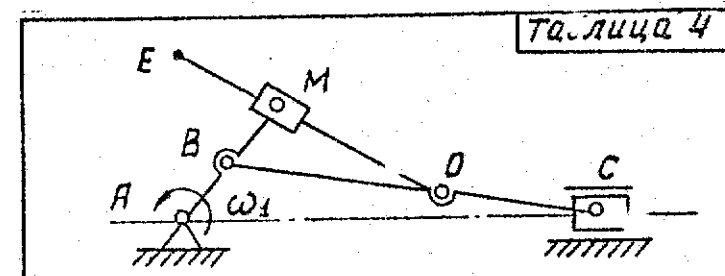
Обозначение звеньев	Вариант задания				
	1	2	3	4	5
	Размеры, мм				
AB	120	150	180	210	240
BC	600	600	600	600	600
AD	0	50	90	0	100
BM	150	130	160	150	100
DE	300	320	300	380	280
$\rho, \text{мм}^{-1}$	100	120	150	180	200



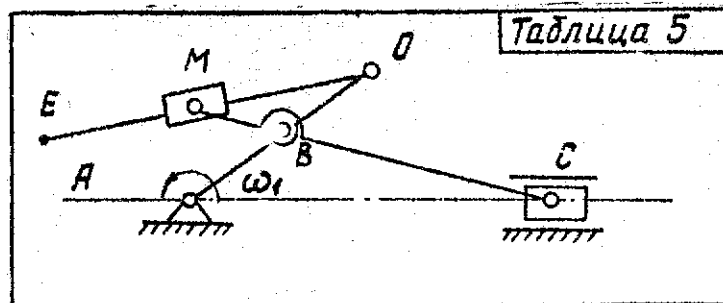
Обозначение звеньев	Вариант задания				
	1	2	3	4	5
	Размеры, мм				
AB	120	150	180	210	240
BC	600	600	600	600	600
BO	150	130	160	150	80
AM	0	50	90	0	100
DE	300	270	300	400	250
$\rho, \text{мм}^{-1}$	100	120	150	180	200



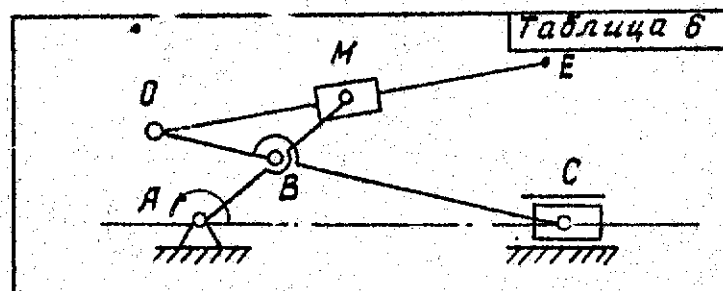
Обозначение звеньев	Вариант задания				
	1	2	3	4	5
	Размеры, мм				
AB	120	150	180	210	240
BC	600	600	600	600	600
BO	180	150	120	90	60
BM	80	250	150	50	500
DE	300	450	500	180	600
$\rho, \text{мм}^{-1}$	100	120	150	180	200



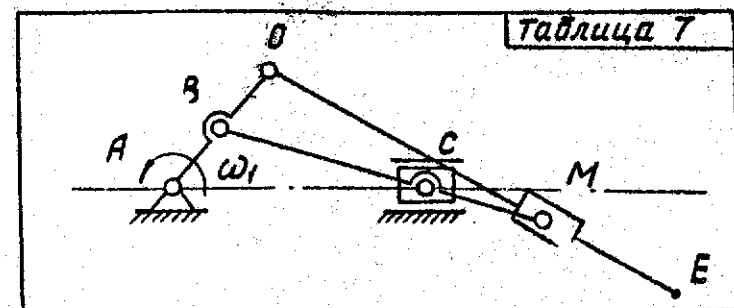
Обозначение звеньев	Вариант задания				
	1	2	3	4	5
	Размеры, мм				
AB	120	150	180	210	240
BC	600	600	600	600	600
BM	180	150	120	90	60
BO	80	250	400	50	500
DE	300	450	500	180	600
$\rho, \text{мм}^{-1}$	100	120	150	180	200



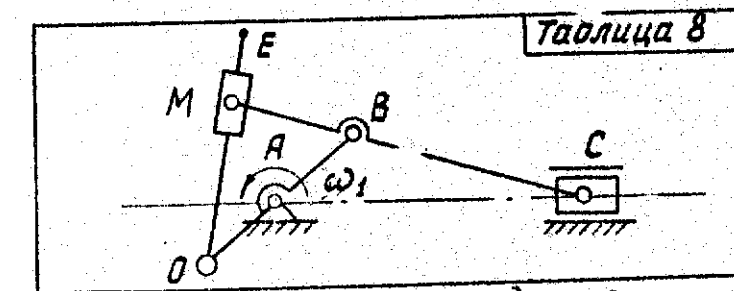
Обозначение звеньев	Вариант задания				
	1	2	3	4	5
	Размеры, мм				
AB	120	150	180	210	240
BC	300	350	400	450	500
BO	180	150	120	90	60
BM	220	100	80	120	120
OE	450	300	250	250	250
ω_1 , мин ⁻¹	100	120	150	180	200



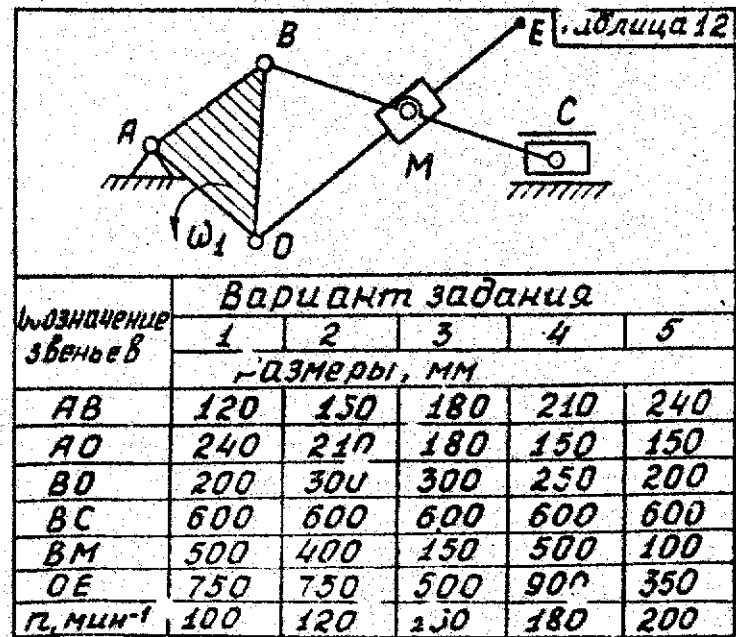
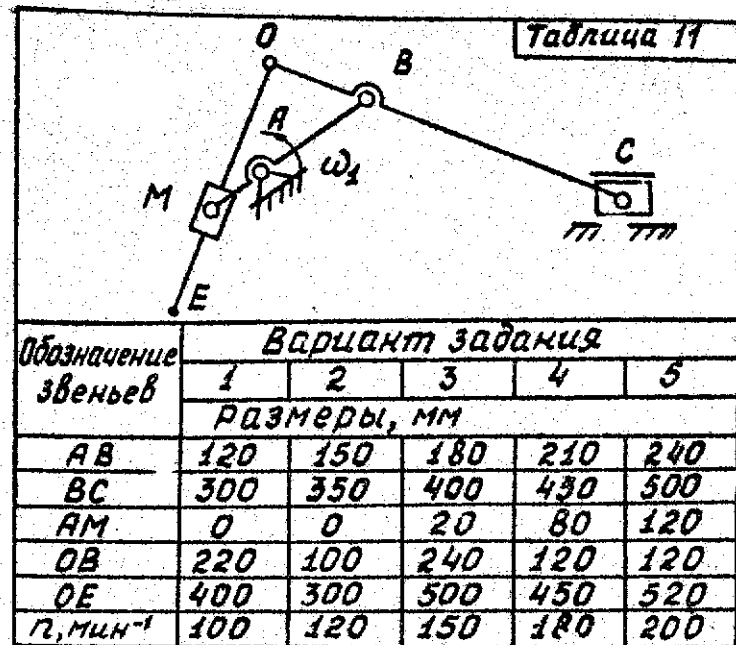
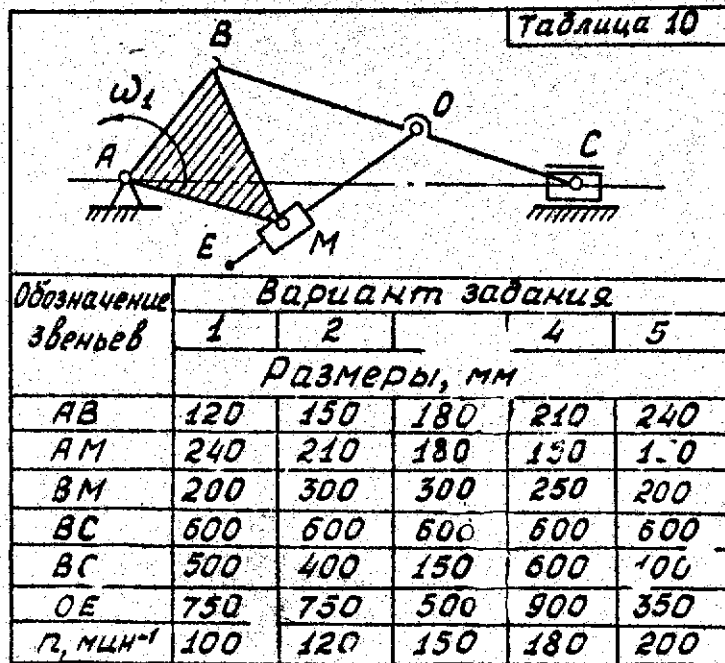
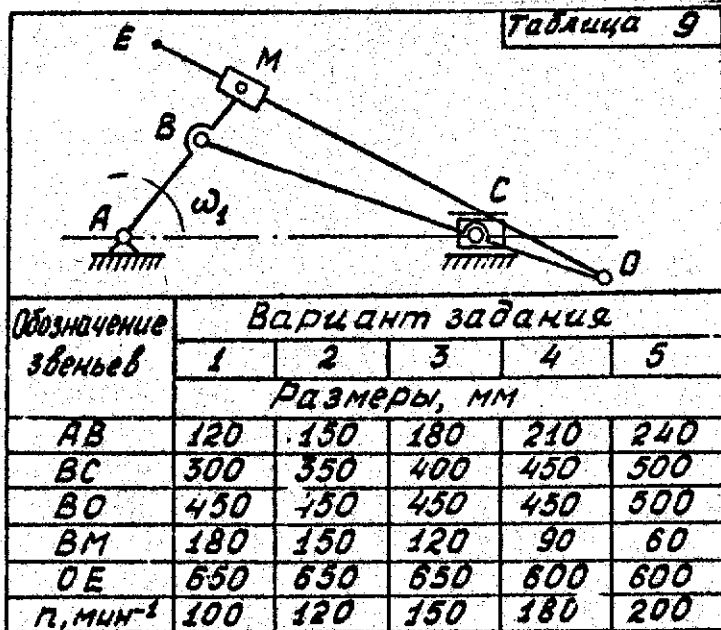
Обозначение звеньев	Вариант задания				
	1	2	3	4	5
	Размеры, мм				
AB	120	150	180	210	240
BC	300	350	400	450	500
BO	220	100	80	120	120
BM	180	150	120	90	50
OE	450	300	250	250	250
ω_1 , мин ⁻¹	100	120	150	180	200

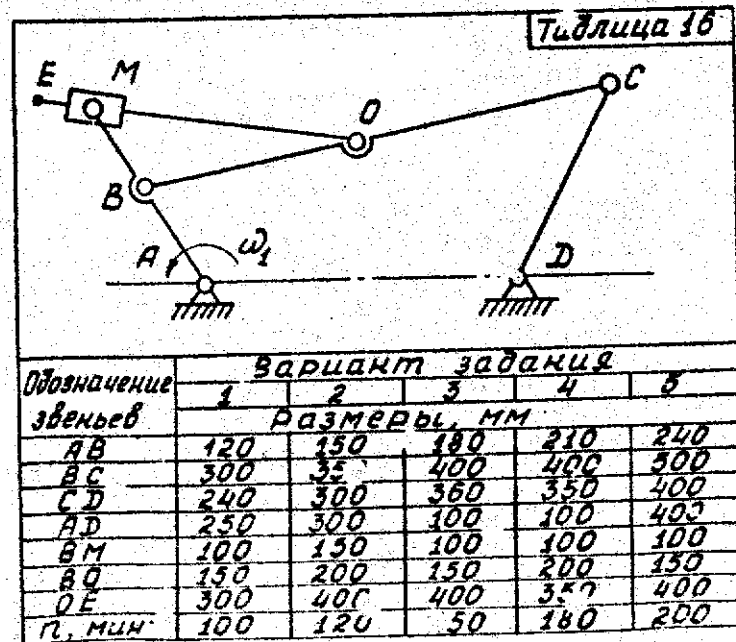
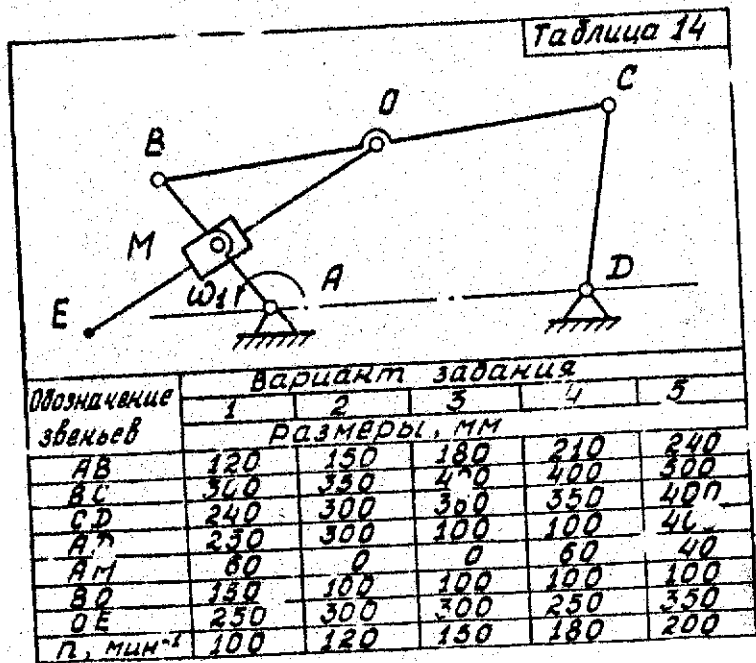
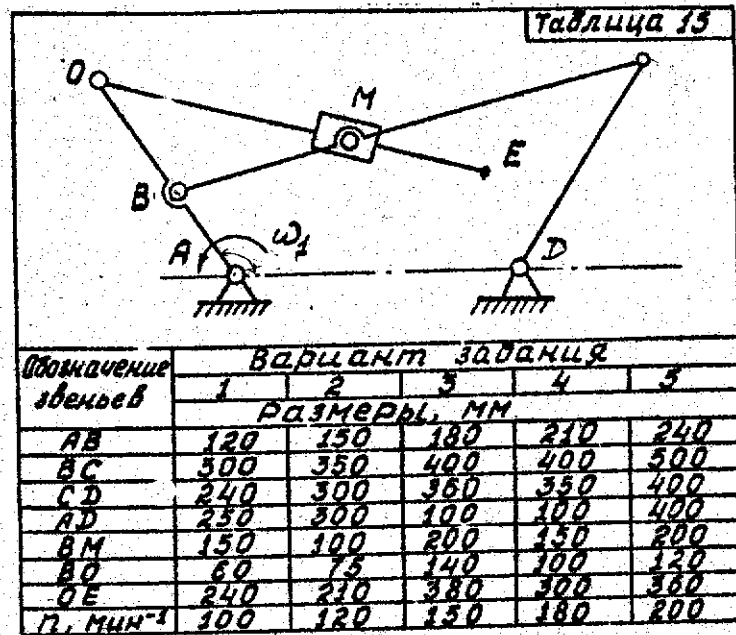
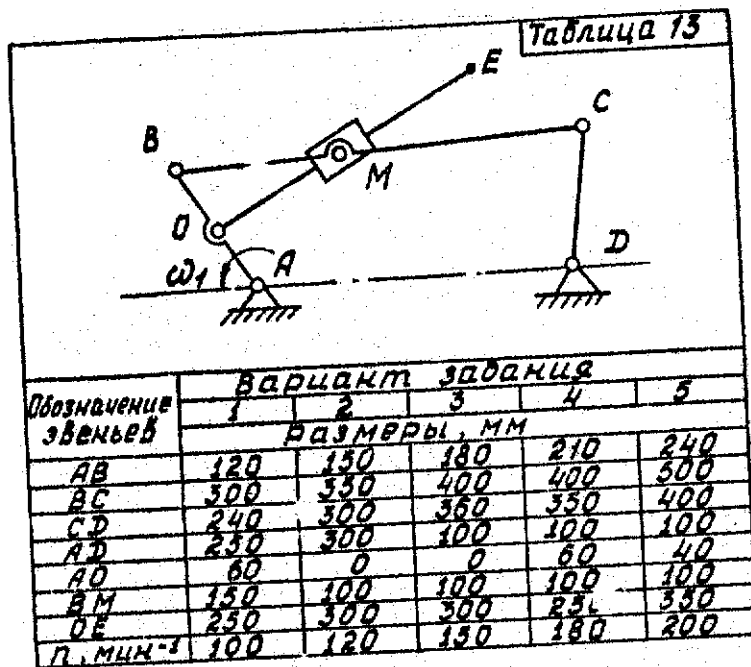


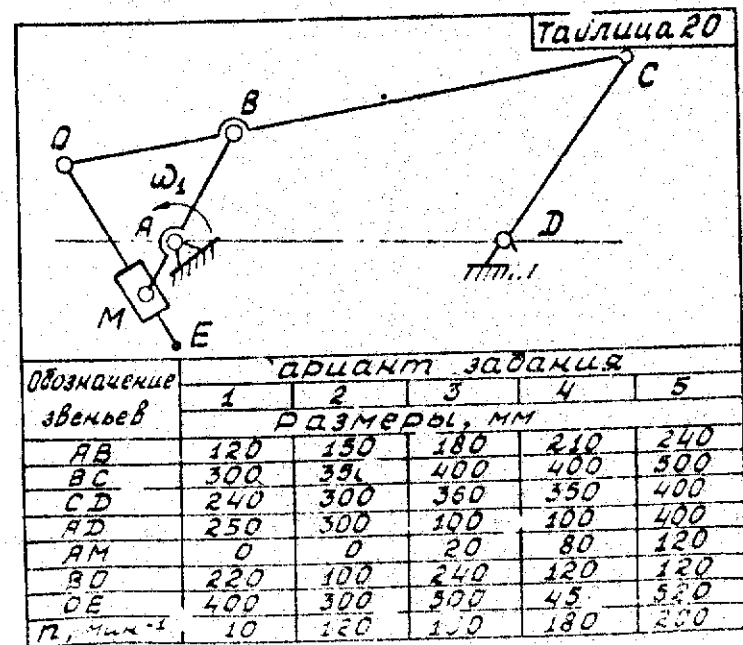
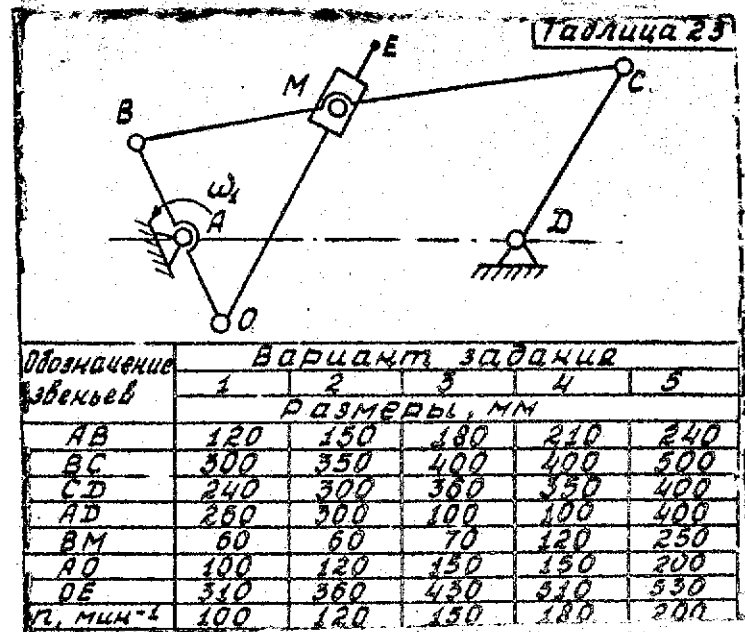
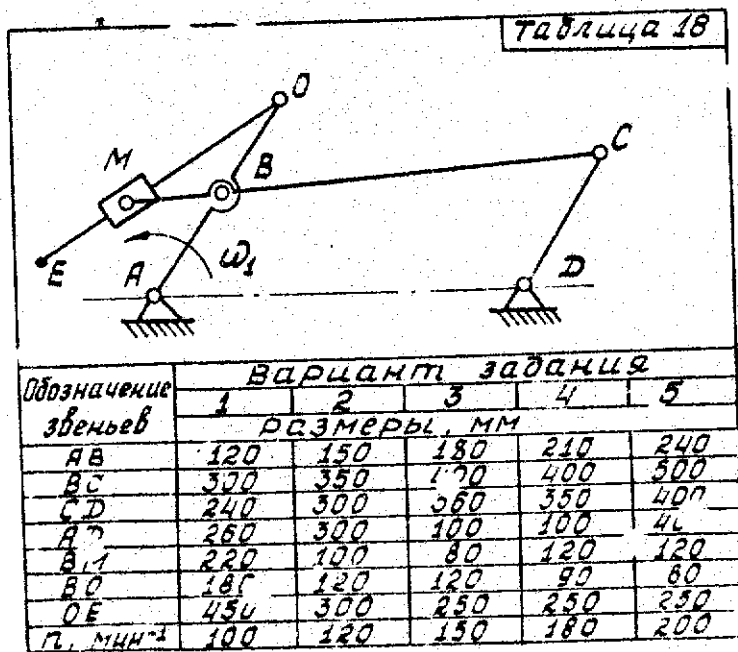
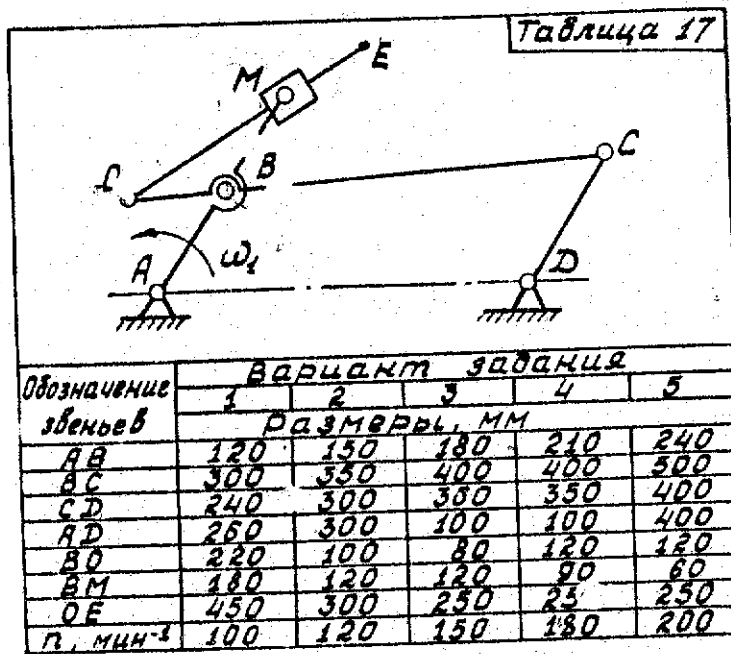
Обозначение звеньев	Вариант задания				
	1	2	3	4	5
	Размеры, мм				
AB	120	150	180	210	240
BC	300	350	400	450	500
BM	450	450	450	450	500
BO	180	150	120	90	60
OE	650	650	650	600	600
ω_1 , мин ⁻¹	100	120	150	180	200

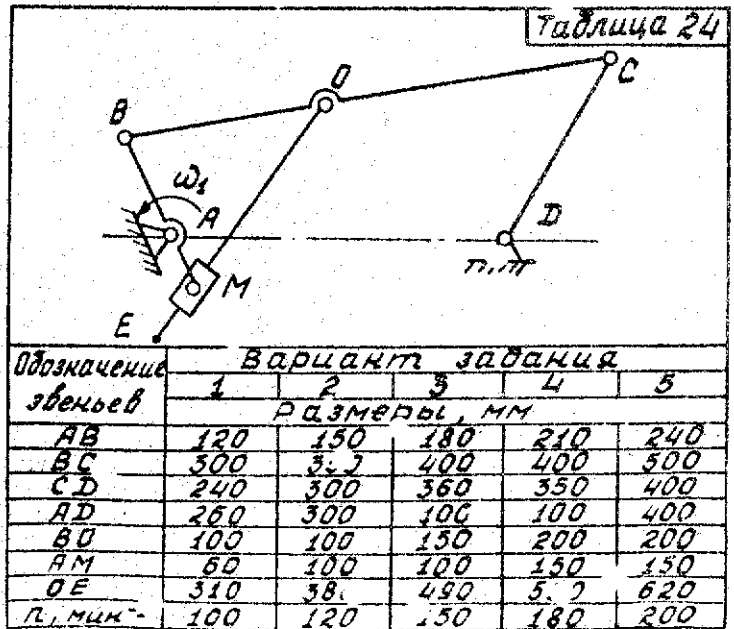
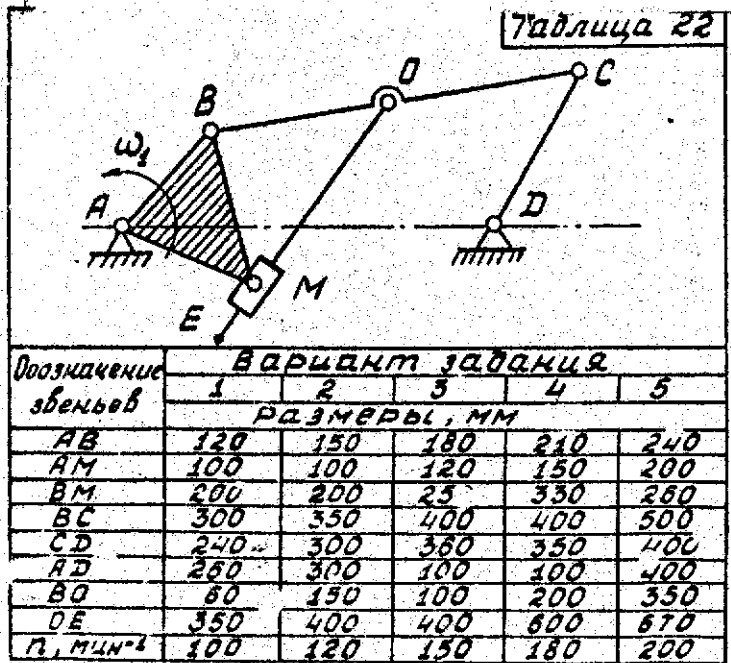
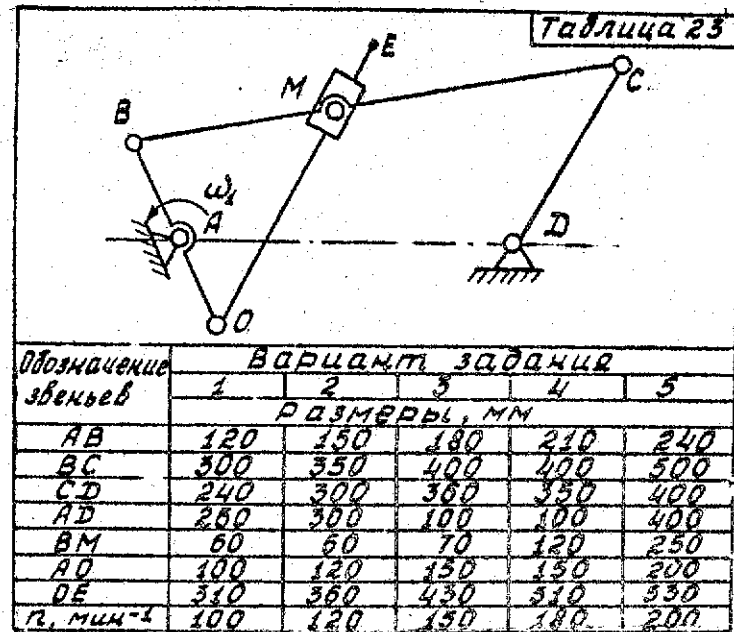
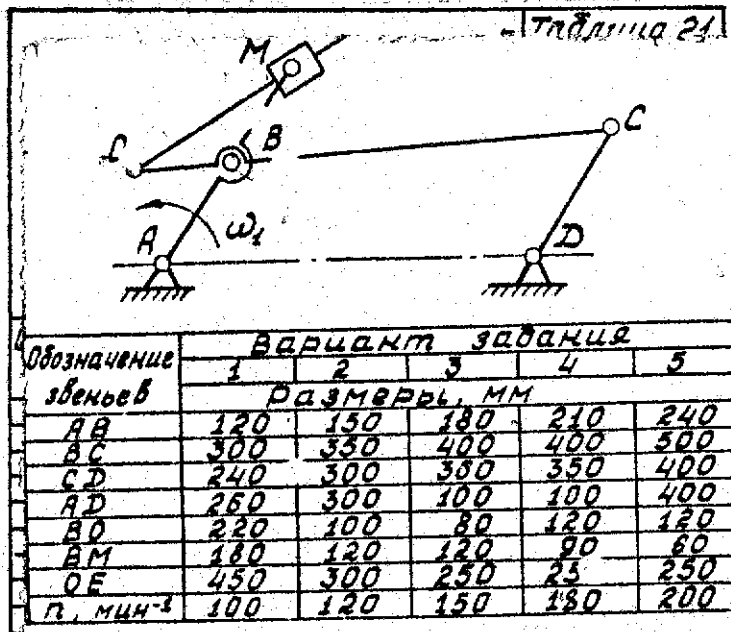


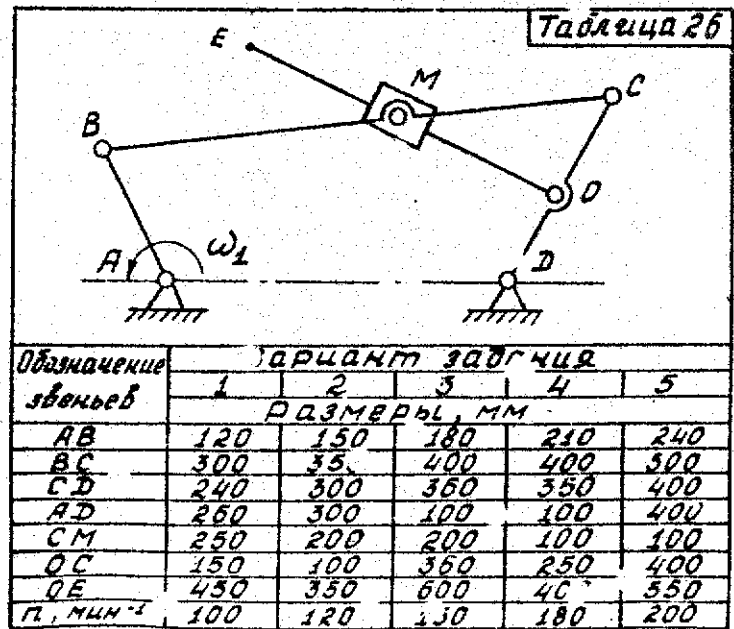
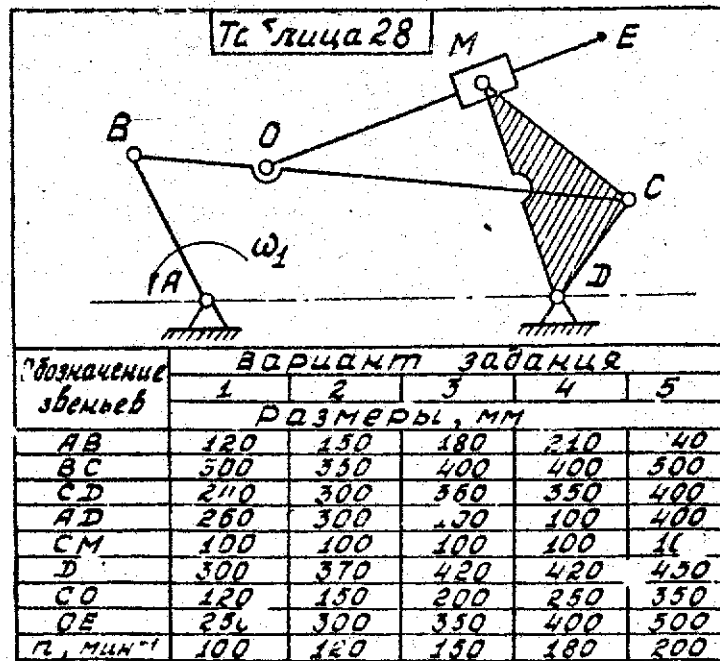
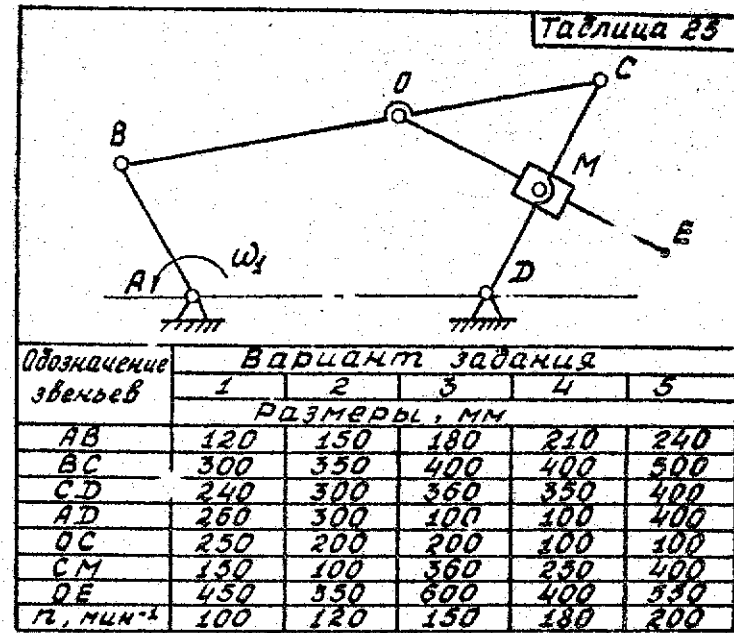
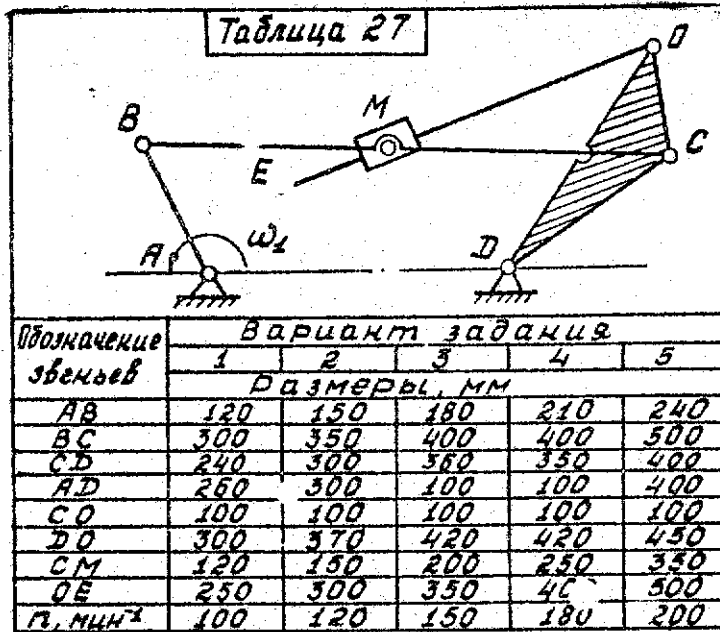
Обозначение звеньев	Вариант задания				
	1	2	3	4	5
	Размеры, мм				
AB	120	150	180	210	240
BC	300	350	400	450	500
BM	220	100	240	120	120
AO	0	0	20	80	120
OE	400	300	500	450	520
ω_1 , мин ⁻¹	100	120	150	180	200

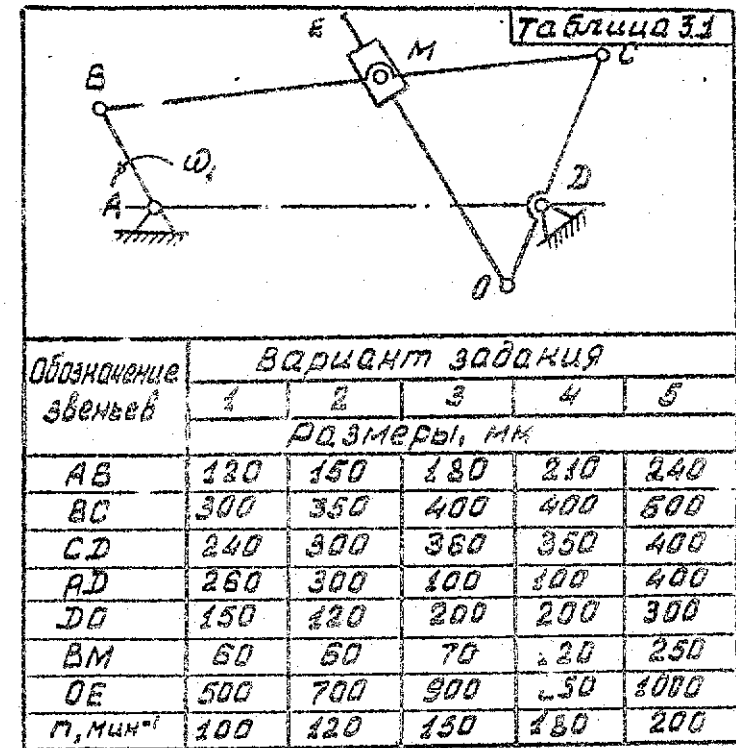
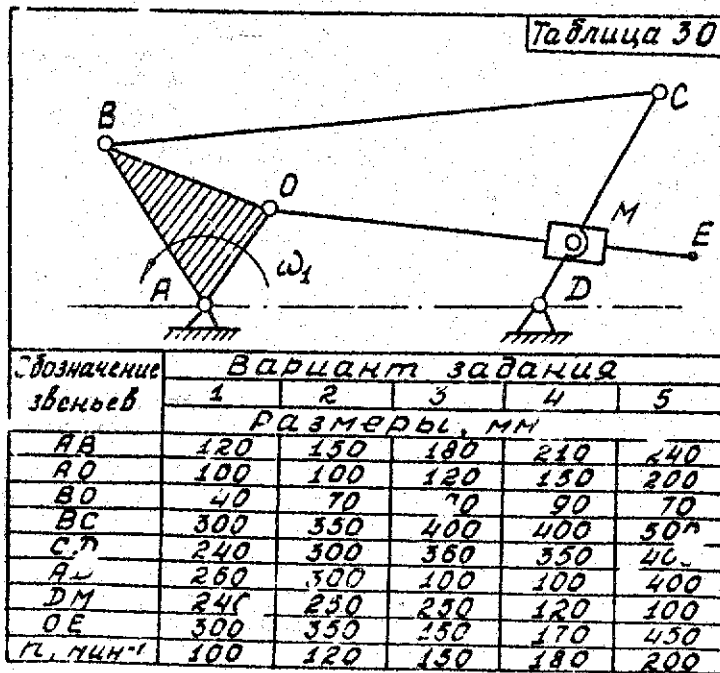
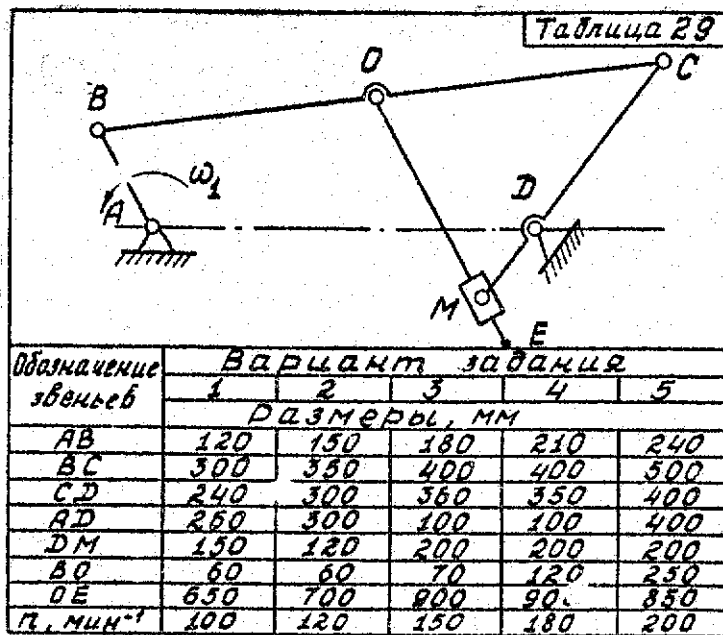












2.2. Содержание задания и краткие методические указания

Построить структурную схему механизма, определить число степеней свободы механизма, произвести его структурный анализ (приняв звено AB за начальное), определить класс механизма и записать формулу его строения.

Напомним основные понятия, встречающиеся на данном этапе выполнения задания.

Начальным называется звено, которому приписывается одна или несколько обобщенных координат механизма.

Обобщенной координатой механизма называется каждая из независимых между собой координат, определяющих положение всех звеньев механизма относительно стойки.

Структурной называется схема механизма, указывающая стойку подвижного звена, виды кинематических пар и их взаимное расположение.

Весь расчет целесообразно свести в таблицу, а графическую часть решения задачи показать путем изображения отсоединяемых структурных групп до тех пор, пока не останется только механизм первого класса.

Построить кинематическую схему механизма в соответствии с принятым масштабным коэффициентом длин в заданном положении механизма, определяемым углом φ . Угол φ определяет положение входного звена и задается преподавателем. Можно рекомендовать масштабный коэффициент длин $\mu_l = 0,004 \dots 0,006$ м/мм.

Кинематической схемой механизма называется структурная схема механизма с указанием размеров звеньев, необходимых для кинематического анализа механизма.

Входным называется звено, которому сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемое движение других звеньев. Следует отметить, что при кинематическом анализе за входное принято звено AB , т.е. то же звено, которое мы называли начальным при структурном анализе механизма.

По кинематической схеме механизма произвести кинематический анализ механизма методом построения плана скоростей и ускорений. Определить величину и направление ускорения центров масс звеньев, считая, что они расположены посередине длин соответствующих звеньев (для ползуна и камня совпадают с осью шарнира, а для жесткого треугольника - с точкой пересечения медиан). Результаты расчета свести в таблицу. На кинематической схеме механизма показать направление ускорений центров масс звеньев и направление угловых ускорений звеньев.

Построить динамическую схему механизма, под которой следует понимать структурную схему механизма с указанием характеристик звеньев, необходимых для динамического анализа механизма. Определить величины главного вектора и главного момента сил инерции каждого звена механизма, после чего определить результирующие силы инерции и показать их векторы на схеме механизма.

Используя формулу строения механизма, выделить статически определяемые структурные группы и изобразить их в соответствии с выбранным масштабным коэффициентом длин, сохраняя положение, занимаемое ими в составе механизма. К звеньям выделенных структурных групп приложить результирующие силы инерции, силы тяжести, силы реакций или их составляющие со стороны отброшенных звеньев и силу полезного сопротивления F_{nc} . Методом плана сил определить реакции во всех кинематических парах выделенных

структурных групп. Расчет производить последовательно, начиная с наиболее удаленной от входного (ведущего) звена AB группы, состоящей из кулисы и кулисного камня. При динамическом анализе принято отсоединять понятие "ведущего" звена, под которым понимают звено, для которого элементарная работа приложенных к нему внешних сил положительна. При этом "ведомым" называется звено, для которого элементарная работа приложенных к нему внешних сил отрицательна или равна нулю.

Изобразить на чертеже, в соответствии с выбранным масштабным коэффициентом длин, ведущее звено AB механизма и приложить к нему силу тяжести, силу инерции звена, силы реакций со стороны отброшенных групп и стойки. Из уравнения моментов сил, действующих на звено AB , относительно точки A определить величину уравновешивающей силы F_{yP} , приложенной в точке B и направленной по касательной к ее траектории. Методом плана сил для звена AB определить силу реакции стойки R_{01} . Дополнительно определить величину уравновешивающей силы F_{yP} методом рычага Н.Е. Жуковского. Полученные результаты по определению уравновешивающей силы различными методами сравнить. При расхождении указанных результатов более чем на три процента расчеты следует проверить.

Продолжение таблицы 54

Вариант	ω_0	I_0	M_{c1}	M_{c2}	M_{c3}	Вариант	ω_0	I_0	M_{c1}	M_{c2}	M_{c3}
англ	рад/с	кг·м ²	Н·м	Н·м	Н·м	англ	рад/с	кг·м ²	Н·м	Н·м	Н·м
22	20	4	500			47	70	1,5	500		
23	16	7	550			48	52	1	500		
24	18	7	550			49	80	1,2	500		
25	22	7	550			50	100	1	100		

4.7.4. Вычислить значения углового ускорения и построить его графика. Для решения этой задачи можно воспользоваться формулой (16) Лагранжа 2-го рода (уравнением движения в форме уравнения моментов).

4.7.5. Определить коэффициент неравномерности вращения ведущего звена. Для этого необходимо найти наибольшее и наименьшее значения угловой скорости и по ним определить среднее ее значение, а затем и искомый коэффициент неравномерности δ .

где I(1) – механизм I-го класса (начальный механизм), образованный звеньями I и O; II(2,3) – группа Ассур 2-го класса, второго порядка, второго вида; II(4,5) – группа Ассур 2-го класса, второго порядка, третьего вида (см. приложение табл. III). Следовательно, заданный механизм является механизмом 2-го класса.

5.1.2. Кинематический анализ механизма.

5.1.2.1. Построение плана скоростей.

Предварительно строим кинематическую схему заданного механизма (рис. 9, а) с учетом масштабного коэффициента длин $\mu_l = 0,11$ м/мм.

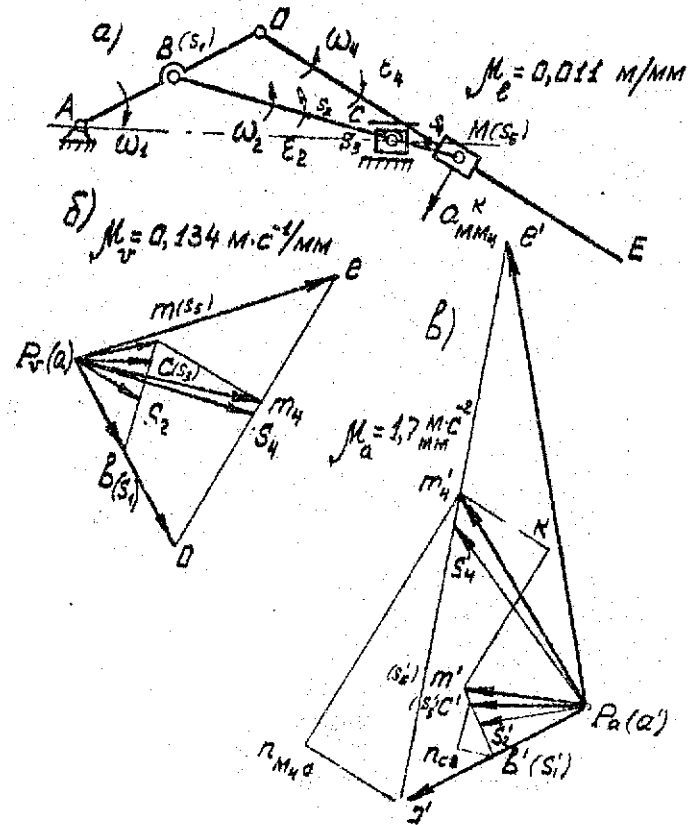


Рис. 9

Поскольку кривошип АВ вращается равномерно, скорости точек В и О определяются следующим образом:

$$v_B = \omega_1 \cdot l_{AB} = \frac{\pi n_1}{30} \cdot l_{AB} = \frac{3,14 \cdot 120}{30} \cdot 0,15 = 1,88 \text{ м/с};$$

$$v_O = \omega_1 \cdot l_{AO} = \frac{\pi n_1}{30} \cdot l_{AO} = \frac{3,14 \cdot 120}{30} \cdot 0,05 = 0,62 \text{ м/с}.$$

Для определения скорости точки С запишем векторное уравнение

$$\vec{v}_C = \vec{v}_B + \vec{v}_{CB}$$

?	$\omega_1 \cdot l_{AB}$?
AC	⊥ AB	⊥ BC

Из произвольно выбранной точки P_U - полюса откладываем отрезки $(P_U B) \perp AB$ и $(P_U O) \perp AB$, изображающие скорости точек В и О в соответствии с масштабным коэффициентом μ_v (рис. 9, б).

Масштабный коэффициент скорости

$$\mu_v = \frac{v_B}{(P_U B)} = \frac{1,88}{14} = 0,134 \text{ мс}^{-1}/\text{мм},$$

где $(P_U B)$ - отрезок, выбираемый произвольно.

Из конца вектора \vec{v}_B проводим линию вектора $\vec{v}_{CB} \perp BC$, а из полюса - линию вектора $\vec{v}_C \parallel AC$. Пересечение этих линий даст на плане скоростей точку С.

Скорость точки М, принадлежащей звену 2, определяем согласно принципу подобия фигур, образованных одноименными точками на плане скоростей и на звеньях механизма:

$$\frac{v_M}{(B'M)} = \frac{v_C}{(BC)}, \text{ откуда } (B'M) = \frac{v_M \cdot (BC)}{v_C} = \frac{0,45 \cdot 12,7}{0,35} = 16,3 \text{ мм}.$$

Для получения отрезка $(P_U M)$, изображающего вектор \vec{v}_M , откладываем точку М на продолжении линии (BC) и соединяем ее с полюсом P_U .

Для определения скорости точки M_4 , принадлежащей звену 4, используем систему векторных уравнений:

* Здесь и далее информация о векторных величинах приводится в таблице, вычисляемая под уравнением, где в первой строке записывается модуль, а во второй - направление вектора.

$$\vec{v}_M = \vec{v}_{M_4} + \vec{v}_{MM_4};$$

$$\vec{v}_{M_4} = \vec{v}_O + \vec{v}_{M_4O};$$

$$\vec{v}_M = \vec{v}_O + \vec{v}_{M_4O} + \vec{v}_{MM_4};$$

$(P_U M)$	$(P_U O) \mu_v$?	?
см. план	⊥ AO	⊥ OE	OE

Для решения этого векторного уравнения из конца вектора $\vec{v}_M (P_U M)$ проводим линию вектора \vec{v}_{MM_4} параллельно CM , а из конца вектора $\vec{v}_O (P_U O)$ - линию вектора \vec{v}_{M_4O} перпендикулярно OE . Пересечение этих линий даст на плане точку M_4 . Соединив ее с полюсом, получим отрезок $(P_U M_4)$, изображающий в соответствии с принятым масштабным коэффициентом вектор скорости \vec{v}_{M_4} . Скорости точек Е, S_1 , S_2 , S_4 определяем, используя принцип подобия.

По данным из плана скоростей определяем значение скоростей точек звеньев механизма

$$v_C = (P_U C) \cdot \mu_v = 10,4 \cdot 0,134 = 1,39 \text{ м/с};$$

$$v_M = (P_U M) \cdot \mu_v = 11,8 \cdot 0,134 = 1,58 \text{ м/с};$$

$$v_{M_4} = (P_U M_4) \cdot \mu_v = 26 \cdot 0,134 = 3,49 \text{ м/с};$$

$$v_E = (P_U E) \cdot \mu_v = 36 \cdot 0,134 = 4,82 \text{ м/с}.$$

Определяем значения угловых скоростей всех звеньев

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 120}{30} = 12,56 \text{ рад/с};$$

$$\omega_2 = \frac{v_{CB}}{l_{BC}} = \frac{(BC) \mu_v}{l_{BC}} = \frac{12,7 \cdot 0,134}{0,35} = 4,86 \text{ рад/с};$$

$$\omega_4 = \frac{v_{M_4O}}{l_{M_4O}} = \frac{(OM_4) \mu_v}{(OM_4) \mu_l} = \frac{21,0 \cdot 0,134}{30 \cdot 0,011} = 8,52 \text{ рад/с}.$$

Результаты вычислений сводим в табл. 57, помещенную в конце кинематического анализа механизма.

Б.1.2.2. Построение плана ускорений.

Так как кривошип АВ вращается равномерно, ускорение точек В и О определяем следующим образом.

$$a_B = a_B^n = \omega_1^2 \cdot l_{AB} = 12,56^2 \cdot 0,15 = 28,7 \text{ м/с}^2;$$

$$a_O = a_O^n = \omega_1^2 \cdot l_{AO} = 12,56^2 \cdot 0,3 = 47,33 \text{ м/с}^2.$$

Вектор $\vec{a}_B^n \parallel \vec{AB}$ и направлен от точки В к точке А ($B \rightarrow A$), вектор $\vec{a}_O^n \parallel \vec{AO}$ и направлен от $O \rightarrow A$.

Из произвольной точки P_a (полюса плана ускорений) откладываем отрезок ($P_a B'$), изображающий в соответствии с масштабным коэффициентом μ_a ускорение точки В, и отрезок ($P_a O'$), изображающий ускорение точки О (рис. 9, Б). Как указывалось выше, оба вектора параллельны АО и направлены к точке А.

Определяем масштабный коэффициент

$$\mu_a = \frac{a_B^n}{(P_a B')} = \frac{28,7}{14} = 1,7 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2} / \text{мм}$$

и отрезок

$$(P_a O') = a_O^n / \mu_a = 47,33 / 1,7 = 28 \text{ мм}.$$

Для определения ускорения точки С используем векторное уравнение

$$\vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{CB}^t$$

?	$\omega_1^2 l_{AB}$	v_{CB}^2 / l_{CB}	?
$\parallel AC$	$\parallel AB$ $B \rightarrow A$	$\parallel BC$ $C \rightarrow B$	$\perp BC$

Для решения этого векторного уравнения необходимо предварительно определить значение a_{CB}^t и представить его длиной отрезка ($B' l_{CB}^t$) в соответствии с масштабным коэффициентом:

$$(B' l_{CB}^t) = \frac{a_{CB}^t}{\mu_a} = \frac{v_{CB}^2}{l_{CB} \mu_a} = \frac{[v_{CB}^2] \mu_v}{l_{CB} \mu_a} = \frac{(12,7 \cdot 0,154)^2}{0,35 \cdot 1,7} = 4,8 \text{ мм}.$$

Для выполнения построения на плане ускорений из точки В откладываем отрезок ($B' l_{CB}^t$) параллельно ВС, направленный к точке В. Далее, через l_{CB}^t проводим линию вектора \vec{a}_{CB}^t перпендикулярно ($B' l_{CB}^t$) или ВС, а из полюса P_a проводим линию вектора \vec{a}_C параллельно направлению движения ползуна С, т.е. параллельно АС. Пересечение линий векторов \vec{a}_{CB}^t и \vec{a}_C даст точку С'. Соединив полученную точку с полюсом построения, получим вектор \vec{a}_C ускорения точки С, изображенный отрезком ($P_a C'$) в соответствии с принятым масштабным коэффициентом. Ускорение точки М, лежащей на звене 2, определяем методом подобия:

$$\frac{(B' M')}{BM} = \frac{(B' a')}{BC},$$

откуда

$$(B' M') = \frac{BM(B' C')}{BC} = \frac{0,45 \cdot 2,7}{0,35} = 10 \text{ мм}.$$

Ускорение точки M_4 , принадлежащей звену 4, определяем из векторных уравнений:

$$\vec{a}_{M_4} = \vec{a}_{M_4} + \vec{a}_{M_4 M_4}^t + \vec{a}_{M_4 M_4}^k;$$

$$\vec{a}_{M_4} = \vec{a}_O + \vec{a}_{M_4 O}^n + \vec{a}_{M_4 O}^t;$$

$$\vec{a}_{M_4} = \vec{a}_O + \vec{a}_{M_4 O}^n + \vec{a}_{M_4 O}^t + \vec{a}_{M_4 M_4}^t + \vec{a}_{M_4 M_4}^k$$

$(P_a M_4) \mu_a$	$\omega_1^2 l_{AO}$	$v_{M_4 O}^2 / l_{M_4 O}$?	?	$2\omega_4 v_{M_4 M_4}$
см. план	$\parallel AO$ $O \rightarrow A$	$\parallel OM_4$ $M_4 \rightarrow O$	$\perp OE$	$\parallel OE$	$\perp OE$

До построения необходимо определить величину отрезков ($O' l_{M_4 O}$) и ($k M_4$), изображающих соответственно ускорения $\vec{a}_{M_4 O}^n$ и $\vec{a}_{M_4 M_4}^k$:

$$(O' l_{M_4 O}) = \frac{a_{M_4 O}^n}{\mu_a} = \frac{v_{M_4 O}^2}{l_{M_4 O} \mu_a} = \frac{[(O M_4) \mu_v]^2}{(2 M_4) \mu_v \mu_a} = \frac{(21 \cdot 0,104)^2}{30 \cdot 0,011 \cdot 1,7} = 14,1 \text{ мм}.$$

$$(k M_4) = \frac{a_{M_4 M_4}^k}{\mu_a} = \frac{2\omega_4 v_{M_4 M_4}}{\mu_a} = \frac{2(O M_4) \mu_v (M_4 M_4) \mu_v}{(O M_4) \mu_v \mu_a} =$$

$$= \frac{2 \cdot 21 \cdot 0,104 \cdot 10,2 \cdot 0,104}{30 \cdot 0,011 \cdot 1,7} = 21,7 \text{ мм}.$$

Из точки O' откладываем отрезок $(O'P_{M_4O})$ параллельно OE в направлении от точки M_4 к точке O . Из точки P_{M_4O} проводим линию направления вектора \bar{a}_{M_4O} перпендикулярно к отрезку $(O'P_{M_4O})$ или OE . Далее, через точку Γ проводим линию направления вектора \bar{a}_{MM_4} перпендикулярно к OE . На этой линии откладываем отрезок $(\Gamma\Gamma')$ так, чтобы концы векторов \bar{a}_{MM_4} и \bar{a}_M совпали. Для определения направления вектора Кориолисова ускорения \bar{a}_{MM_4} необходимо вектор скорости \bar{v}_{MM_4} точки M в относительном движении повернуть в плоскости чертежа на 90° в сторону направления вращения звена 4 в переносном движении, т.е. в сторону направления ω_4 . Из точки K провести линию направления вектора \bar{a}_{MM_4} параллельно OE до пересечения с линией направления вектора \bar{a}_{M_4O} . Полученную точку K пересечения Γ_4 соединяем с полюсом P_a и получим отрезок $(P_a\Gamma_4)$, изображающий вектор \bar{a}_{M_4} .

Определяем ускорение точек

$$a_c = (P_a C') \cdot \mu_a = 16 \cdot 1,7 = 27,2 \text{ м/с}^2;$$

$$a_M = (P_a M') \cdot \mu_a = 16,9 \cdot 1,7 = 28,73 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{M_4} = (P_a M_4') \cdot \mu_a = 33,1 \cdot 1,7 = 56,27 \text{ м/с}^2.$$

Определяем угловые ускорения звеньев

$$e_2 = \frac{a_{CB}^c}{l_{CB}} = \frac{(P_{CB} C') \mu_a}{l_{CB}} = \frac{6 \cdot 1,7}{0,35} = 29,14 \text{ рад/с}^2;$$

$$e_4 = \frac{a_{M_4O}^c}{l_{M_4O}} = \frac{(P_{M_4O} M_4') \mu_a}{(M_4O) \mu_l} = \frac{33 \cdot 1,7}{30 \cdot 0,011} = 195,7 \text{ рад/с}^2.$$

Результаты кинематического анализа заданного механизма сведены в табл. 57.

5.1.3. Силовое исследование механизма.

Предварительно строим динамическую схему заданного механизма (рис. 10, а), для чего используем данные о действующих силах, данные, определяющие положения механизма и массово-геометрические характеристики звеньев. Так, в данном примере заданы массы звеньев: $m_1 = 10 \text{ кг}$, $m_2 = 20 \text{ кг}$, $m_3 = 20 \text{ кг}$, $m_4 = 15 \text{ кг}$, $m_5 = 3 \text{ кг}$. Следует отметить, что в предлагаемых за-

70

Таблица 57

Точки звеньев механизма	Кинематические характеристики			
	скорость (v_i)		ускорение (a_i)	
	отрезок на плане, мм	м/с	отрезок на плане, мм	м/с ²
B	$(P_B B) = 14$	$v_B = 1,88$	$(P_a B') = 14$	$a_B = 27,2$
O	$(P_O O) = 28$	$v_O = 3,77$	$(P_a O') = 28$	$a_O = 47,83$
C	$(P_C C) = 10,4$	$v_C = 1,39$	$(P_a C') = 16$	$a_C = 27,2$
M	$(P_M M) = 11,2$	$v_M = 1,58$	$(P_a M') = 16,9$	$a_M = 28,73$
M ₄	$(P_{M_4} M_4) = 26$	$v_{M_4} = 3,49$	$(P_a M_4') = 33,1$	$a_{M_4} = 56,27$
E	$(P_E E) = 36$	$v_E = 4,32$	$(P_a E') = 60$	$a_E = 102$
S ₁	$(P_S S_1) = 14$	$v_{S_1} = 1,88$	$(P_a S_1') = 14$	$a_{S_1} = 27,2$
S ₂	$(P_S S_2) = 10$	$v_{S_2} = 1,34$	$(P_a S_2') = 15$	$a_{S_2} = 24,9$
S ₄	$(P_S S_4) = 24$	$v_{S_4} = 3,22$	$(P_a S_4') = 29,4$	$a_{S_4} = 49,9$
	$(BC) = 12$	$v_{BC} = 1,6$	$(B'C') = 7,4$	$a_{CB} = 12,5$
	$(OM_4) = 22$	$v_{M_4O} = 2,95$	$(O'M_4') = 40$	$a_{M_4O} = 68$
	$(M_4M) = 16$	$v_{MM_4} = 2,14$	$(M_4'M') = 24,7$	$a_{MM_4} = 41,9$
	—	—	$(B'P_{CB}) = 4,8$	$a_{CB}^K = 8,16$
	—	—	$(P_{CB} C') = 6$	$a_{CB}^c = 10,2$
	—	—	$(O'P_{M_4O}) = 14,1$	$a_{M_4O}^K = 23,97$
	—	—	$(P_{M_4O} M_4') = 33,1$	$a_{M_4O}^c = 67,83$
	—	—	$(M_4'K) = 13,4$	$a_{MM_4}^c = 22,7$
	—	—	$(\Gamma M') = 21,7$	$a_{MM_4}^K = 36,89$
Звенья механизма	Угло. я скорость, рад/с	Угловое ускорение рад/с ²		
AB	$\omega_1 = 12,56$	—		
BC	$\omega_2 = 4,86$	$e_2 = 29,14$		
OE	$\omega_4 = 8,32$	$e_4 = 195,7$		

даниях для самостоятельной работы масса звеньев задана в координатной форме. Положение механизма определяется углом φ . Сила

полезного сопротивления $F_{nc} = 400 \text{ Н}$ приложена к полюну 3 и направлена в противоположную сторону его скорости \vec{v}_c . Для удобства и повышения точности определения направления линий действия сил инерции выполняем план ускорений (рис. 10, б) в непосредственной близости от динамической схемы механизма.

Б.1.3.1. Определение величины сил инерции звеньев.

$$F_{u1} = m_1 a_{s1} = 10 \cdot 28 = 280 \text{ Н};$$

$$F_{u2} = m_2 a_{s2} = 20 \cdot 24,9 = 498 \text{ Н};$$

$$F_{u3} = m_3 a_0 = 20 \cdot 27,2 = 544 \text{ Н};$$

$$F_{u4} = m_4 a_{s4} = 15 \cdot 49,9 = 748,5 \text{ Н};$$

$$F_{u5} = m_5 a_M = 3 \cdot 28,75 = 86,19 \text{ Н};$$

$$M_{u2} = I_{s2} \epsilon_2 = 0,12 m_2 l_{bc}^2 \epsilon_2 = 0,12 \cdot 20 \cdot 0,35^2 \cdot 29,14 = 8,57 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{u4} = I_{s4} \epsilon_4 = 0,12 m_4 l_{oe}^2 \epsilon_4 = 0,12 \cdot 16 \cdot 0,65^2 \cdot 196,7 = 148,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Силы инерции направлены в сторону, противоположную направлению соответствующих ускорений центров масс, а моменты сил инерции - в сторону, противоположную угловым ускорениям соответствующих звеньев.

Для упрощения расчетов принимаем $g \approx 10 \text{ м/с}^2$ и в соответствии с этим получим силы тяжести звеньев

$$G_1 = m_1 g \approx 10 \cdot 10 = 100 \text{ Н};$$

$$G_2 = m_2 g \approx 20 \cdot 10 = 200 \text{ Н};$$

$$G_3 = m_3 g \approx 20 \cdot 10 = 200 \text{ Н};$$

$$G_4 = m_4 g \approx 15 \cdot 10 = 150 \text{ Н};$$

$$G_5 = m_5 g \approx 3 \cdot 10 = 30 \text{ Н}.$$

Б.1.3.2. Силковое исследование группы 4 - 5.

Выведем группу 4 - 5 в заданном положении с учетом принятого масштабного коэффициента $\mu_L = 0,011 \text{ м/мм}$ и приложим к звеньям действующие силы тяжести \vec{G}_4 и \vec{G}_5 . В соответствии с принципом Даламбера условно прикладываем к звеньям и силы инерции \vec{F}_{u4} , \vec{F}_{u5} и момент сил инерции M_{u4} . Далее, силу \vec{F}_{u4} и момент M_{u4} приводим к одной результирующей силе, линия действия которой проходит на расстоянии X_4 от силы \vec{F}_{u4} (рис. 11, а). Плечо X_4 определяем следующим образом:

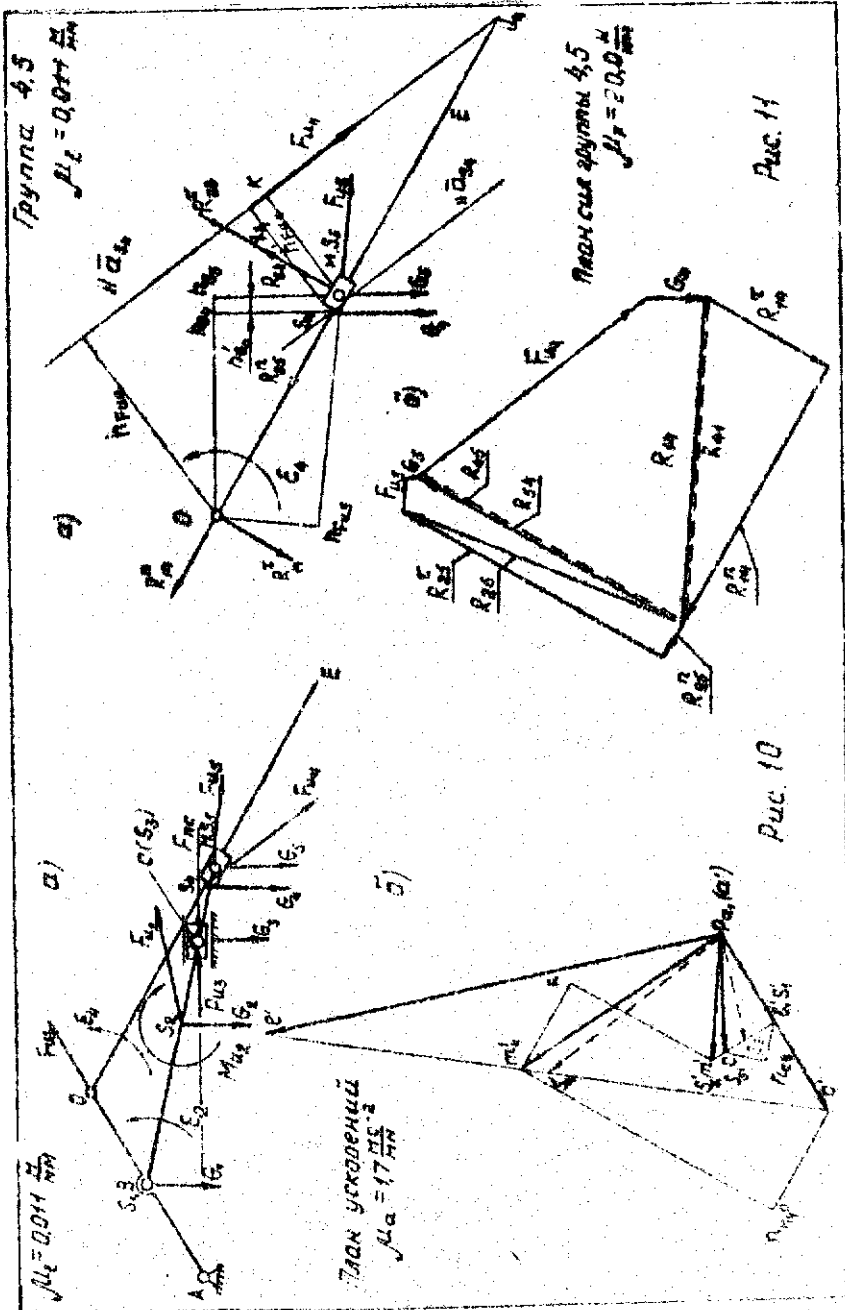
$$X_4 = \frac{M_{u4}}{F_{u4} \cdot \mu_L} = \frac{148,8}{748,5 \cdot 0,011} = 18 \text{ мм}.$$

Построения при определении линии действия силы инерции \vec{F}_{u4} выполняются в следующей последовательности. Проводим через центр масс S_4 звена 4 линию, параллельную вектору ускорения \vec{a}_{s4} . К этой линии в точке S_4 восстанавливаем перпендикуляр, на котором откладываем от нее отрезок x_4 , его необходимо отложить так, чтобы момент силы \vec{F}_{u4} относительно S_4 имел противоположное направление относительно углового ускорения ϵ_4 звена 4.

В точке O прикладываем реакцию \vec{R}_{14} (действие первого звена на четвертое), которую раскладываем на две составляющие: \vec{R}_{14}^n - параллельно кулисе, \vec{R}_{14}^t - перпендикулярно к ней.

В точке M прикладываем реакцию \vec{R}_{25} (действие второго звена на пятое), которую также раскладываем на составляющие: \vec{R}_{25}^n - по кулисе, \vec{R}_{25}^t - перпендикулярно кулисе.

Неизвестными являются реакции R_{25} , R_{14} , а также внутренняя реакция R_{45} (R_{54}). Составляя сумму моментов всех сил, действующих на структурную группу (диаду), относительно точки O , определяем R_{25}^t .



$$\sum M_O^{(M)} = 0;$$

$$R_{26}^C \cdot OM - F_{u4} \cdot h_{F_{u4}} + F_{u5} \cdot h_{F_{u5}} - G_4 \cdot h_{G_4} - G_5 \cdot h_{G_5} = 0;$$

$$R_{26}^C = \frac{F_{u4} \cdot h_{F_{u4}} - F_{u5} \cdot h_{F_{u5}} + G_4 \cdot h_{G_4} + G_5 \cdot h_{G_5}}{OM}$$

$$= \frac{748,5 \cdot 29 - 86,49 \cdot 13,7 + 150 \cdot 27 + 30 \cdot 29}{33} = 771 \text{ Н.}$$

Продолжая то же самое относительно точки M , определяем R_{14}^C

$$\sum M_M^{(4)} = 0;$$

$$R_{14}^C \cdot OM + G_4 \cdot h'_{G_4} - F_{u4} \cdot h_{F_{u4}} = 0;$$

$$R_{14}^C = \frac{F_{u4} \cdot h_{F_{u4}} - G_4 \cdot h'_{G_4}}{OM} = \frac{748,5 \cdot 16,8 - 150,2}{33} = 372 \text{ Н.}$$

Составим векторную сумму сил, действующих на звено 4, откуда построим план сил определим R_{14}^H (R_{14}) и R_{54} (рис. 11, б).

$$\sum \vec{F}^{(4)} = 0; \quad \vec{R}_{54} + \vec{F}_{u4} + \vec{G}_4 + \vec{R}_{14}^C + \vec{R}_{14}^H = 0.$$

Для построения плана сил необходимо силы \vec{F}_{u4} , \vec{G}_4 , \vec{R}_{14}^C пересчитать на отрезки в мм с помощью масштабного коэффициента $\mu_F = 20 \text{ Н/мм}$. Построение начинаем с нанесения линии действия реакции \vec{R}_{54} , затем по правилу сложения векторов проводим отрезки, соответствующие силам \vec{F}_{u4} , \vec{G}_4 и \vec{R}_{14}^C . С конца вектора \vec{R}_{14}^C проводим линию направления R_{14}^H , которая, пересекаясь с линией направления реакции \vec{R}_{54} , отсекает на них отрезки, соответствующие этим силам:

$$R_{14}^H = (R_{14}^H) \cdot \mu_F = 38 \cdot 20 = 760 \text{ Н};$$

$$R_{14} = (R_{14}) \cdot \mu_F = 42 \cdot 20 = 840 \text{ Н};$$

$$R_{54} = (R_{54}) \cdot \mu_F = 39,35 \cdot 20 = 787 \text{ Н};$$

$$\vec{R}_{14} = -\vec{R}_{41}; \quad \vec{R}_{45} = -\vec{R}_{54}.$$

Для определения R_{25}^n и R_{25}^t решаем векторное уравнение сил, действующих на диadu - А :

$$\sum \vec{F}^{(A)} = 0;$$

$$\vec{R}_{25}^n + \vec{R}_{25}^t + \vec{F}_{u5} + \vec{G}_5 + \vec{F}_{u4} + \vec{G}_4 + \vec{R}_{14} = 0.$$

Суть проводимых построений очевидна из рис. 11, б :

$$R_{25}^n = (R_{25}^n) \mu_F = 5 \cdot 20 = 100 \text{ Н};$$

$$R_{25}^t = (R_{25}^t) \mu_F = 38,7 \cdot 20 = 773,3 \text{ Н}.$$

5.1.3.3. Силовое исследование группы 2 - 3.

Вычерчиваем группу 2-3 в заданном положении с учетом масштабного коэффициента $\mu_L = 0,011 \text{ м/мм}$ (рис. 12, а.) и прикладываем действующие силы: $\vec{G}_2, \vec{G}_3, \vec{F}_{u3}, \vec{F}_{nc}, R_{52}$ (действие пятого звена на второе). Силу инерции (приложенную условно) \vec{F}_{u2} и момент сил инерции приводим к одной результирующей силе (см. приложение табл. 14 или пояснение к п. 5.1.3.2), равной \vec{F}_{u2} по величине, линия действия которой проходит на расстоянии X_2 от точки S_2 .

Определяем плечо

$$X_2 = \frac{M_{u2}}{F_{u2} \mu_L} = \frac{8,57}{498 \cdot 0,011} = 1,56 \text{ мм}.$$

В точке В прикладываем реакцию \vec{R}_{12} (действие первого звена на второе), которую раскладываем на две составляющие: \vec{R}_{12}^n - по звену ВС, \vec{R}_{12}^t - перпендикулярно звену ВС.

В точке С прикладываем реакцию \vec{R}_{03} (действие стойки на ползуна 3), которая направлена перпендикулярно линии движения ползуна и проходит через точку С (последнее является допущением с целью упрощения приводимого решения).

Неизвестными являются реакции $\vec{R}_{12}, \vec{R}_{03}$, а также внутренняя реакция \vec{R}_{23}^t (\vec{R}_{32}). Составляя сумму моментов всех сил, действующих на второе звено, относительно точки С определяем \vec{R}_{12}^t

$$\sum M_C^{(2)} = 0;$$

$$R_{12}^t \cdot BC + G_2 \cdot h_{G2} - F_{u2} \cdot h_{F_{u2}} - R_{32} \cdot CD = 0;$$

$$R_{12}^t = \frac{F_{u2} \cdot h_{F_{u2}} + R_{32} \cdot CD - G_2 \cdot h_{G2}}{BC} = \frac{498 \cdot 6 + 773,3 \cdot 9,33 - 200 \cdot 11,33}{33} = 210,5 \text{ Н}$$

Неизвестные по величине, но известные по направлению \vec{R}_{12}^n , \vec{R}_{12}^t и \vec{R}_{03} определяем из построения плана сил для всей группы (рис. 12, б) с использованием масштабного коэффициента $\mu_F = 28,4 \text{ Н/мм}$.

$$\sum \vec{F}^{(A)} = 0;$$

$$\vec{R}_{03} + \vec{F}_{u3} + \vec{G}_3 + \vec{F}_{nc} + \vec{F}_{u2} + \vec{R}_{52} + \vec{G}_2 + \vec{R}_{12}^t + \vec{R}_{12}^n = 0;$$

$$R_{12}^n = (R_{12}^n) \mu_F = 10,4 \cdot 28,4 = 295,56 \text{ Н};$$

$$R_{12}^t = (R_{12}^t) \mu_F = 13,3 \cdot 28,4 = 377,72 \text{ Н};$$

$$R_{03} = (R_{03}) \mu_F = 41,9 \cdot 28,4 = 1172,92 \text{ Н}.$$

Из построенного плана сил, используя векторное уравнение вида $\sum \vec{F}^{(2)} = 0$, находим R_{32} (R_{23}), для чего достаточно соединить начало вектора \vec{F}_{u2} с концом вектора \vec{R}_{12} , при этом $\vec{R}_{32} = -\vec{R}_{23}$.

$$R_{32} = R_{23} = (R_{32}) \mu_F = 36,3 \cdot 28,4 = 1003,47 \text{ Н}.$$

5.1.3.4. Силовое исследование ведущего звена - кривошипа АВ.

Вычерчиваем ведущее звено АВ в заданном положении с учетом масштабного коэффициента $\mu_L = 0,011 \text{ м/мм}$ (рис. 13, а.) и прикладываем все действующие на него силы (вместе с силами инерции): $\vec{F}_1, \vec{R}_{u1}, \vec{F}_{u1}, \vec{F}_{u2}, \vec{R}_{21}$ (действие второго звена на первое), \vec{R}_{01} (действие стойки на первое звено), Уравновешивающая сила

прикладывается в точке B , перпендикулярно к звену AB , и, следовательно, неизвестен только ее модуль. Кроме этого, неизвестна по величине и направлению реакция R_{O1} .

Составляя сумму моментов всех сил относительно точки A , определим F_{yp} .

$$\sum M_A = 0;$$

$$F_{yp} \cdot AB - R_{21} \cdot h_{R21} - R_{41} \cdot h_{R41} - G_1 \cdot h_{G1} = 0;$$

$$F_{yp} = \frac{R_{21} \cdot h_{R21} + R_{41} \cdot h_{R41} + G_1 \cdot h_{G1}}{AB} = \frac{377,72 \cdot 0,7 + 840 \cdot 16 + 100 \cdot 12}{14} = 1064,6 \text{ Н};$$

$$\vec{F}_{yp} + \vec{F}_{u1} + \vec{G}_1 + \vec{R}_{21} + \vec{R}_{41} + \vec{R}_{O1} = 0.$$

Составляя план сил, действующих на кривошип AB , определяем реакцию R_{O1} (рис. 13, б).

$$R_{O1} = (R_{O1})_{\mu_F} = 47,5 \cdot 28,4 = 1344,3 \text{ Н}.$$

Результаты силового исследования механизма сводим в табл. 58.

Таблица 58

F_{yp}	R_{O1}	$R_{12}(R_{21})$	$R_{23}(R_{32})$	R_{O3}	$R_{14}(R_{41})$	$R_{25}(R_{52})$	$R_{45}(R_{54})$
1064,6	1344,3	377,72	1003,47	1172,92	840	773,3	787

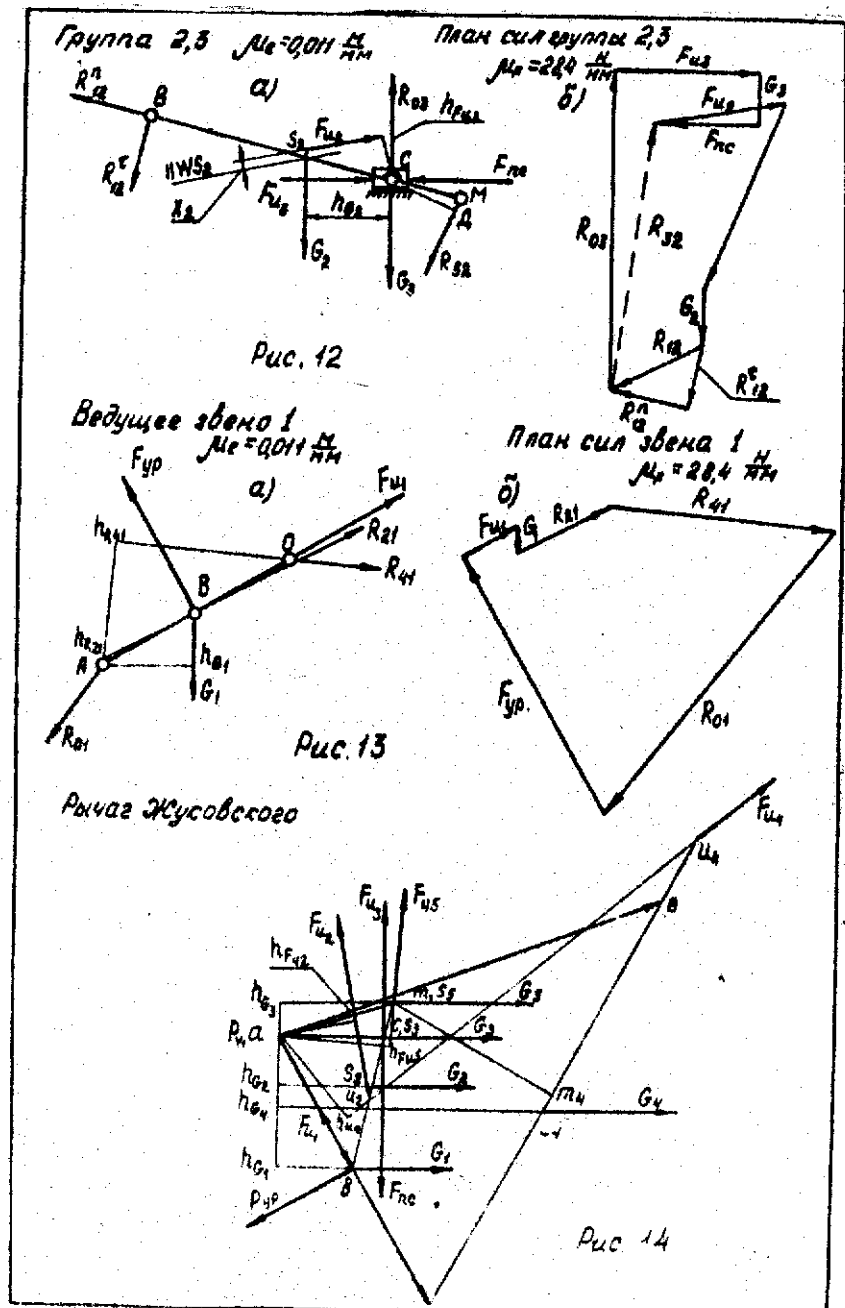
5.1.3.5. Определение уравновешивающей силы методом жесткого рычага Н.Е. Жуковского.

На плане скоростей, построенном в произвольном масштабе (рис. 14), прикладываем в соответствующих точках все силы, действующие на механизм, повернув их предварительно на 90° против часовой стрелки (или по часовой стрелке). Рассматривая план скоростей как жесткий рычаг с центром вращения в полюсе P_U , запишем для него уравнение равновесия в виде

$$\sum M_{P_U} = 0;$$

$$G_1 \cdot h_{G1} + G_2 \cdot h_{G2} + G_4 \cdot h_{G4} - G_5 \cdot h_{G5} + F_{u4} \cdot h_{F_{u4}} + F_{u2} \cdot h_{F_{u2}} +$$

$$+ F_{u5} \cdot h_{F_{u5}} + F_{u3}(ac) - F_{nc} \cdot h_{nc} - F_{yp}(ab) = 0,$$



откуда

$$F_{ур} = \frac{G_1 h_{a1} + G_2 h_{a2} + G_4 h_{a4} - G_3 h_{a3} + F_{и1} h_{Fи1} + F_{и2} h_{Fи2} + F_{и3} h_{Fи3} + F_{и4} h_{Fи4} + F_{и5} h_{Fи5} - F_{и6} h_{Fи6}}{(aB)}$$

$$F_{ур} = \frac{100 \cdot 17 + 200 \cdot 8,5 + 150 \cdot 8,7 - 30 \cdot 5,4 + 248,5 \cdot 10,5 + 198 \cdot 9,5 + 86 \cdot 9,14 + 544 \cdot 11 - 100 \cdot 11,4}{20}$$

Расхождение при определении $F_{ур}$ методом планов сил и методом рычага Н.Е. Жуковского составляет

$$\frac{1111}{1064,6} - 100\% - 100\% = 4,36\%$$

что вполне допустимо.

5.1.3.6. Определение момента сил трения и мощности, расходуемой на трение, приведенных к валу А (решение приводится в общем виде).

Мощность, расходуемая на трение во вращательной и поступательной парах, определяется соответственно по формулам

$$P_{тр.в} = \frac{4}{\pi} f r R \omega_{отн};$$

$$P_{тр.п} = f R v_{отн};$$

где f — коэффициент трения скольжения;
 r — радиус цапфы вращательной кинематической пары;
 R — сила давления в кинематической паре;
 $\omega_{отн}$ — относительная угловая скорость вращения двух звеньев;
 $v_{отн}$ — относительная линейная скорость движения звеньев.
 Запишем в общем виде мощность, расходуемую на преодоление сил трения, полагая, что радиус цапф и коэффициент трения во всех кинематических парах одинаковы.

$$P_{тр} = \sum P_{тр.в} + \sum P_{тр.п} = \frac{4}{\pi} f r [R_{12} \omega_1 + R_{12} (\omega_1 + \omega_2) + R_{14} (\omega_1 + \omega_2) + R_{25} (\omega_2 - \omega_1) + R_{23} \omega_2] + f R_{03} v_c + f R_{45} v_{мн4}$$

Определяем момент сил трения, приведенный к валу А

$$P_{тр} = M_{тр} \omega_1;$$

$$M_{тр} = P_{тр} / \omega_1$$

(10)

Задаваясь величиной коэффициента трения f и радиусом цапф r , можно дать численное решение задачи.

5.2. Выполнение задания на динамический анализ установившегося движения ведущего звена

Для ведущего звена механизма приведенный момент инерции I_n постоянен и равен $10 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, угловая скорость в начале цикла $\omega_0 = 50 \text{ рад/с}$, приведенный момент движущих сил M_A^n в течение цикла постоянен и равен $75 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Цикл движения машины соответствует одному обороту ведущего звена. Приведенный момент сил сопротивления M_C^n при установившемся движении меняется по закону, приведенному на графике (рис. 15). Коэффициент полезного действия механизма принять $\eta = 1,0$. Для цикла движения механизма рассчитать и построить графики приведенных моментов движущих сил и сил сопротивления, а также графики изменения угловой скорости и углового ускорения ведущего звена.

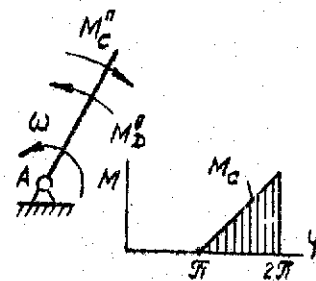


Рис. 15

Решение. При режиме установившегося движения, в пределах каждого цикла, работа движущих сил равна работе сил сопротивления $W_A - W_C = 0$; $W_A = W_C$

Графически работа выражается площадью (рис. 16), следовательно, можно записать $W_A = M_A^n \psi = M_A^n \cdot 2\pi$, а $W_C = (M_C^n \pi) / 2$, откуда $M_A^n \cdot 2\pi = (M_C^n \pi) / 2$ и, следовательно,

$$M_C^n = 4 M_A^n = 4 \cdot 75 = 300 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

За период цикла происходит изменение кинетической энергии:

$$\Delta E_k = W_A - W_C = \frac{I_n \omega_i^2}{2} - \frac{I_n \omega_0^2}{2}$$

где $E_{k0} = (I_n \omega_0^2) / 2$ — начальное значение кинетической энергии;
 $E_{ki} = (I_n \omega_i^2) / 2$ — кинетическая энергия в произвольно взятый момент за период одного цикла.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Основные определения теории механизмов и машин

Механизмом называется система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких твердых тел в требуемое движение других твердых тел.

Звеном механизма называется одно или несколько неподвижно соединенных твердых тел, входящих в состав механизма.

Кинематической парой называется соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение.

Элементом кинематической пары называется совокупность поверхностей, линий и точек звена, по которым оно может соприкасаться с другим звеном, образуя кинематическую пару.

Машиной называется устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов и информации с целью замены или облегчения физического и умственного труда человека.

По функциональному признаку звеньям присваиваются определенные наименования.

Кривошип - вращающееся звено рычажного механизма, которое может совершать полный оборот вокруг неподвижной оси.

Коромысло - вращающееся звено рычажного механизма, которое не может совершать полный оборот вокруг неподвижной оси.

Шатун - звено рычажного механизма, образующее кинематические пары только с подвижными звеньями.

Ползун - звено рычажного механизма, образующее поступательную пару со стойкой.

Кулиса - звено рычажного механизма, вращающееся вокруг неподвижной оси и образующее с другим подвижным звеном поступательную пару.

Таблица №2. Классификация групп плоских механизмов


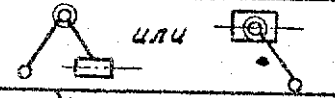
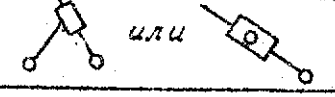
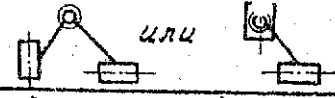
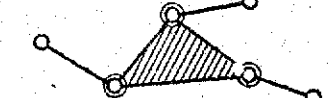

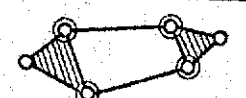
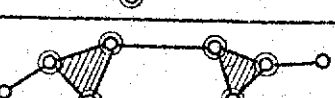
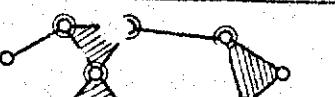
Группа	Символ группы	Класс	Порядок	Вид	Схема	Число пар P ₅	Число звеньев n	
								Контура группы
I	ВВВ	II	2	1		3	2	
	ВВП (ПВВ)			2				
				ВПВ	3			
	ПВП				4			
					ППВ (ВПП)			5
II	III	3	-		6	4		
			-		9	6		
III	IV	2	-		6	4		
			-		9	6		
IV	V	3	-		9	6		

Таблица П2. Кинематический анализ длад (видов) различных модификаций

Модификация (вид)	Схема длад	Векторные уравнения	Направления векторов
1	2	3	4
1		$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}$ $\vec{V}_B = \vec{V}_C + \vec{V}_{BC}$ $\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t$ $\vec{a}_B = \vec{a}_C + \vec{a}_{BC}^n + \vec{a}_{BC}^t$ <p>где:</p> $a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{l_{AB}}; a_{BC}^n = \frac{V_{BC}^2}{l_{BC}}$	$\vec{V}_{BA} \perp AB$ $\vec{V}_{BC} \perp BC$ $\vec{a}_{BA}^n \parallel AB$ $\vec{a}_{BA}^t \perp AB$ $\vec{a}_{BC}^n \parallel BC$ $\vec{a}_{BC}^t \perp BC$
2	a)	$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}$ $\vec{V}_B = \vec{V}_{B4} + \vec{V}_{BB4}$ $\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t$ $\vec{a}_B = \vec{a}_{B4} + \vec{a}_{BB4}^t + \vec{a}_{BB4}^c$ <p>где:</p> $\vec{a}_{BB4}^c = 2(\vec{\omega}_4 \times \vec{V}_{BB4}),$ <p>а по модулю</p> $a_{BB4}^c = 2\omega_4 V_{BB4}$	$\vec{V}_{BA} \perp AB$ $\vec{V}_{B4} \parallel xx$ $\vec{a}_{BA}^n \parallel AB$ $\vec{a}_{BA}^t \perp AB$ $\vec{a}_{BB4}^t \perp xx$ $\vec{a}_{BB4}^c \parallel xx$
	б)	$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}$ $\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t$ <p>где:</p> $a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{l_{AB}}$	$\vec{V}_{BA} \perp BA$ $\vec{V}_B \parallel xx$ $\vec{a}_{BA}^n \parallel AB$ $\vec{a}_{BA}^t \perp AB$
	в)	$\vec{V}_B = \vec{V}_{B4} + \vec{V}_{BB4}$ $\vec{a}_B = \vec{a}_{B4} + \vec{a}_{BB4}^n + \vec{a}_{BB4}^t$ $\vec{a}_B = \vec{a}_{B4} + \vec{a}_{BB4}^t + \vec{a}_{BB4}^c$ <p>где:</p> $a_{BB4}^c = \frac{V_{BB4}^2}{l_{AB}}; a_{BB4}^c = 2\omega_4 V_{BB4}$	$\vec{V}_B \perp AB$ $\vec{V}_{B4} \parallel xx$ $\vec{a}_{BB4}^n \parallel AB$ $\vec{a}_{BB4}^t \perp AB$ $\vec{a}_{BB4}^c \perp xx$

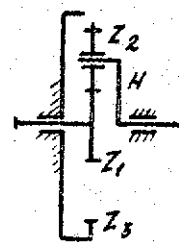
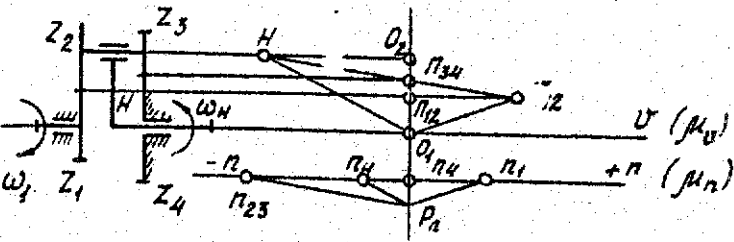
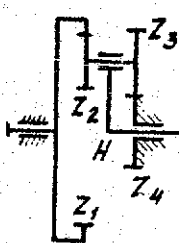
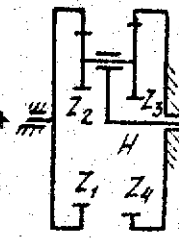
Продолжение табл. П2

1	2	3	4
	<p>a) </p> <p>б) </p>	$\vec{V}_B = \vec{V}_{B2} + \vec{V}_{BB2}$ $\vec{V}_{B2} = \vec{V}_A + \vec{V}_{B2A}$ $\vec{a}_B = \vec{a}_{B2} + \vec{a}_{BB2}^n + \vec{a}_{BB2}^t$ $\vec{a}_{B2} = \vec{a}_A + \vec{a}_{B2A}^n + \vec{a}_{B2A}^t$ <p>где</p> $a_{B2A}^n = \frac{V_{B2A}^2}{l_{AB}}$ $a_{BB2}^c = 2\omega_2 V_{BB2}$	$\vec{V}_{BB2} \parallel xx$ $\vec{V}_{B2A} \perp AB$ $\vec{a}_{B2A}^n \parallel AB$ $\vec{a}_{B2A}^t \perp AB$ $\vec{a}_{BB2}^c \parallel xx$
3	<p>а) </p> <p>б) </p>	<p>где</p> $a_{B2A}^n = \frac{V_{B2A}^2}{l_{AB}}$ $a_{BB2}^c = 2\omega_2 V_{BB2}$	$\vec{a}_{B2A}^n \parallel AB$ $\vec{a}_{B2A}^t \perp AB$
4		$\vec{V}_B = \vec{V}_{B4} + \vec{V}_{BB4}$ $\vec{a}_B = \vec{a}_{B4} + \vec{a}_{BB4}^t + \vec{a}_{BB4}^c$ <p>где</p> $a_{BB4}^c = 2\omega_4 V_{BB4}$	$\vec{V}_B \parallel yy$ $\vec{V}_{B4} \perp xx$ $\vec{a}_B \parallel yy$ $\vec{a}_{BB4}^t \perp xx$ $\vec{a}_{BB4}^c \parallel xx$
5		$\vec{V}_B = \vec{V}_{B2} + \vec{V}_{BB2}$ $\vec{a}_B = \vec{a}_{B2} + \vec{a}_{BB2}^t$	$\vec{V}_B \parallel y$ $\vec{V}_{BB2} \parallel xx$ $\vec{a}_{B2} \parallel yy$ $\vec{a}_{BB2} \parallel xx$

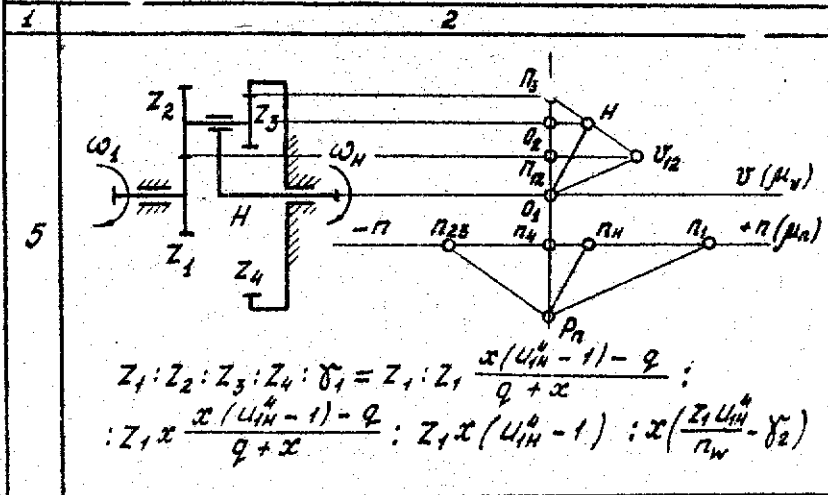
Табл. ца ПЗ. Кинематический анализ планетарных зубчатых механизмов 2К-Н

№ п.п.	Схема механизма и генеральное уравнение
1	<p>В основу кинематического анализа планетарных механизмов положена формула Виллиса</p> $U_{ab}^H = \frac{\omega_a - \omega_H}{\omega_b - \omega_H} = \frac{n_a - n_H}{n_b - n_H}$ <p>где U_{ab}^H - передаточное отношение, связывающее угловые скорости центральных колес при неподвижном водиле;</p> <p>$\omega_a, \omega_b, \omega_H$ (n_a, n_b, n_H) - угловая скорость (частота вращения) соответственно звеньев а, б и водила Н.</p> <p>Кинематический анализ планетарных механизмов обычно завершается подбором чисел зубьев всех колес с выполнением условий соосности, сборки и соседства [7, гл. 5]. Ниже приводим генеральные уравнения, удовлетворяющие первым двум условиям. В этих уравнениях приняты обозначения:</p> <p>δ_1 и δ_2 - любые целые числа;</p> <p>$x = Z_3/Z_2$ - выбирается произвольно в пределах от 0,5 до 2, но не может быть принято $x = 1$;</p> <p>$q = m_{12}/m_{34}$ - отношение модулей;</p> <p>n_w - число сателлитов.</p> <p>Числа зубьев колес должны находиться в пределах $18 \leq Z \leq 180$ и удовлетворять условиям соседства:</p> $(Z_1 + Z_2) \sin \frac{\pi}{n_w} > (Z_2 + 2)$ $(Z_4 - Z_2) \sin \frac{\pi}{n_w} > (Z_3 + 2)$

Продолжение табл. ПЗ

1	2
1	 $Z_1 : Z_2 : Z_3 : \delta_1 = Z_1 : Z_1 \frac{U_{1H}^3 - 2}{2} : Z_1 (U_{1H}^3 - 1) : \frac{Z_1 U_{1H}^3}{n_w}$
2	 $Z_1 : Z_2 : Z_3 : Z_4 : \delta_1 = Z_1 : Z_1 \frac{x(1 - U_{1H}^q) - q}{q - x} : Z_1 x \frac{x(1 - U_{1H}^q) - q}{q - x} : Z_1 x(1 - U_{1H}^q) : x \left(\delta_2 - \frac{Z_1 U_{1H}^q}{n_w} \right)$
3	 $Z_1 : Z_2 : Z_3 : Z_4 : \delta_1 = Z_1 : Z_1 \frac{q - x(1 - U_{1H}^q)}{q - x} : Z_1 x \frac{q - x(1 - U_{1H}^q)}{q - x} : Z_1 x(1 - U_{1H}^q) : x \left(\delta_2 - \frac{Z_1 U_{1H}^q}{n_w} \right)$
4	 $Z_1 : Z_2 : Z_3 : Z_4 : \delta_1 = Z_1 : Z_1 \frac{q - x(U_{1H} - 1)}{q + x} : Z_1 x \frac{q - x(U_{1H} - 1)}{q + x} : Z_1 x(U_{1H} - 1) : x \left(\frac{Z_1 U_{1H}}{n_w} - \delta_2 \right)$

Продолжение табл. П3



Примечание. На приведенных построениях картик скоростей и частот вращения (№ 2 и 5) приняты обозначения:

- O_1, O_2 - оси колес;
- P_{12}, P_{34} - полюсы зацепления колес 1-2 и 3-4;
- P_n - полюс картик частоты вращения колес;
- $(P_{12} U_{12})$ - отрезок, изображающий окружную скорость колеса Z_1 (Z_2) с учетом масштабного коэффициента μ_v ;
- $(O_2 H)$ - отрезок, изображающий окружную скорость водила;
- (n_1, n_2) - отрезок, изображающий частоту вращения колеса Z_1 в соответствии с принятым масштабным коэффициентом μ_n , и т.д.

Таблица П4. Определение сил инерции

Вид движения звеньев	? дана	Определение положения линии действия и направления результирующей силы инерции	Величина результирующей силы инерции
Поступательное	m a_s^e	 F_u^e	$F_u^e = m a_s^e$
Вращательное	$I_0, \epsilon_{\omega 0}$ $a_s, m,$ $\rho_{oc} = h$	$\omega \neq const$ $F_u \parallel a_s$ $\rho_{oc} = h + s \kappa$ $s \kappa = \frac{I_s}{m h}$	$F_u = m a_s$
		$\omega = const$ Имеет место только a_s^n , направленное от $S \rightarrow O$ F_u^n направлено от $S \rightarrow A$	$F_u^n = m a_s^n$
Плоскопараллельное движение	ω_1 ρ_{AB}, ρ_{AC} ϵ_{AC}, m_2 I_{S_2}	Приведение инерции звена к силе $\rho_{oc} = n + s \kappa$ $h = o \delta_2; s \kappa = \frac{I_{S_2}}{m_2 h \mu_c}$ мм	$F_{u_2} = m_2 a_{s_2}$
		Дополнительно ϵ_{CB} Приведение инерции звена к силе и моменту $\tau = \frac{M_{u_2}}{F_{u_2} \mu_c}$ $F_{u_2} = m_2 a_{s_2}$ $M_{u_2} = I_{S_2} \epsilon_{CB}$ $\epsilon_{CB} = \frac{a_{c_2}^e}{\rho_{CB}} = \frac{(\rho_2 s_2^2) \omega_1}{\rho_{CB}}$	

Таблица П5. Силовой анализ диад различных модификаций (виды)

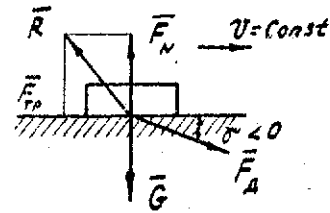
Модификация диады (вид)	Уравнение равновесия звеньев 2, 3, диады Д	Величина, определяемая данными уравнениями
	$\sum M_B^{(2)} = 0$ $\sum M_B^{(3)} = 0$ $\sum \bar{F}^{(1)} = 0$ $\sum \bar{F}^{(2)} = 0$	R_{12}^c R_{43}^c $R_{12}^n; R_{12}^t; R_{43}^n; R_{43}^t$ $R_{32}^c = -R_{23}^c$
	$\sum M_B^{(2)} = 0$ $\sum \bar{F}^{(1)} = 0$ $\sum \bar{F}^{(2)} = 0$ $\sum M_B^{(3)} = 0$	R_{12}^c $R_{12}^n; R_{12}^t; R_{43}$ $R_{32}^c = -R_{23}^c$ h_E
	$\sum M_C^{(1)} = 0$ $\sum \bar{F}^{(2)} = 0$ $\sum M_A^{(2)} = 0$ $\sum \bar{F}^{(1)} = 0$	R_{12}^c $R_{12}^n; R_{12}^t; R_{32}^c = -R_{23}^c$ h_E R_{43}
	$\sum \bar{F}^{(3)} = 0$ $\sum M_A^{(1)} = 0$ $\sum \bar{F}^{(2)} = 0$ $\sum M_A^{(2)} = 0$	$R_{43}; R_{23}^c = -R_{32}^c$ h_E R_{12} h_F
	$\sum \bar{F}^{(1)} = 0$ $\sum \bar{F}^{(2)} = 0$ $\sum M_B^{(2)} = 0$ $\sum M_B^{(3)} = 0$	$R_{12}; R_{43}$ $R_{32}^c = -R_{23}^c$ h_E h_F

Таблица П6. Трение и КПД в кинематических парах

Расчетная схема или признак классификации	Классификация, определения, графики, расчетные зависимости
Виды трения по наличию относительного движения Виды трения по характеру относительного движения Виды трения по наличию смазочного материала	Трение покоя; трение движения Трение скольжения; трение качения Трение без смазочного материала, трение со смазочным материалом
Хара. чертистики внешнего трения (СТ 23.002-78)	Сила трения - это сила сопротивления при относительном перемещении одного тела по поверхности другого под действием внешней силы, тангенциально направленной к общей границе между этими телами Наибольшая сила трения покоя - это сила, любое превышение которой ведет к возникновению движения.
	Кoeffициент трения - это отношение силы трения двух тел к нормальной силе, прижимающей эти тела друг к другу $F_{тр} = f F_N$ $\varphi = \arcsin f$
Материалы	f_0 f
двигающихся звеньев	без смазки со смазкой
сталь по стали	0,30 / 0,25 0,10...0,20 / 0,05...0,15
сталь по чугуну	0,25 / 0,20 0,18...0,15 / 0,05...0,10
сталь по бронзе	0,20 / 0,15 0,08...0,12 / 0,05...0,08
сталь по текстол.	0,01...0,03

Продолжение табл. П6

Трение в поступательной кинематической паре



При $\delta > 0$

$$F_{д} = \frac{fG}{\cos \delta + f \sin \delta}; \quad F_{д} = \frac{G \sin \varphi}{\cos(\delta - \varphi)}$$

$$F_{д \min} = G \sin \varphi; \quad \delta = \varphi$$

$$\sin \varphi = \frac{f}{\sqrt{1 + f^2}}$$

$$F_{д \min} = G \frac{f}{\sqrt{1 + f^2}}$$

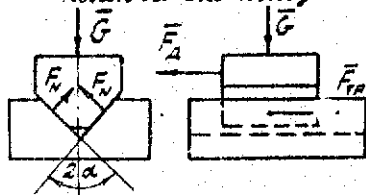
При $\delta < 0$

$$F_{д} = \frac{G \sin \varphi}{\cos(\delta + \varphi)}$$

$$F_{д \min} = G \operatorname{tg} \varphi = Gf; \quad \delta = 0$$

При $\delta = 90^\circ - \varphi, F_{д} = \infty$

Трение в направляющих клинчатый ползун



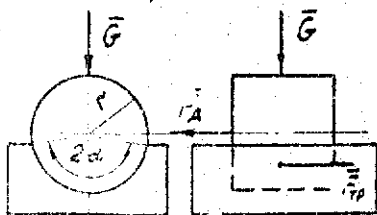
$$F_N = \frac{G}{2 \sin \alpha}$$

$$F_{д} = G \frac{f'}{\sin \alpha} = Gf'$$

$$f' = \frac{f}{\sin \alpha}$$

f' - приведенный коэффициент трения

Цилиндрические направляющие



$$F_{д} = G \frac{f \alpha}{\sin \alpha}$$

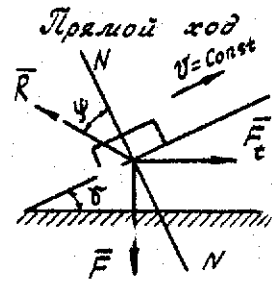
$$F_{д} = G f'$$

$$f' = \frac{f \alpha}{\sin \alpha}$$

При $\alpha = \frac{\pi}{2}, f' = \frac{\pi}{2} f$
или $f' = 1,57 f$

Продолжение табл. П6

Трение на наклонной плоскости



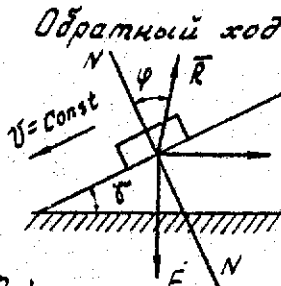
$F_{д}$ - движущая сила
 F - сила полезного сопротивления

$$F_{д} = F \operatorname{tg}(\delta + \varphi) = F \frac{\operatorname{tg} \delta + f}{1 - f \operatorname{tg} \delta}$$

$$\eta_{лх} = \operatorname{tg} \delta / \operatorname{tg}(\delta + \varphi)$$

$$\eta_{лх}^{\max} = \operatorname{tg}^2(45^\circ - \frac{\varphi}{2})$$

Условие самоторможения
 $\delta \geq 90^\circ - \varphi$



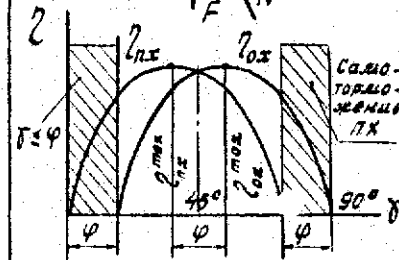
F - движущая сила
 $F_{д}$ - сила полезного сопротивления

$$F = \frac{F_{д}}{\operatorname{tg}(\delta - \varphi)}$$

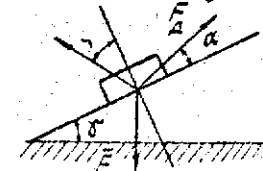
$$\eta = \operatorname{tg}(\delta - \varphi) / \operatorname{tg} \delta$$

$$\eta_{ох}^{\max} = \operatorname{tg}^2(45^\circ + \frac{\varphi}{2})$$

Условие самоторможения
 $\delta \leq \varphi$



Общий случай

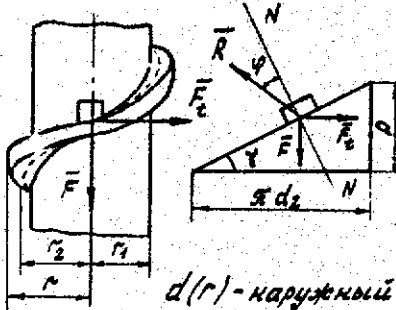


$$F_{д} = F \frac{\sin(\delta + \varphi)}{\cos(\alpha - \varphi)}$$

$$r = \frac{\sin \delta \cos(\alpha - \varphi)}{\cos \alpha \cdot \sin(\delta + \varphi)}$$

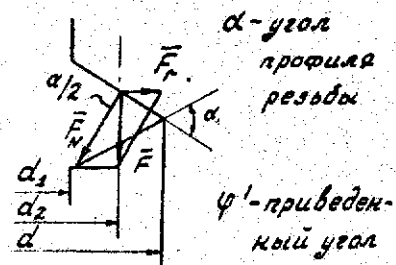
Трение в винтовой паре

Прямоугольная резьба



$d_1(r_1)$ - наружный диаметр
 $d_2(r_2)$ - внутренний диаметр
 $d_2(r_2)$ - средний диаметр
 p, p_n - шаг и ход резьбы
 n - число заходов

Треугольная резьба



α - угол профиля резьбы
 ϕ' - приведенный угол трения
 $\phi' = \arctg f' = \arctg \left(\frac{f}{\cos \alpha/2} \right)$
 КПД резьб

Принимаем:

Прямой ход - на неподвижной гайке навертывается винт.
 Обратный ход - гайка неподвижна, винт перемещается.

$$F_2 = F \operatorname{tg}(\delta + \varphi)$$

$$M_{sp} = F_2 \cdot r_2 = F_2 \cdot \frac{d_2}{2}$$

$$r_2 = \frac{d_2}{2} = 0,5 d_2$$

$$M_{sp} = 0,5 F d_2 \operatorname{tg}(\delta \pm \varphi)$$

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{p_n}{\pi d_2} = \frac{p_n}{\pi d_2}$$

Условие самоторможения $\delta \leq \varphi$, практически $\delta \leq 0,5 \varphi$

⊕ прямой ход (пх)
 ⊖ обратный ход (ох)

$$F_N = \frac{F}{\cos \alpha/2}$$

$$F_{tr} = f F_N = F \frac{f}{\cos \alpha/2} = F f'$$

$$f' = \frac{f}{\cos \alpha/2}$$

Метрическая резьба $\alpha/2 = 30^\circ, f' = 1,155 f$
 Дюймовая резьба $\alpha/2 = 27,5^\circ, f' = 1,127 f$

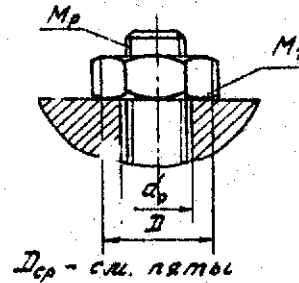
$$M_{sp} = 0,5 d_2 F \operatorname{tg}(\delta \pm \varphi')$$

$$\eta_{пх} = \frac{\operatorname{tg} \delta}{\operatorname{tg}(\delta + \varphi')}$$

$$\eta_{ох} = \frac{\operatorname{tg}(\delta - \varphi')}{\operatorname{tg} \delta}$$

Угловое самоторможение

Момент на ключе



$$\delta_{пх} \geq 90^\circ - \varphi'$$

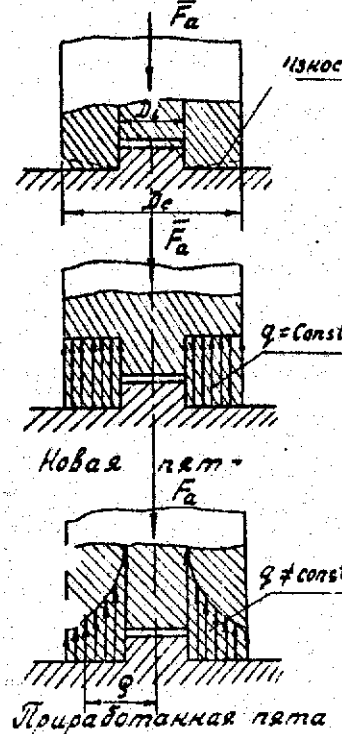
$$\delta_{ох} \leq \varphi'$$

$$M_k = M_p + M_{tr}$$

$$M_k = 0,5 d_2 F [\operatorname{tg}(\delta + \varphi') + f_t \frac{D_{cp}}{d_2}]$$

M_p, M_{tr} - моменты трения соответственно в резьбе и на торце гайки
 f_t - коэффициент трения на торце гайки

Трение в пятах



I гипотеза - постоянных давлений ($q = \text{const}$, имеет место для неприработанных новых пятах).

$$q = \frac{F_a}{\pi(R_e^2 - R_i^2)}$$

$$M_{tr} = \frac{2}{3} f_t F_a \frac{R_e^3 - R_i^3}{R_e^2 - R_i^2}$$

$$M_{tr} = f_t F_a R_{cp}$$

$$R_{cp} = \begin{cases} \frac{2}{3} \frac{R_e^3 - R_i^3}{R_e^2 - R_i^2} \\ \frac{2}{3} R - \text{сплошная пята} \end{cases}$$

II гипотеза - износ в направлении действия силы одинаков (приработанные пята)

$$M_{tr} = \frac{1}{2} f_t F_a (R_e - R_i)$$

$$M_{tr} = f_t R_{cp} F_a$$

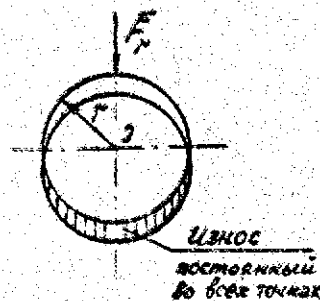
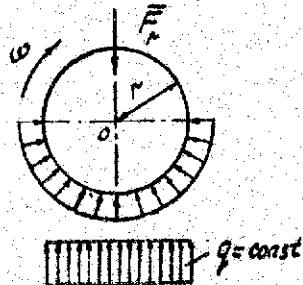
$$q = F_a / [2\pi(R_e - R_i) \rho]$$

Трение во вращательной паре



r - радиус цапфы
 R - радиус подшипника
 ρ - радиус круга трения или радиус трения

Контакт по поверхности



Момент силы трения выражается

$$M_{тр} = r F_{тр} = r f F_N = r f R \cos \psi$$

$$M_{тр} \approx r f F_r$$

$$\rho = r \sin \psi \approx r \tan \psi = r f$$

$$M_{тр} \approx \rho F_r$$

Круг трения. Круг, проведенный из центра цапфы радиусом ρ , называется кругом трения. Физический смысл его аналогичен попятю конуса трения.

I гипотеза - постоянных давлений $q = const$, что соответствует непрерывным цапфам.

$$q = \frac{F_r}{2rL}$$

$$M_{тр} = \frac{q}{2} f r F_r$$

$$M_{тр} = f' r F_r$$

$$f' = \frac{q}{2} f = 1,57 f$$

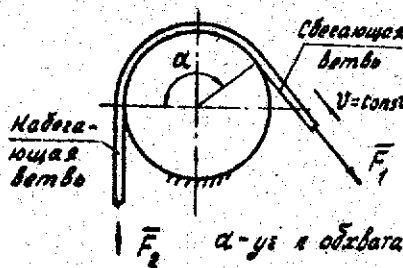
II гипотеза - постоянных изгибов в направлении действующей силы (точечные цапфы).

$$M_{тр} = \frac{4}{3} f r F_r$$

$$M_{тр} = f' r F_r$$

$$f' = \frac{4}{3} f = 1,27 f$$

Трение гибких звеньев



Формула Эйлера

$$F_1 = F_2 e^{f \alpha}$$

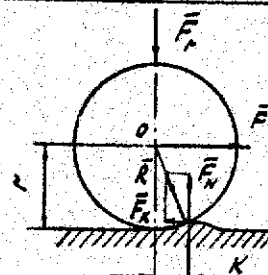
e - основание натуральных логарифмов.

Величина силы трения на всей дуге обхвата равна окружному усилию F , приложенному к шкиву

$$F = F_1 - F_2$$

$$F_2 = \frac{F}{e^{f \alpha} - 1}; F_1 = \frac{F e^{f \alpha}}{e^{f \alpha} - 1}$$

Трение качения



k - коэффициент трения качения (линейная величина)

Момент силы трения качения

$$M_{т.к} = F_r = k F_r$$

Сила трения качения

$$F_K = F$$

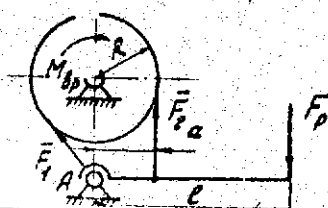
$$F_K = \frac{k}{r} F_r$$

При этом

$k/r < f$ - тело катится
 $k/r > f$ - тело скользит
 $k/r = f$ - тело имеет одинаковые возможности скольжения и качения

Прикладные вопросы трения

Ленточный тормоз



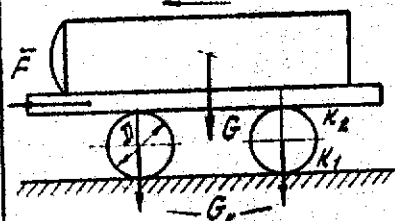
Окружное усилие на шкиве $F = \frac{M_{в0}}{R}$

$$F = \frac{F e^{f \alpha}}{e^{f \alpha} - 1}; F_2 = \frac{F}{e^{f \alpha} - 1}$$

Из $\sum M_A(F_i) = 0$, получили

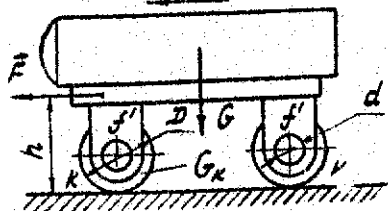
$$F_p = \frac{F_2 a}{l} = \frac{M_{в0}}{Rl(e^{f \alpha} - 1)}$$

Передвижение груза на катках $\nu = \text{const}$



G - сила тяжести груза с платформой
 G_k - сила тяжести катков

Передвижение груза на колесах $\nu = \text{const}$



G - сила тяжести груза с тележкой
 G_k - сила тяжести всех колес
 D - диаметр колес
 d - диаметр цапфы
 k - коэффициент трения качения
 f' - приведенный коэффициент трения скольжения

Движущий момент $M_A = F D$

Полный момент сопротивления качению

$$M_k = k_1 (G + G_k) + k_2 G$$

$$F D = k_1 (G + G_k) + k_2 G$$

$$F = \frac{k_1 (G + G_k) + k_2 G}{D}$$

F - движущая сила

Движущий момент равен сумме моментов трения качения и трения скольжения в цапфах.

$$F R = (G + G_k) k + G f' r,$$

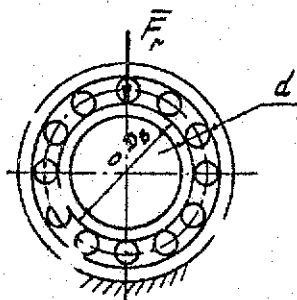
откуда движущая сила

$$F = \frac{(G + G_k) k + G f' r}{R}$$

Для моторной тележки ведущий вращающий момент на колесе

$$M_{вр} = F R = (k + f' r) G$$

Подшипники качения



$A = 1,22$ - шарикоподшипники
 $A = 1,27$ - роликоподшипники
 k - коэффициент трения качения

Необходимый для вращения вала (внутреннего кольца) момент

$$M_{вр} = A F_r k \left(1 + \frac{D_0}{d}\right)$$

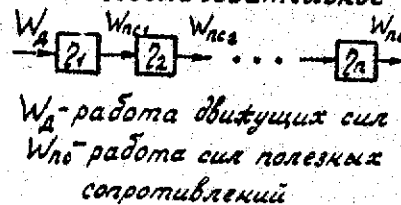
$$f' = \frac{2 A k}{D_0} \left(1 + \frac{D_0}{d}\right)$$

$$M_{вр} = F_r f' \frac{D_0}{2}$$

A - коэффициент, учитывающий неравномерное распределение радиальной нагрузки по телам качения

Таблица П7. КПД при различном соединении механизмов

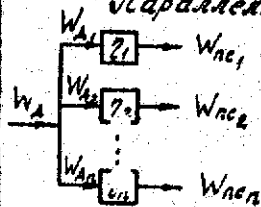
Последовательное соединение механизмов



$$\eta = \prod_{i=1}^n \eta_i$$

W_d - работа движущих сил
 $W_{по}$ - работа сил полезных сопротивлений

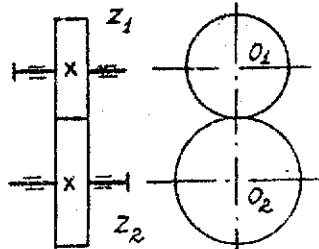
Параллельное соединение механизмов



$$\eta = \frac{\sum_{i=1}^n \eta_i W_{дi}}{W_d}$$

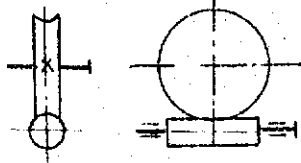
Таблица 18. КПД некоторых механизмов

Зубчатые механизмы или зубчатые передачи



Коэффициент трения в зацеплении $f_z = 1,25 f$, где f находят в зависимости от скорости скольжения $v_{ск} \approx 2 v \sin \alpha_w$.
 В расчетах можно принимать $f = 0,1$ при $v_{ск}$ до 3 м/с,
 $f = 0,063$ при $v_{ск} = (3 \dots 5)$ м/с,
 $f = 0,06$ при $v_{ск} = (5 \dots 10)$ м/с,
 $f = 0,05$ при $v_{ск} = (10 \dots 20)$ м/с

КПД червячной передачи, представляющей собой сочетание зубчатой и винтовой кинематических пар



КПД самотормозящейся ($\lambda < \varphi_1$) червячной передачи $\eta < 0,5$

Точность изготовления зубчатых колес влияет на величину КПД зубчатых механизмов

Степень точности	К П Д	
	Цилиндрические	Винтовые
Закрытые передачи (при жидкостной смазке)		
6...7	0,99...0,98	0,98...0,96
8...9	0,975...0,97	0,96...0,95
Открытые передачи		
-	0,96...0,95	0,95...0,94

Для зубчатой передачи, размеры которой известны, КПД можно определить по формуле

$$\eta_{зп} = 1 - 2,3 f_z (1/z_1 \pm 1/z_2),$$

где знак плюс для внешнего, а знак минус для внутреннего зацепления

КПД зубчатой передачи с учетом потерь в подшипниках

$$\eta = \eta_{зп} \cdot \eta_{п}^2, \text{ где } \eta_{п} = 0,99 \dots 0,995,$$

КПД одной пары подшипников качения

КПД червячной передачи

$$\eta = \eta_{вл} \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{п}^2 (1 - \varphi_r),$$

где $\eta_{вл}$ - КПД винтовой пары (вл - обратный ход);

$\eta_{зп}$ - КПД зубчатой пары;

$\eta_{п}$ - КПД одной пары подшипников качения

$\varphi_r = 0,02 \dots 0,05$ - коэффициент потерь на перемещение и разбрызгивание масла

Приближенное значение КПД $\eta = (0,95 \dots 0,96) [\text{tg } \lambda / \text{tg } (\lambda - \varphi_r)]$

Таблица 19. Выбор исполнения и типа двигателя

Характеристика условия (окружающая среда)	Рекомендуемое исполнение двигателя	Дополнительные требования	Тип двигателя
Сухая чистая атмосфера	Закрытое обдуваемое и защищенное	Нет	Допускается установка двигателя всех типов
Неатмосферная и шероховатая влажная агрессивная среда на открытой площадке	Закрытое пылезащитное	Противосрывная изоляция Специальное исполнение противосрывная изоляция	МТБ, МТКФ, МТН, МТКН, 4А
Взрывоопасные	Взрывозащищенное	Недопустимость перегрузок	4А по ГОСТ 19485-74
Пожароопасные	Закрытое и взрывозащищенное	С независимой вентилирующей	4А по ГОСТ 19485-74 МТН, МТКН
Пыльные	Закрытое	Специальное исполнение	МТ, МТКН
Влажные	Закрытое специальное или тропическое	Специальное исполнение	Термотропические взрывозащищенные
Воско сырое, насыщенное парами и едкими газами	Закрытое специальное	По специальным требованиям для морского регистра	4А...РЗ РОМ5
На палубе или морском берегу	Морское	Специальное исполнение при низких температурах	Специальное исполнение морских двигателей МТБ, МТН, МТКФ, МТКН.