



Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское  
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени  
высшее техническое училище имени Н. Э. Баумана

---

СБОРНИК ЗАДАНИЙ  
ДЛЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА  
ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ

## ВВЕДЕНИЕ

В составлении настоящего сборника приняли участие доц. Аюпян В. М., (задания № 3, 4), ст. препод. Архангельская Т. А. (задания № 15, 17), доц. Лукичев Д. М. (задания № 5, 12), ст. препод. Малышева З. С. (задания № 9, 10), доц. Мастрюкова А. С. (задания № 16, 23), доц. Минут С. Б. (задание № 22), доц. Мусатов А. К. (задания № 13, 20), доц. Никоноров В. А. (задания № 19, 21), и. о. доц. Немкевич А. С. (задание № 24), доц. Ремезова Н. Е. (задания № 2, 14), доц. Николаевский Е. В. и аспиранты Курников В. и Касаманян А. А. (задание № 25), доц. Попов С. А. (задания № 1, 7), доц. Савелова А. А. и ст. препод. Чернышева Л. Н. (задание № 11), доц. Скворцова Н. А. (задание № 18), и. о. доц. Суетин В. А. (задание № 6), ст. препод. Чернышева Л. Н. (задание № 8).

Сборник подготовлен к печати комиссией в составе Архангельской Т. А., Малышевой З. С., Мастрюковой А. С., Попова С. А., Скворцовой Н. А.

Курсовое проектирование по Теории механизмов — один из основных видов изучения курса, первая самостоятельная работа студента по комплексному проектированию и исследованию взаимосвязанных механизмов, являющихся составными частями машин, приборов или устройств. Курсовой проект по своему содержанию охватывает основные разделы курса. В процессе его выполнения у студентов вырабатываются навыки проектирования шарнирно-стержневых, кулачковых, зубчатых и других механизмов. Проект знакомит с методикой выбора и оценки различных схем и основных параметров механизмов, с их геометро-кинематическим, динамическим и силовым расчетом.

Многолетний опыт проведения расчетно-графических работ и курсового проектирования в МВТУ им. Баумана и в других высших учебных заведениях показал, что выполнение проекта является одним из неперенных условий успешного усвоения курса «Теория механизмов».

В соответствии с количеством часов, установленным учебными планами для изучения курса, проект предусматривает выполнение необходимых расчетов и четырех—пяти листов формата 24 по ГОСТ 5293—60 (размеры 594 на 841).

Каждый лист проекта, выполняемый в карандаше с соблюдением всех правил черчения и требований, предусмотренных соответствующими ГОСТами, имеет в правом нижнем углу штамп с указанием разрабатываемой темы (рис. 1).

Расчетно-пояснительная записка выполняется на отдельных листах формата 1, которые по окончании расчетов брошюруются в общую обложку с титульным листом. В записке рекомендуется приводить краткие пояснения и достаточно подробные и мотивированные расчеты.

Схемы механизмов и диаграммы должны быть выполнены четко и ясно. Оси абсцисс и ординат на графиках вычерчивать сплошными одинарными линиями несколько большей толщины, чем линии ординат и добавочных построений.

Искомые кривые проводятся толщиной, соответствующей контурным линиям на чертежах, но не менее 0,5 мм.

На графиках по осям координат должны быть даны буквенные обозначения и размерности, разделенные между собой запятой. Все графики, как правило, следует снабжать

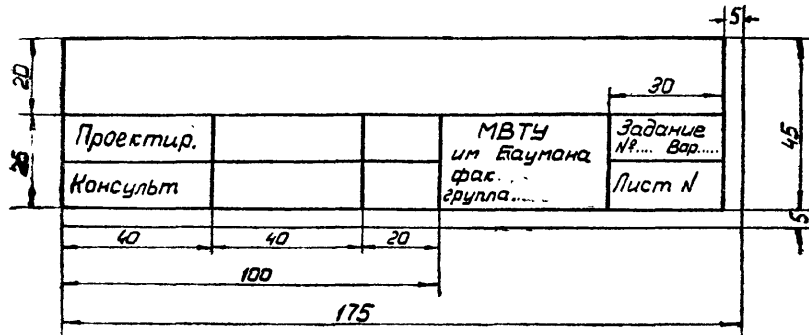


Рис. 1. Нормальный угловой штамп для листов проекта

соответствующими шкалами с числовыми значениями, которые наносятся за пределами рамки графика (левее оси ординат и ниже оси абсцисс), а также цифровыми значениями масштабов.

Характерные точки на графиках рекомендуется отмечать кружками диаметром от 1,5 до 2 мм.

## ЗАДАНИЕ № 1

### ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ДОЛБЕЖНОГО СТАНКА С КАЧАЮЩЕЙСЯ КУЛИСОЙ

#### Краткое описание работы механизмов станка

Долбежный станок предназначен для долбления пазов и внутренних канавок в отверстиях деталей, а также для строгания вертикально расположенных поверхностей.

Станок имеет следующие основные узлы: станину 1, ползун 2 с резцовой головкой, стол 3, электродвигатель 4, коробку скоростей 5 и передаточные механизмы (рис. 1—1).

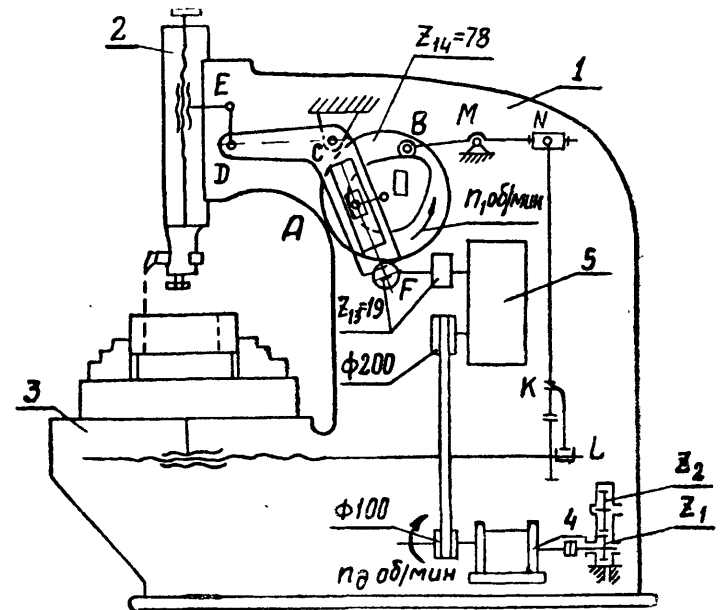


Рис. 1—1. Общий вид долбежного станка с качающейся кулисой

Резание металла осуществляется резцом, закрепленным в резцовой головке, при его возвратно-поступательном движении в вертикальном направлении. Для движения резца используется шестизвенный кривошипно-кулисный механизм с качающейся кулисой, состоящий из кривошипа 1, камня 2, кулисы 3, поводка 4 и ползуна 5 (рис. 1—2).

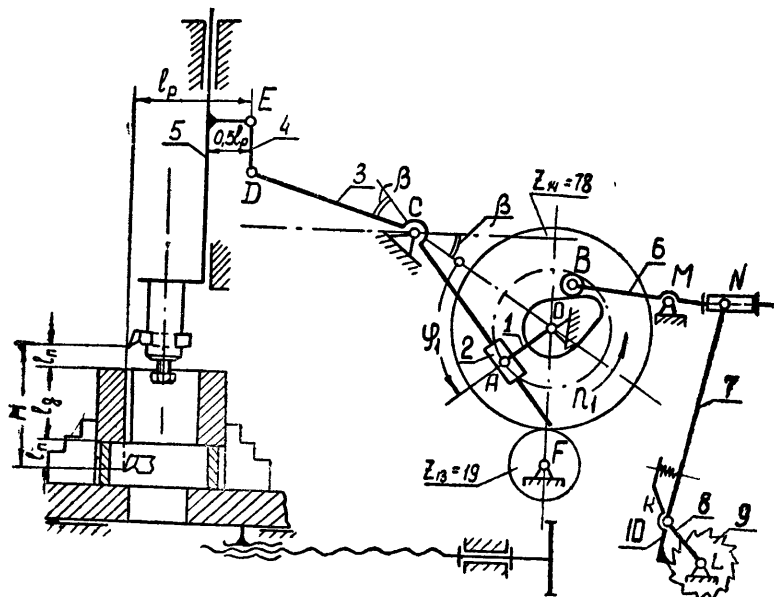


Рис. 1—2. Схема кривошипно-кулисного механизма движения резца и кулачкового механизма подачи стола долбежного станка

Ход ползуна  $H$  выбирается в зависимости от длины  $l_d$  обрабатываемой поверхности с учетом перебегов  $l_n$  в начале и конце рабочего хода. Длина хода ползуна может изменяться при наладке станка для обработки конкретных деталей. Средняя скорость резания  $v_{рез}$  (скорость поступательного движения при рабочем ходе ползуна) выбирается в зависимости от условий обработки и обеспечивается при помощи привода, состоящего из электродвигателя 4, ременной передачи, коробки скоростей 5, зубчатой передачи и кулисного механизма (рис. 1—1). Подача охлаждающей жидкости в зону резания обеспечивается при помощи шестереночного насоса  $z_1, z_2$  (рис. 1—1) и системы трубопроводов (на рисунке не показаны).

Число двойных ходов ползуна в минуту, равное числу оборотов кривошипа  $n_1$ , определяют по заданной скорости резания  $v_{рез}$  с учетом коэффициента  $K_v$  изменения средней скорости.

Во время перебега в конце холостого и начале рабочего ходов (см. циклограмму на рис. 1—3) осуществляется пере-

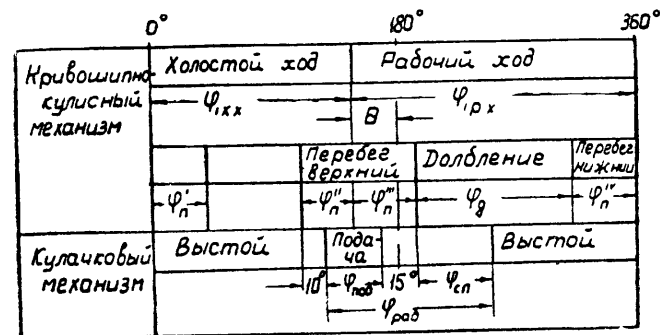


Рис 1—3. Циклограмма работы механизмов долбежного станка

мещение стола на величину подачи с помощью ходового винта. Поворот винта производится посредством храпового механизма, состоящего из колеса 9, рычага 8 с собачкой 10,

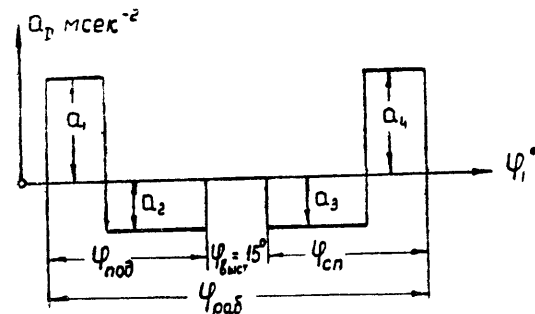


Рис 1—4 Закон изменения ускорения толкателя кулачкового механизма при  $\varphi_{под} = \varphi_{сн}$   $a_1 = a_4$ ; при  $\varphi_{под} \neq \varphi_{сн}$   $a_1 \neq a_4$ ;

рычаги 7 и толкателя 6 (рис. 1—2). Поворот толкателя 6 осуществляется от дискового кулачка, закрепленного на одном валу с кривошипом. Регулирование подачи стола произво-



дится путем изменения длины рычага  $MN$ , что позволяет изменять количество зубьев, захватываемых собачкой и, следовательно, обеспечивает поворот ходового винта на требуемый угол. При проектировании кулачкового механизма необходимо обеспечить заданный закон изменения ускорения при движении толкателя (рис. 1—4) и осуществить подачу во время верхнего (в конце холостого и начале рабочего ходов) перебега реза в соответствии с циклограммой (рис. 1—3).

При проектировании и исследовании механизмов привода и подачи станка считать известными параметры, приведенные в табл. 1—1.

Проектирование планетарного редуктора провести по дополнительному заданию (Приложение III, рис. III—4 табл. III—4).

### Объем и содержание курсового проекта

**Лист 1.** Проектирование кривошипно-кулисного механизма и определение закона его движения

1. Определение основных размеров механизма по заданным условиям.
  2. Определение числа оборотов кривошипа ( $n_1$  об/мин) по заданным  $l_d$ ,  $l_n$ ,  $v_{рез}$  и  $K_v$ .
  3. Определение необходимого момента инерции маховых масс, обеспечивающих вращение кривошипа при установившемся режиме работы с заданным коэффициентом неравномерности. Определение момента инерции дополнительной маховой массы (маховика), установленной на валу  $O$  (рис. 1—2).
  4. Построение диаграммы изменения угловой скорости кривошипа за время одного цикла при установившемся режиме работы механизма.
- Основные результаты расчета привести в табл. 1—1. (Приложение I).

**Примечание.** 1. Силами трения между ползуном 5 и направляющими пренебречь.

2. Веса звеньев механизма и их моменты инерции даны ориентировочно

3. Центры тяжести звеньев 1 и 3 расположены соответственно в точках  $O$  и  $C$ .

4. Весом звеньев 2 и 4 основного механизма при расчетах пренебречь

**Лист 2.** Силовой расчет кривошипно-кулисного механизма с учетом динамических нагрузок

1. Определение углового ускорения звена привода по уравнению движения в дифференциальной форме (на основании исследования, выполненного на 1 листе проекта) в положении механизма, соответствующем заданному углу  $\varphi_1$ . Определение линейных ускорений центров тяжести и угловых ускорений звеньев.

2. Построение картины силового нагружения механизма

3. Определение сил в кинематических парах механизма.

4. Оценка точности расчетов, выполненных на листах 1 и 2 проекта, по уравнению моментов или уравнению сил для ведущего или ведомого звена механизма.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—2 (Приложение I).

**Лист 3.** Проектирование кулачкового механизма поперечной подачи стола

1. Определение угла  $\varphi_{раб}$  рабочего профиля кулачка и его составляющих ( $\varphi_{под}$ ,  $\varphi_{выст}$ ,  $\varphi_{сп}$ ) с учетом циклограммы работы механизмов долбежного станка (рис. 1—3).

2. Построение кинематических диаграмм движения толкателя (ускорения, скорости и перемещения) с учетом заданного характера изменения ускорения толкателя (рис. 1—4).

3. Определение основных размеров кулачкового механизма наименьших габаритов с учетом максимально допустимого угла давления ( $\alpha_{доп}$ ).

4. Построение профиля кулачка (центрового и конструктивного).

5. Построение диаграммы изменения угла давления в функции угла поворота кулачка.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—3 (Приложение I).

**Лист 4.** Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора

1. Выполнение геометрического расчета эвольвентной зубчатой передачи  $z_1$ ,  $z_2$  (рис. 1—1).

2. Построение схемы станочного зацепления при нарезании колеса с меньшим числом зубьев и профилирование зуба (включая галтель) методом огибания.

3. Вычерчивание схемы зацепления колес с указанием основных размеров и элементов колес и передачи.

4. Проектирование планетарного редуктора (подбор чисел зубьев) по заданному передаточному отношению редуктора и числу сателлитов. (Приложение III, рис. III—4). Допустимое отклонение  $i_{ред} \pm 5\%$ .

5. Определение передаточного отношения, линейных скоростей и чисел оборотов звеньев спроектированного редуктора графическим способом.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—4 (Приложение I).

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Таблица 1 /

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
1 Длина детали	$l_d$	м	0,17	0,08	0,15	0,10	0,10
2 Длина перебега реза	$l_n$	м	0,015	0,01	0,025	0,01	0,015
3 Скорость резания	$v_{рез}$	м/мин	20	25	30	20	25
4 Коэффициент изменения скорости ползуна	$K_v$	—	1,8	1,6	1,5	1,7	1,75
5 Число оборотов электродвигателя	$n_d$	об/мин	1420	1420	1440	950	950
6 Межосевое расстояние в кривошипно-кулисном механизме	$l_{ос}$	м	0,15	0,125	0,20	0,17	0,20
7 Конструктивный угол кулисы	$\beta$	град	35	30	20	45	30
8 Сила резания	$P_{cs}$	кГ	160	200	150	120	250
9 Вес ползуна	$G_5$	кГ	45	40	35	45	40
10 Вес кулисы	$G_3$	кГ	22	20	17	25	18
11 Момент инерции кулисы относительно оси С	$I_{ас}$	кГ·мсек <sup>2</sup>	0,13	0,04	0,036	0,045	0,038
12 Соотношение между размерами звеньев ED и DC	$\lambda = \frac{ED}{DC}$	—	0,4	0,45	0,5	0,55	0,60
13 Вылет реза	$t_p$	м	0,10	0,08	0,095	0,08	0,10
14 Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	$\delta$	—	0,04	0,03	0,025	0,035	0,04

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
15 Маховой момент ротора электродвигателя	$GD_{д}^2$	$кг \cdot м^2$	0,09	0,08	0,07	0,15	0,7
16 Маховой момент зубчатых механизмов и шкивов, приведенный к валу кривошипа $O$	$GD^2$	$кг \cdot м^2$	20	25	30	35	30
17 Угловая координата кривошипа для силового расчета (рис. 1—2)	$\varphi_1$	град	150	120	210	240	150
18 Угол поворота толкателя	$\psi_6$	град	20	25	20	30	25
19 Длина толкателя	$l_{ВМ}$	м	0,10	0,12	0,15	0,08	0,09
20 Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	40	45	30	35	40
21 Соотношение между ускорениями толкателя (рис. 1—4)	$\gamma = \frac{a_1}{a_2}$	—	3	2,5	2	2,7	2,3
22 Числа зубьев в передаче 1, 2 (рис. 1—1)	$z_1$ $z_2$	—	11 15	12 14	13 13	14 15	11 16
23 Модуль колес $z_1, z_2$	$m$	мм	2	2,5	2	2,5	2
24 Параметры исходного контура реечного инструмента	$\alpha_0$ $\chi_{н}$ $\chi_с$	град	20 1 0,25	20 1 0,25	20 1 0,25	20 1 0,25	20 1 0,25

## ЗАДАНИЕ № 2

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ДОЛБЕЖНОГО СТАНКА С ВРАЩАЮЩЕЙСЯ КУЛИСОЙ

## Краткое описание работы механизмов станка

Долбежный станок предназначен для долбления внутренних канавок и пазов в отверстиях деталей, а также для строгания вертикально расположенных поверхностей. Основными узлами станка являются: станина 1, ползун с резцовой головкой 2, стол 3, механизм привода и механизм подачи (рис. 2—1).

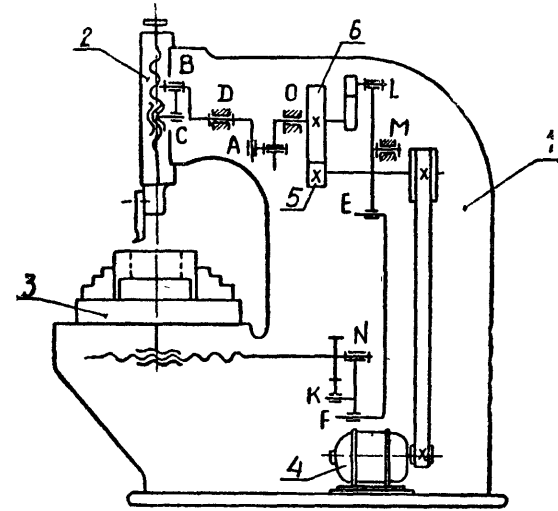


Рис. 2—1. Общий вид долбежного станка с вращающейся кулисой

Резание металла осуществляется резцом, закрепленным в резцовой головке, при его возвратно-поступательном движении в вертикальном направлении.

Для движения резца используется шестизвенный кривошипно-кулисный механизм с вращающейся кулисой, состоящий из кривошипа 1, камня 2, кулисы 3, шатуна 4 и ползуна 5 (рис. 2—2).

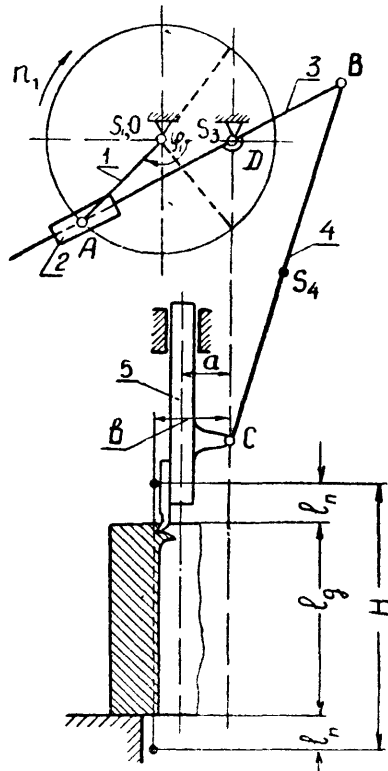


Рис. 2—2. Схема кривошипно-кулисного механизма с вращающейся кулисой

Ход ползуна  $H$  выбирается в зависимости от длины обрабатываемой поверхности ( $l_n$ ) с учетом перебегов  $l_n$  в начале и конце рабочего хода. Средняя скорость резания  $v_{рез}$  (средняя скорость поступательного движения ползуна при рабочем ходе) обеспечивается при помощи привода, состоящего из электродвигателя 4, ременной передачи, зубчатой передачи 5—6 и кривошипно-кулисного механизма (рис. 2—1). Число двойных ходов ползуна в минуту, равное числу оборо-

тов кривошипа ( $n_1$  об/мин), определяют по заданной скорости резания  $v_{рез}$  и коэффициенту изменения скорости  $K_v$ .

Дисковый кулачок, сидящий на одном валу с кривошипом, осуществляет поворот храпового колеса, приводящего в движение механизм поперечной подачи стола (рис. 2—3).

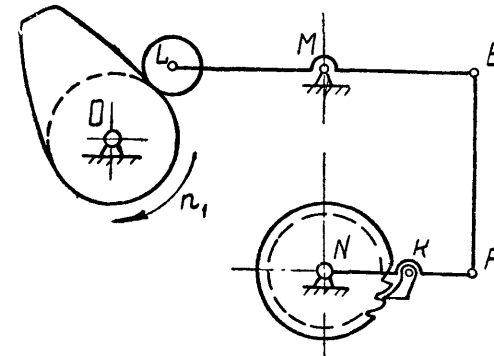


Рис. 2—3. Схема кулачкового механизма поперечной подачи стола

При проектировании кулачкового механизма необходимо обеспечить заданный закон изменения ускорения толкателя (рис. 2—4) и осуществить подачу во время верхнего перебега резца (в конце холостого и в начале рабочего ходов), в соответствии с циклограммой, приведенной на рис. 2—5.

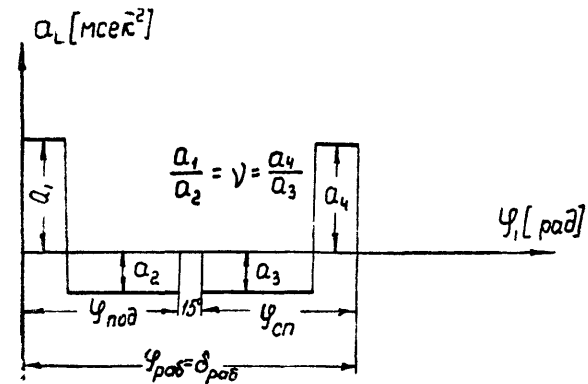


Рис. 2—4. Закон изменения ускорения толкателя кулачкового механизма

При проектировании и исследовании механизмов привода и подачи станка считать известными параметры, приведенные в табл. 2—1. В долбежном станке отсутствует планетарный редуктор, проектирование которого провести по дополнительному заданию (Приложение III, рис. III—6, табл. III—6).

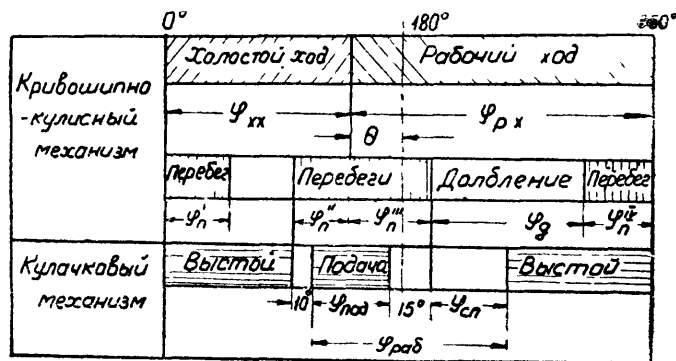


Рис 2—5 Циклограмма работы механизмов долбежного станка

### Объем и содержание курсового проекта

**Лист 1.** Проектирование кривошипно-кулисного механизма и определение закона его движения

1. Определение основных размеров механизма по заданным условиям.
2. Определение числа оборотов кривошипа ( $n_1$  об/мин) по заданным  $l_d$ ,  $l_n$ ,  $v_{\text{ге}}$  и  $K_v$ .
3. Определение необходимого момента инерции маховых масс, обеспечивающих вращение кривошипа при установившемся режиме работы с заданным коэффициентом неравномерности. Определение момента инерции дополнительной маховой массы (маховика), установленной на валу кривошипа  $O$  (рис. 2—2).
4. Построение диаграммы изменения угловой скорости кривошипа за время одного цикла (оборота) при установившемся режиме работы механизма.

Основные результаты расчета свести в табл. 1—1 (Приложение I).

**Примечание.** 1. Силами трения между ползуном 5 и направляющими пренебречь.

2. Центры тяжести звеньев 1 и 3 расположены соответственно в точках  $O$  и  $D$ .

3. Весом звеньев 2 и 4 основного механизма при расчетах пренебречь. Веса звеньев механизма и их моменты инерции заданы ориентировочно.

**Лист 2.** Силовой расчет кривошипно-кулисного механизма с учетом динамических нагрузок

1. Определение углового ускорения звена привода по уравнению движения в дифференциальной форме (на основании исследования, выполненного на листе 1 проекта) в положении механизма, соответствующем заданному углу  $\varphi_1$ . Определение линейных ускорений центров тяжести и угловых ускорений звеньев.

2. Построение картины силового нагружения механизма.

3. Определение сил в кинематических парах механизма.

4. Оценка точности расчетов, выполненных на листах 1 и 2 проекта, по уравнению моментов или уравнению сил для ведущего или ведомого звена механизма.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—2 (Приложение I).

**Лист 3.** Проектирование кулачкового механизма поперечной подачи стола

1. Определение угла  $\varphi_{\text{раб}}$  рабочего профиля кулачка и его составляющих ( $\varphi_{\text{пол}}$ ,  $\varphi_{\text{выст}}$ ,  $\varphi_{\text{сп}}$ ) с учетом циклограммы работы механизмов долбежного станка (рис. 2—4).

2. Построение кинематических диаграмм движения толкателя (ускорения, скорости и перемещения) с учетом заданного характера изменения ускорений толкателя (рис. 2—3 б).

3. Определение основных размеров кулачкового механизма наименьших габаритов с учетом заданного максимально допустимого угла давления ( $\alpha_{\text{доп}}$ ).

4. Построение профиля кулачка (центрального и конструктивного).

5. Построение диаграммы изменения угла давления в функции угла поворота кулачка.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—3 (Приложение I)

## Лист 4. Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора

1. Выполнение геометрического расчета эвольвентной зубчатой передачи  $z_5, z_6$  (рис. 2—1).
  2. Построение схемы станочного зацепления при нарезании колеса с меньшим числом зубьев и профилирование зуба (включая галтель) методом огибания.
  3. Вычерчивание схемы зацепления колес с указанием основных размеров и элементов колес и передачи.
  4. Проектирование планетарного редуктора (подбор чисел зубьев) по заданному передаточному отношению редуктора и числу сателлитов. (Приложение III, рис. III—6). Допустимое отклонение  $i_{\text{ред}} \pm 5\%$ .
  5. Определение передаточного отношения, линейных скоростей и чисел оборотов звеньев спроектированного редуктора графическим способом.
- Основные результаты расчета привести в табл. 1—4 (Приложение I).

### ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Таблица 2—1

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
1 Длина детали	$l_d$	и	0,17	0,26	0,12	0,15	0,136
2 Длина перебега реза	$l_p$	м	0,015	0,020	0,015	0,025	0,012
3 Скорость резания	$v_{\text{рез}}$	м/мин	18	20	25	20	16,5
4 Коэффициент изменения скорости ползуна	$K_v$	—	1,4	1,3	1,5	1,8	1,4
5 Длина кривошипа	$l_{OA}$	и	0,090	0,10	0,09	0,080	0,072
6 Отношение длины шатуна $l$ к длине кривошипа $3$ (рис. 2—2)	$\frac{l_{BC}}{l_{BD}}$	—	2,5	2,25	2,5	3	2,5
7 Плечо резания	$b$	и	0,03	0,025	0,030	0,025	0,02
8 Конструктивный размер	$a$	м	0,015	0,012	0,016	0,013	0,010
9 Вес ползуна	$G_5$	кг	40	35	45	36	27
10 Вес шатуна	$G_4$	кг	3	2	2,5	3	2
11 Вес кулисы	$G_3$	кг	15	20	12	20	12
12 Момент инерции кулисы относительно оси, проходящей через центр тяжести	$I_{3S}$	кг·мек <sup>2</sup>	0,05	0,03	0,04	0,045	0,015
13 Сила резания (сила сопротивления)	$P_{C5}$	кг	200	175	150	180	133
14 Отношение, определяющее положение центра тяжести шатуна	$\frac{I_{BS4}}{I_{BC}}$	—	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
15 Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через центр тяжести	$I_{4S}$	кг·мек <sup>2</sup>	0,003	0,005	0,002	0,003	0,0015

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
16 Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	$\delta$	—	0,05	0,08	0,03	0,035	0,03
17 Момент инерции вращающихся деталей (зубчатых колес, шкивов и т. д.), приведенный к валу кривошипа	$I_{\text{пр}}$	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	7	13	2	6	5
18 Угловая координата кривошипа для силового расчета (рис. 2—2)	$\varphi_1$	град	180	150	150	180	150
19 Соотношение между ускорениями толкателя (рис. 2—36)	$\nu = \frac{a_1}{a_2}$	—	2	2	2,2	2,2	1,8
20 Наибольшее перемещение центра ролика толкателя (по дуге)	$h$	м	0,08	0,055	0,08	0,06	0,064
21 Длина рычага толкателя	$l_{LM}$	м	0,3	0,22	0,31	0,27	0,26
22 Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{\text{доп}}$	град	35	36	38	35	35
23 Числа зубьев колес 5, 6	$z_5$ $z_6$	—	11 23	12 25	11 25	12 24	13 26
24 Модуль зубчатых колес 5 и 6	$m$	мм	5	5	5	5	5
25 Параметры исходного контура реечного инструмента	$\alpha_0$ $\chi_H$ $\chi_C$	град	20 1	20 1	20 1	20 1	20 1

### ЗАДАНИЕ № 3

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПОПЕРЕЧНО-СТРОГАЛЬНОГО СТАНКА С КАЧАЮЩЕЙСЯ КУЛИСОЙ

### Краткое описание работы механизмов станка

Поперечно-строгальный станок предназначен для строгания поверхностей. Станок имеет следующие основные узлы: станина 1, ползун 2 с резцовой головкой 3, стол 4 (рис. 3—1). Привод состоит из зубчатой передачи  $z_4, z_5$ , планетарного редуктора 6 и электродвигателя 7 (рис. 3—2 а).

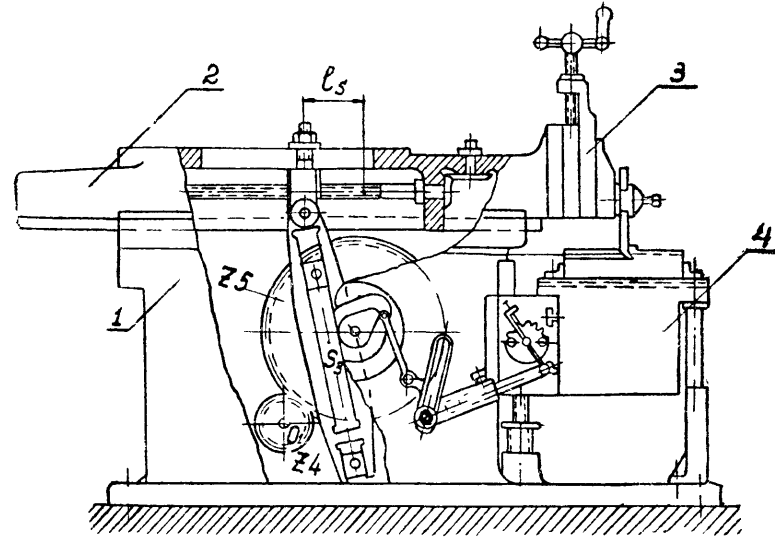


Рис 3—1 Общий вид поперечно-строгального станка с качающейся кулисой

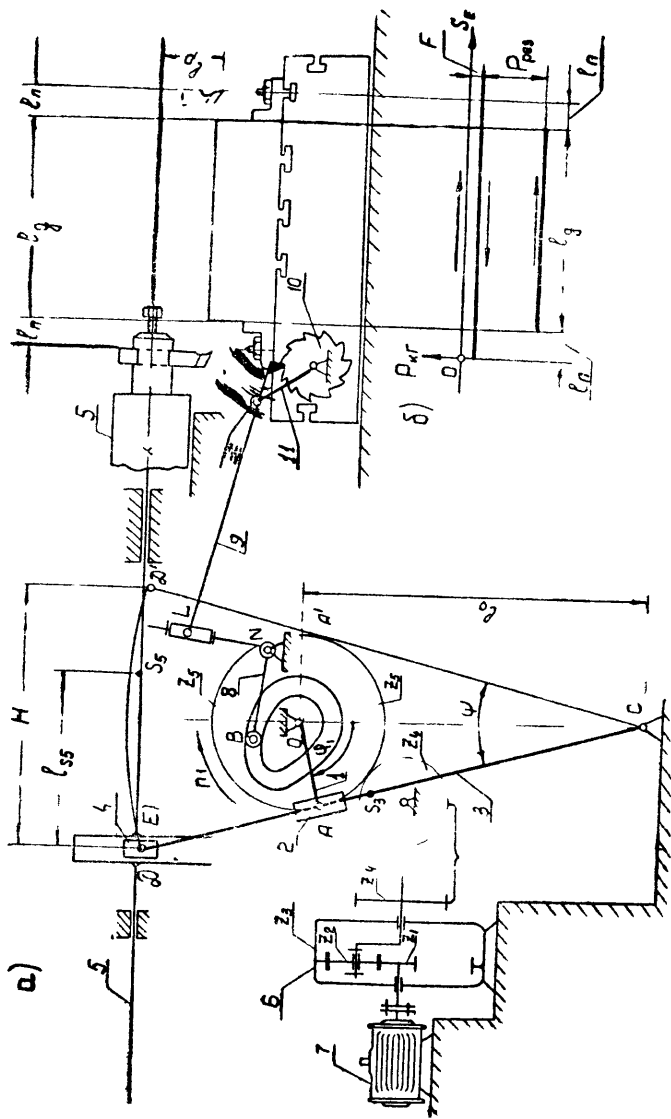


Рис 3—2 а) Схема кривошипно-кулисного и кулачкового механизмов  
 б) Диаграмма сил сопротивления

Резание металла осуществляется резцом, закрепленным в резцовой головке, при его возвратно-поступательном движении в горизонтальном направлении.

Для движения ползуна с резцовой головкой используется шестизвенный кривошипно-кулисный механизм с качающейся кулисой, состоящий из кривошипа 1, камня 2, кулисы 3, ползунов 4 и 5. Диаграмма сил сопротивления движению ползуна 5 показана на рис. 3—2 б. Ход ползуна  $H$  выбирается в зависимости от длины  $l_d$  обрабатываемой поверхности с учетом перебегов  $l_n$  в начале и конце рабочего хода. Длина хода ползуна может изменяться при наладке станка для обработки конкретных деталей. Средняя скорость резания (скорость поступательного движения при рабочем ходе) выбирается в зависимости от условий обработки.

Во время перебегов в конце холостого и в начале рабочего ходов осуществляется перемещение стола на величину подачи с помощью ходового винта. Поворот винта производится посредством храпового механизма, состоящего из колеса 10, рычага 11 с собачкой, тяги 9 и качающегося толкателя 8 (рис. 3—2 а)

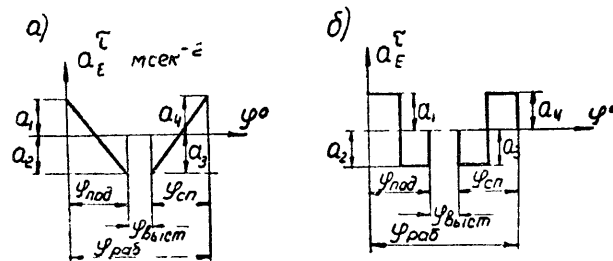


Рис 3—3 Законы изменения ускорений толкателя кулачкового механизма,  
 а) для вариантов А, Б,  
 б) для вариантов В, Г, Д

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{a_4}{a_3} = \nu, \quad \begin{array}{l} \text{если } \varphi_{\text{под}} = \varphi_{\text{сп}}, \text{ то } a_1 = a_4 \\ \text{если } \varphi_{\text{под}} \neq \varphi_{\text{сп}}, \text{ то } a_1 \neq a_4 \end{array}$$

Поворот толкателя 8 осуществляется от дискового кулачка, который выполнен в виде паза в теле зубчатого колеса  $z_5$ . Регулирование подачи стола производится путем изменения длины рычага  $LN$ , что позволяет изменять количество зубьев, захватываемых собачкой, и, следовательно, обеспечивает поворот ходового винта на требуемый угол. При проектировании кулачкового механизма необходимо обеспечить заданный закон движения толкателя (рис 3—3) и осуществить



подачу резца во время заднего перебега (в конце холостого и в начале рабочего ходов) в соответствии с циклограммой приведенной на рис. 3—4.

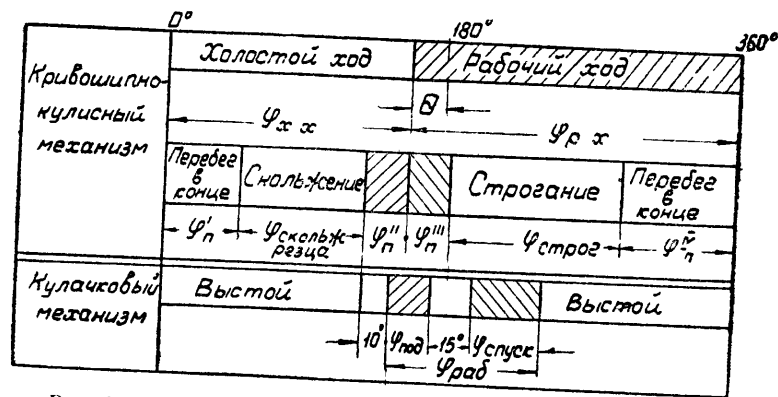


Рис 3—4. Циклограмма работы механизмов строгального станка

При проектировании и исследовании механизмов привода и подачи станка считать известными параметры, приведенные в табл. 3—1.

### Объем и содержание курсового проекта

**Лист 1.** Проектирование кривошипно-кулисного механизма и определение закона его движения

1. Определение основных размеров звеньев механизма по заданным условиям. Ось ползуна *Б* проводить через середину стрелы прогиба дуги, стягивающей крайние положения точки *D* кулисы *CD*.

2. Определение необходимого момента инерции маховых масс, обеспечивающих вращение кривошипа с заданным коэффициентом неравномерности при установившемся режиме работы. Определение момента инерции дополнительной маховой массы (маховика), установленной на валу кривошипа.

3. Построение диаграммы изменения угловой скорости кривошипа за время одного цикла (оборота) установившегося режима работы механизма.

24

Основные результаты расчета привести в табл. 1—1 (Приложение I).

Примечание. 1. Веса звеньев механизма и их моменты инерции даны ориентировочно.

2. Массой звеньев 2 и 4 пренебречь

**Лист 2.** Силовой расчет кривошипно-кулисного механизма

1. Определение углового ускорения звена привода по уравнению движения в дифференциальной форме (на основании исследования, выполненного на листе 1 проекта) в положении механизма, соответствующем заданному углу  $\varphi_1$ . Определение линейных ускорений центров тяжести и угловых ускорений звеньев.

2. Построение картины силового нагружения механизма

3. Определение сил в кинематических парах механизма

4. Оценка точности расчетов, выполненных на листах 1 и 2 проекта, по уравнению моментов или уравнению сил для ведущего или ведомого звена механизма.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—2 (Приложение I).

**Лист 3.** Проектирование кулачкового механизма поперечной подачи стола

1. Определение угла  $\varphi_{\text{раб}}$  рабочего профиля кулачка и его составляющих ( $\varphi_{\text{под}}$ ,  $\varphi_{\text{выст}}$ ,  $\varphi_{\text{сп}}$ ) с учетом циклограммы работы механизмов строгального станка (рис. 3—4).

2. Построение кинематических диаграмм движения толкателя (ускорения, скорости и перемещения) с учетом заданного характера изменения ускорений толкателя (рис. 3—3).

3. Определение основных размеров кулачкового механизма наименьших габаритов с учетом максимально допустимого угла давления  $\alpha_{\text{доп}}$ .

4. Построение профиля кулачка (центрового и конструктивного).

5. Построение диаграммы изменения угла давления в функции угла поворота кулачка.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—3 (Приложение I).

### Лист 4. Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора

1. Выполнение геометрического расчета эвольвентной зубчатой передачи  $z_4, z_5$  (рис. 3—2).

2. Построение схемы станочного зацепления при нарезании колеса с меньшим числом зубьев и профилирование зуба (включая галтель) методом огибания.

3. Вычерчивание схемы зацепления колес с указанием основных размеров и элементов колес и передачи.

4. Проектирование планетарного редуктора (рис. 3—2) (подбор чисел зубьев) по заданному передаточному отношению редуктора и числу сателлитов. Допустимое отклонение  $\epsilon_{ред} \pm 5\%$ .

Колеса планетарного редуктора нулевые; модуль колес принять равным единице.

5. Определение передаточного отношения, линейных скоростей и чисел оборотов звеньев спроектированного редуктора графическим способом.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—4 (Приложение I).

Таблица 3—1

#### ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
1. Максимальная длина хода ползуна	$H$	м	0,4	0,45	0,5	0,4	0,45
2. Длина перебега резца в долях от хода $H$	$l_n$	м	0,05H	0,06H	0,05H	0,05H	0,05H
3. Число оборотов кривошипа	$n_1$	об/мин	82	61	73	75	72
4. Число оборотов электродвигателя	$n_d$	об/мин	1410	950	1410	1440	1410
5. Коэффициент изменения скорости ползуна	$K_v$		1,48	1,5	1,6	1,45	1,5
6. Межосевое расстояние между опорами кривошипа и кулисы	$l_{ос}$	м	0,3	0,33	0,36	0,35	0,34
7. Сила резания	$P_{рез}$	кГ	200	180	170	200	190
8. Сила трения между ползуном и направляющими	$F$	кГ	20	18	17	20	19
9. Вес ползуна	$G_5$	кГ	70	72	65	76	68
10. Вес кулисы	$G_3$	кГ	26	20	20	22	19
11. Момент инерции кулисы относительно оси, проходящей через ее центр тяжести	$I_{35}$	кГмсек <sup>2</sup>	0,25	0,11	0,11	0,13	0,09
12. Отношение расстояния от точки С до центра тяжести кулисы к длине кулисы	$\frac{CS_3}{CD}$	—	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
13. Координата центра тяжести ползуна	$l_{55}$	м	0,14	0,152	0,14	0,14	0,136
14. Вылет резца	$l_p$	м	0,10	0,08	0,095	0,08	0,10

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов			
			А	Б	В	Д
15 Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	$\delta$	—	1/25	1/20	1/20	1/20
16 Маховой момент ротора электродвигателя	$GD_D^2$	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	0,19	0,42	0,35	0,25
17 Маховой момент зубчатых механизмов, приведенный к валу электродвигателя	$GD^2$	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	0,35	0,65	0,65	0,5
18 Угловая координата для силового расчета (рис 3—2а)	$\varphi_1$	град	120	150	210	210
19 Максимальный подъем толкателя	$h$	м	0,047	0,039	0,45	0,35
20 Длина толкателя	$l_{BN}$	м	0,035	0,12	0,15	0,14
21 Максимально допустимый угол давления толкателя	$\alpha_{\text{доп}}$	град	35	30	35	30
22 Соотношение между величинами ускорений толкателя (рис. 3—3)	$\nu = \frac{a_1}{a_2}$	—	2,5	3	2	2,3
23 Число зубьев колеса 4	$z_4$	—	14	12	12	13
24 Число зубьев колеса 5	$z_5$	—	20	23	21	23
25 Модуль зубчатых колес 4, 5	$m$	мм	2,5	3,5	3	5
26 Число сателлитов в планетарном редукторе	$K$	—	3	3	3	3
27 Параметры исходного контура реечного инструмента	$a_0$ $x_n$ $x_c$	град	20 1 1	20 1 1	20 1 1	20 1 1

## ЗАДАНИЕ № 4

### ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПОПЕРЕЧНО-СТРОГАЛЬНОГО СТАНКА С КАЧАЮЩЕЙСЯ КУЛИСОЙ

Назначение и краткое описание работы механизмов станка

Поперечно-строгальный станок предназначен для строгания поверхностей. Станок имеет следующие основные узлы: станина 1, ползун 2 с резцовой головкой 3, стол 4 (рис. 4—1). Привод состоит из зубчатой передачи  $z_5, z_6$ , планетарного редуктора 6 и электродвигателя 7 (рис. 4—2 а).

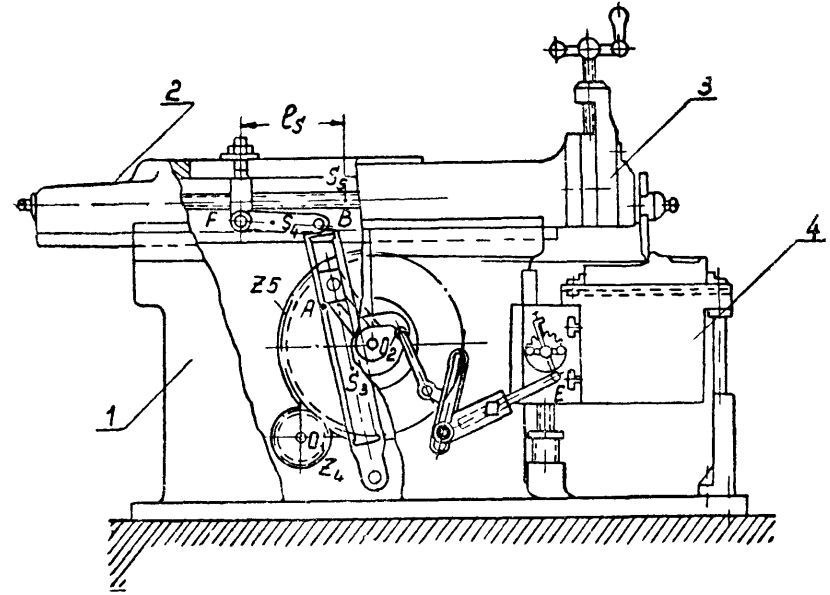


Рис 4—1 Общий вид поперечно-строгального станка с качающейся кулисой

Резание металла осуществляется резцом, закрепленным в резцовой головке, при его возвратно-поступательном движении в горизонтальном направлении.

Для движения ползуна с резцовой головкой используется шестизвенный кривошипно-кулисный механизм с качающейся кулисой, состоящий из кривошипа 1, камня 2, кулисы 3, шатуна 4 и ползуна 5. Диаграмма сил сопротивления движению ползуна 5 показана на рис. 4—2 б. Ход ползуна  $H$  выбирается в зависимости от длины  $l_d$  обрабатываемой поверхности с учетом перебегов  $l_n$  в начале и конце рабочего хода.

Длина хода ползуна может изменяться при наладке станка для обработки конкретных деталей. Средняя скорость резания (скорость поступательного движения при рабочем ходе) выбирается в зависимости от условий обработки.

Во время перебегов в конце холостого и в начале рабочего ходов осуществляется перемещение стола на величину подачи с помощью ходового винта. Поворот винта производится посредством храпового механизма, состоящего из колеса 10, рычага 11 с собачкой, тяги 9 и качающегося толкателя 8 (рис. 4—2 а). Поворот толкателя 8 осуществляется от дискового кулачка, который выполнен в виде паза в теле зубчатого колеса  $z_6$ .

Регулирование подачи стола производится путем изменения длины рычага  $LN$ , что позволяет изменять количество зубьев, захватываемых собачкой, и, следовательно, обеспечивает поворот ходового винта на требуемый угол. При проектировании кулачкового механизма необходимо обеспечить заданный закон движения толкателя (рис. 4—3) и осуществить подачу во время заднего перебега резца (в конце холостого и начале рабочего ходов) в соответствии с циклограммой, приведенной на рис. 4—4.

При проектировании и исследовании механизмов привода и подачи станка считать известными параметры, приведенные в табл. 4—1.

### Объем и содержание курсового проекта

**Лист 1.** Проектирование кривошипно-кулисного механизма и определение закона его движения

1. Определение основных размеров механизма по заданным условиям. Ось ползуна 5 проводить через середину стрелы прогиба дуги, стягивающей крайние положения точки  $D$  кулисы  $CD$ .

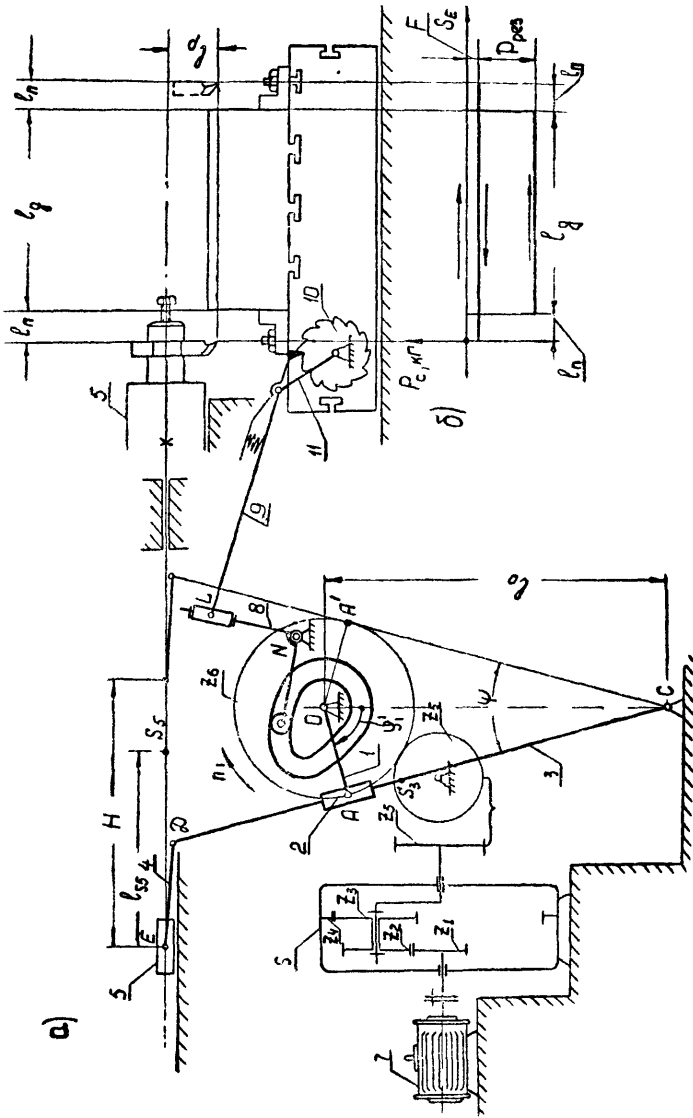


Рис 4—2 а) Кинематическая схема кривошипно-кулисного и кулачкового механизмов  
б) Диаграмма сил сопротивления

2. Определение необходимого момента инерции маховых масс, обеспечивающих вращение кривошипа с заданным коэффициентом неравномерности при установившемся режиме работы. Определение момента инерции дополнительной маховой массы (маховика), установленной на валу кривошипа.

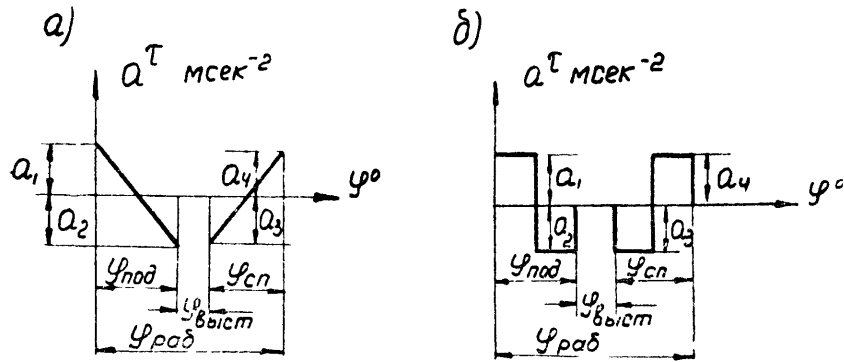


Рис. 4—3 Законы изменения ускорения толкателя кулачкового механизма а) для вариантов А, Б; б) для вариантов В, Г, Д

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{a_4}{a_3} = v; \quad \begin{array}{l} \text{если } \varphi_{\text{под}} = \varphi_{\text{сп}}, \text{ то } a_1 = a_4 \\ \text{если } \varphi_{\text{под}} \neq \varphi_{\text{сп}}, \text{ то } a_1 \neq a_4 \end{array}$$

3. Построение диаграммы изменения угловой скорости кривошипа за время одного цикла (оборота) установившегося режима работы механизма.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—1 (Приложение I).

**Примечание.** 1 Веса звеньев и их моменты инерции даны ориентировочно.

2 Массой звеньев 2 и 4 пренебречь

**Лист 2.** Силовой расчет кривошипно-кулисного механизма

1. Определение углового ускорения звена привода по уравнению движения в дифференциальной форме (на основании исследования, выполненного на листе 1 проекта) в положении механизма, соответствующем заданному углу  $\varphi_1$ . Определение линейных ускорений центров тяжести и угловых ускорений звеньев.

2. Построение картины силового нагружения механизма.

3. Определение сил в кинематических парах механизма.

4. Оценка точности расчетов, выполненных на листах 1

и 2 проекта, по уравнению моментов или уравнению сил для ведущего или ведомого звена механизма.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—2 (Приложение I).

**Лист 3.** Проектирование кулачкового механизма поперечной подачи стола

1. Определение угла ( $\theta_{\text{раб}} = \varphi_{\text{раб}}$ ) рабочего профиля кулачка и его составляющих ( $\varphi_{\text{под}}$ ,  $\varphi_{\text{вист}}$ ,  $\varphi_{\text{сп}}$ ) с учетом циклограммы работы механизмов (рис. 4—4).

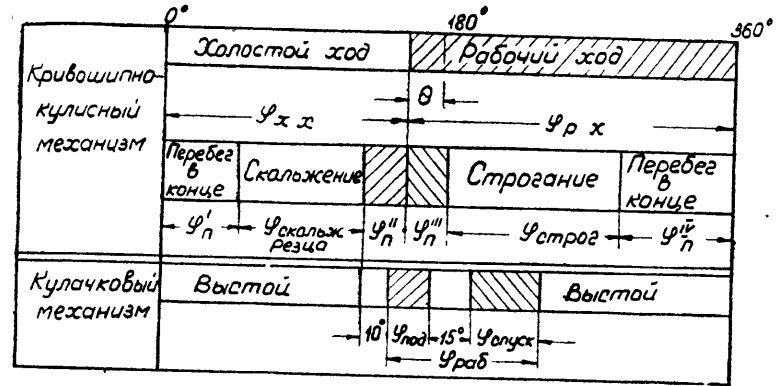


Рис 4—4 Циклограмма работы механизмов станка

2. Построение кинематических диаграмм движения толкателя (ускорения, скорости и перемещения) с учетом заданного характера изменения ускорений толкателя (рис. 4—3).

3. Определение основных размеров кулачкового механизма наименьших габаритов с учетом максимально допустимого угла давления ( $\alpha_{\text{доп}}$ ).

4. Построение профиля кулачка (центрового и конструктивного).

5. Построение диаграммы изменения угла давления в функции угла поворота кулачка

Основные результаты расчета привести в табл. 1—3 (Приложение I).

**Лист 4.** Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора

1. Выполнение геометрического расчета эвольвентной зубчатой передачи  $z_5, z_6$  (рис. 4—2 а).

2. Построение схемы станочного зацепления при нарезании колеса с меньшим числом зубьев и профилирование зуба (включая галтель) методом огибания.

3. Вычерчивание схемы зацепления колес с указанием основных размеров и элементов колес и передачи.

4. Проектирование планетарного редуктора (рис. 4—2а) (подбор чисел зубьев) по заданному передаточному отношению редуктора и числу сателлитов. Допустимое отклонение  $i_{ред} \pm 5\%$ . Колеса планетарного редуктора нулевые; модуль колес принять равным единице.

5. Определение передаточного отношения, линейных скоростей и чисел оборотов звеньев спроектированного редуктора графическим способом.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—4 (Приложение I).

## ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
1. Максимальная длина хода ползуна	$H$	м	0,43	0,38	0,5	0,5	0,55
2. Длина перебега реза в долях от хода $H$	$I_n$	м	0,05H	0,05H	0,05H	0,05H	0,05H
3. Число оборотов кривошипа	$n_1$	об/мин	71	72	68	74	72
4. Число оборотов электродвигателя	$n_d$	об/мин	1420	1440	950	930	940
5. Коэффициент изменения скорости ползуна	$K_v$	—	1,40	1,48	1,5	1,45	1,5
6. Межосевое расстояние между опорами кривошипа и кулисы	$l_{ос}$	м	0,45	0,3	0,43	0,4	0,43
7. Сила резания	$P_{рез}$	кГ	180	200	160	200	190
8. Сила трения между ползуном и направляющими	$F$	кГ	18	20	16	20	19
9. Вес ползуна	$G_5$	кГ	72	68	62	58	52
10. Вес кулисы	$G_3$	кГ	18	20	16	15	22
11. Момент инерции кулисы относительно оси, проходящей через ее центр тяжести	$I_{33}$	кГмсек <sup>2</sup>	0,11	0,16	0,12	0,07	0,09
12. Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр тяжести	$I_{43}$	кГмсек <sup>2</sup>	0,004	0,003	0,0025	0,002	0,0015
13. Отношение расстояния от точки $C$ до центра тяжести кулисы к длине кулисы	$\frac{CS_3}{CD}$	—	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
14. Отношение длины шатуна к длине кулисы	$\frac{DE}{CD}$	—	0,34	0,3	0,32	0,3	0,3
15. Отношение расстояния от точки $D$ до центра тяжести шатуна к длине шатуна	$\frac{DS_4}{DE}$	—	0,354	0,5	0,5	0,5	0,5

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
16. Координата центра тяжести ползуна	$l_{S5}$	м	0,18	0,25	0,15	0,16	0,21
17. Вылет реза	$l_p$	м	0,10	0,08	0,085	0,08	0,10
18. Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	$\delta$	—	1/30	1/20	1/20	0,15	1/20
19. Маховой момент ротора электродвигателя	$GD_{D1}^2$	кГ·м <sup>2</sup>	0,18	0,16	0,42	0,35	0,40
20. Маховой момент зубчатых механизмов, приведенный к валу электродвигателя	$GD_{D2}^2$	кГ·м <sup>2</sup>	0,4	0,3	0,75	0,7	0,8
21. Угловая координата для силового расчета (рис. 4—2а)	$\varphi_1$	град	120	150	210	240	210
22. Максимальный подъем голкателя	$h$	м	0,043	0,033	0,04	0,039	0,041
23. Длина толкателя	$l_{BN}$	м	0,135	0,12	0,15	0,14	0,13
24. Максимально допустимый угол давления толкателя	$\alpha_{доп}$	град	30	35	35	30	35
25. Соотношение между величинами ускорений толкателя (рис. 4—3)	$v = \frac{a_1}{a_2}$	—	3	2,5	2	2,7	2,3
26. Число зубьев колеса 5	$z_5$	—	13	13	12	12	11
27. Число зубьев колеса 6	$z_6$	—	18	18	16	26	25
28. Модуль зубчатых колес 5, 6	$m$	мм	13	12	14	15	16
29. Число сателлитов в планетарном редукторе	$K$	—	3	3	3	3	3
30. Параметры исходного контура реечного инструмента	$\alpha_o$ $\alpha_n$ $\alpha_c$	град	-20	20	20	20	20
		—	1	1	1	1	1
		—	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25

## ЗАДАНИЕ № 5

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ  
МНОГОШПИНДЕЛЬНОГО ТОКАРНОГО АВТОМАТА

## Краткое описание работы механизмов токарного автомата

Многошпиндельный горизонтальный токарный автомат, схема которого изображена на рис. 5—1, предназначается для обработки деталей из прутков. Вращательное движение от электродвигателя 1 через ременную передачу 2 с диаметрами шкивов  $d_1$  и  $d_2$  и зубчатые передачи  $z_1—z_2$ ,  $z_3—z_4$  передается центральному валу 3 и далее через зубчатую передачу  $z_{14}—z_{15}$  шпинделям 4 с закрепленными в них заготовками. Механическая характеристика двигателя изображена на рис. 5—2.

Движение от электродвигателя 1 передается также через двухрядный планетарный редуктор ( $z_5, z_6, z_7, z_8$ ) и зубчатую передачу  $z_9—z_{10}$  к распределительному валу 5, на котором закреплены кулачки 8, 8', 8'' для привода соответственно продольного суппорта 9, механизма 11 подачи прутков и поперечных суппортов 10, несущих инструмент. От распределительного вала 5 через зубчатую передачу  $z_{11}—z_{12}—z_{13}$  и мальтийский механизм 6—7 осуществляется периодический поворот шпиндельного блока. Водило 6 мальтийского механизма закреплено на одном валу с зубчатым колесом  $z_{13}$ , а мальтийский крест 7 выполнен за одно целое со шпиндельным блоком. Фиксирование блока во время обработки деталей производится специальным механизмом, не показанным на чертеже. После окончания одной операции заготовка в результате поворота мальтийского креста переходит в следующую позицию и обрабатывается другим инструментом.

Во время холостых движений (подача и зажим прутка, поворот шпиндельного блока и др.), предшествующих рабочей части цикла, распределительный вал вращается с большей скоростью, что достигается переключением на другую кинематическую цепь, не показанную на схеме.

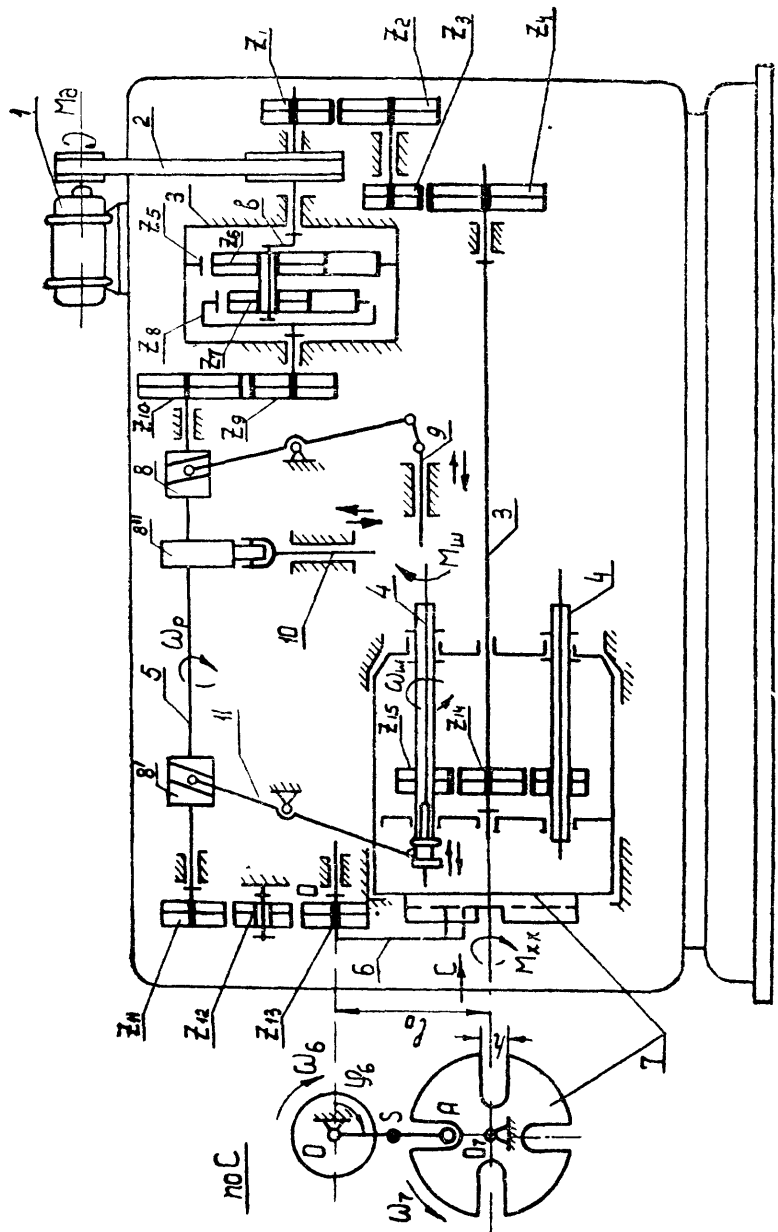


Рис 5—1 Схема токарного автомата

Последовательность движений мальтийского механизма поворота шпиндельного блока и кулачкового механизма поперечного суппорта представлена на рис. 5—3.

При проектировании и исследовании механизмов автомата считать известными параметры, приведенные в табл. 5—1

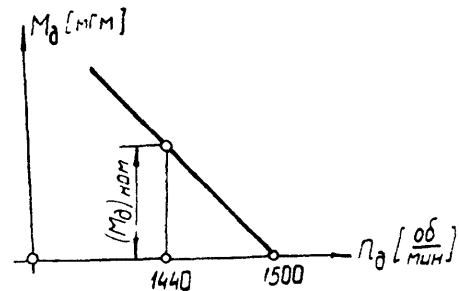


Рис 5—2 Механическая характеристика электродвигателя

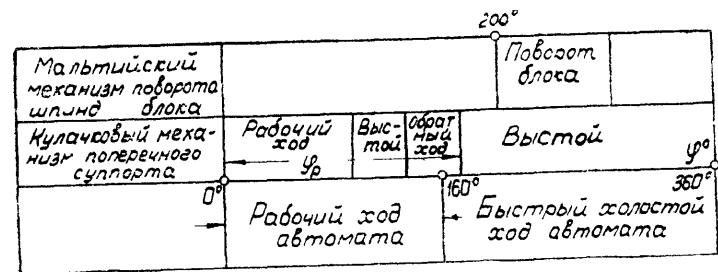


Рис 5—3 Циклограмма работы механизмов автомата

### Объем и содержание курсового проекта

**Лист 1.** Проектирование мальтийского механизма поворота шпиндельного блока и определение закона движения вала электродвигателя

1 Определение основных размеров звеньев мальтийского механизма поворота шпиндельного блока по заданным условиям ( $l_0, z_{ш}$ ).

2 Построение диаграмм приведенного момента сил, работы, приведенного момента инерции масс и угловой скорости вала электродвигателя за время одного цикла установившегося режима работы



3. Определение коэффициента неравномерности вращения вала электродвигателя ( $\delta$ ) и максимального значения движущего момента ( $M_{д\max}$ ) при установившемся режиме работы.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—1а (Приложение I).

**Примечание.** 1 За звено приведения сил и масс рекомендуется принять вал электродвигателя

2 Ширину паза креста мальтинского механизма принять  $h = 0,030$  м

3 Веса звеньев механизма и их моменты инерции даны ориентировочно

4 Числа зубьев колес  $z_{11} = z_{13}$ ,  $z_{14} = 2z_{15}$ .

**Лист 2.** Силовой расчет мальтийского механизма с учетом динамических нагрузок

1. Определение углового ускорения звена приведения по уравнению движения в дифференциальной форме (на основании исследования, выполненного на листе 1 проекта) в положении механизма, соответствующем заданному углу  $\varphi_6$ . Определение линейных ускорений центров тяжести и угловых ускорений звеньев.

2. Построение картины силового нагружения механизма.

3. Определение сил в кинематических парах механизма.

4. Оценка точности расчетов, выполненных на листах 1 и 2 проекта, по уравнению моментов или уравнению сил для ведущего или ведомого звена механизма.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—2а (Приложение I).

**Лист 3.** Проектирование кулачкового механизма поперечного суппорта (рис. 5—4а)

1. Построение кинематических диаграмм толкателя (перемещения, скорости, ускорения) с учетом заданного закона изменения скорости толкателя (рис. 5—4б). Расчетное число оборотов кулачка принять равным  $n_{р.р} = \text{const}$ .

2. Определение основных размеров кулачкового механизма наименьших габаритов с учетом заданного максимально допустимого угла давления ( $\alpha_{доп}$ ).

3. Построение профиля кулачка (центрального и конструктивного).

4. Построение диаграммы изменения угла давления в функции угла поворота кулачка.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—3 (Приложение I).

**Лист 4.** Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора

1. Выполнение геометрического расчета эвольвентной зубчатой передачи  $z_9, z_{10}$  (рис. 5—1).

2. Построение схемы станочного зацепления при нарезании колеса с меньшим числом зубьев и профилирование зуба (включая галтель) методом огибания.

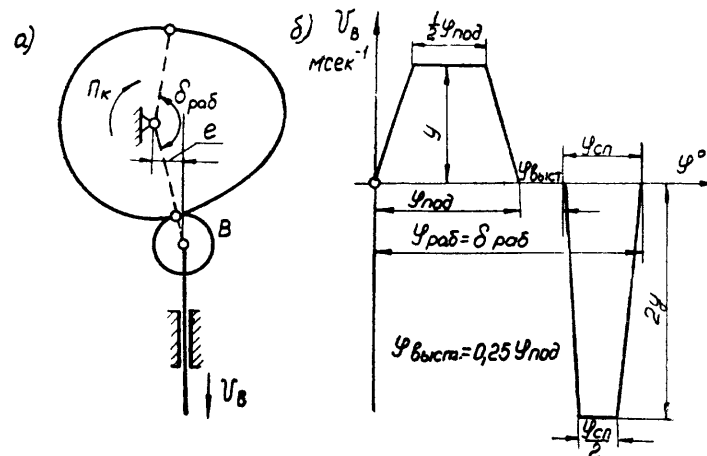


Рис 5—4 а) Схема кулачкового механизма поперечного суппорта

б) Закон изменения скорости толкателя кулачкового механизма

3. Вычерчивание схемы зацепления колес с указанием основных размеров и элементов колес и передачи.

4. Проектирование планетарного редуктора (подбор чисел зубьев) по передаточному отношению  $i_{вс} = \frac{\omega_e}{\omega_8}$  редуктора на

рабочем ходу автомата и числу сателлитов. Допустимое отклонение  $i \pm 5\%$ . Колеса планетарного редуктора нулевые; модуль колес принять равным единице.

5. Определение передаточного отношения, линейных скоростей и чисел оборотов звеньев спроектированного редуктора графическим способом.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—4 (Приложение I).

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

таблица 5-1

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
1. Число шпинделей	$z_{ш}$	—	4	4	5	6	6
2. Число оборотов шпинделя	$n_{ш}$	об/мин	300	350	400	450	500
3. Число оборотов электродвигателя	$n_d$	об/мин	1440	1440	1440	1440	1440
4. Число оборотов распределительного вала							
на рабочем ходу	$n_{рр}$	об/мин	3	3	4	4	5
на холостом ходу	$n_{рх}$	об/мин	10	12	15	18	20
5. Расстояние между осями водила и креста мальтийского механизма	$l_0$	м	0,50	0,51	0,52	0,53	0,54
6. Момент на валу двигателя при числе оборотов $n_d=1440$ об/мин	$(M_d)_{ном}$	кГм	1,20	1,40	2,10	2,20	2,15
7. Момент сопротивления (от сил резания), приложенный к одному шпинделю при рабочем ходе	$M_{ш}$	кГм	1,5	1,6	1,75	1,3	1,15
8. Момент сопротивления (от сил трения), приложенный к шпиндельному блоку на холостом ходу	$M_б$	кГм	28	30	32	34	36
9. Момент сил трения остальных звеньев, приведенный к валу двигателя	$M_T^{пр}$	кГм	0,2	0,2	0,25	0,25	0,3
10. Вес одного шпинделя	$G_{ш}$	кГ	50	60	70	65	75
11. Момент инерции одного шпинделя относительно его оси	$I_{ш}$	кГмсек <sup>2</sup>	0,010	0,012	0,014	0,016	0,018
12. Расстояние между осями шпиндельного блока и шпинделя	$r_{ш}$	м	0,2	0,2	0,25	0,25	0,3
13. Вес шпиндельного блока (со шпинделями)	$G_б$	кГ	500	350	600	650	700
14. Момент инерции шпиндельного блока относительно его оси	$I_б$	кГмсек <sup>2</sup>	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2

Продолжение табл. 5-1

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
15. Приведенный к валу двигателя момент инерции остальных масс	$I_0^{пр}$	кГмсек <sup>2</sup>	0,35	0,48	0,64	0,75	0,80
16. Маховой момент ротора двигателя	$GD_d^2$	кГм <sup>2</sup>	0,40	0,50	0,60	0,61	0,60
17. Вес водила 6 мальт. механизма с зубчатым колесом $z_{13}$	$G_{13}$	кГ	12	15	18	20	22
18. Момент инерции звена 6—13 относительно оси вращения	$I_{13-0}$	кГмсек <sup>2</sup>	0,011	0,013	0,015	0,017	0,019
19. Координата центра тяжести звена 6—13	$l_{OS}$	м		0,4	$l_{OA}$		
20. Угловая координата звена 6 для силового расчета (рис. 5—1)	$\varphi_6$	град	70	75	65	60	80
21. Радиус начальной окружности колеса 13 (для силового расчета)	$r_{13}$	м		0,15			
22. Ход поперечного суппорта 10 (толкателя кулачкового механизма) (рис. 5—1)	$H$	м	0,020	0,022	0,024	0,026	0,028
23. Эксцентриситет толкателя (рис. 5—4)	$e$	м	0,006	0,008	0,010	0,012	0,014
24. Угол рабочего профиля кулачка	$\delta_{раб}$	град	160	170	180	190	200
25. Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	30	30	32	35	35
26. Диаметры шкивов ременной передачи	$d_1$	м	0,20	0,22	0,24	0,25	0,28
	$d_2$	м	0,35	0,37	0,39	0,41	0,43
27. Число зубьев колес 9, 10	$z_9$		14	15	13	16	12
	$z_{10}$		28	30	26	32	24
28. Модуль зубчатых колес 9, 10	$m$	мм	3	3	3,5	3,5	4
29. Число сателлитов планетарного редуктора	$K$		1	1	1	1	1
30. Параметры исходного контура реечного инструмента	$\alpha_0$	град	20	20	20	20	20
	$\alpha_H$		1	1	1	1	1
	$\alpha_C$		0,25	0,25	0,25	0,25	0,25

## ЗАДАНИЕ № 6

### ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ КАЧАЮЩЕГОСЯ КОНВЕЙЕРА

#### Краткое описание работы механизмов конвейера

Качающийся конвейер, кинематическая схема которого изображена на рис. 6—1, предназначена для перемещения материала (сыпучего или штучного) в горизонтальном направлении.

Конвейер имеет два исполнительных механизма: основной механизм транспортировки материала и механизм подачи материала на конвейер.

Подача материала из бункера 9 на желоб 5 (рис. 6—1) осуществляется при помощи механизма подачи, состоящего из кулачка 7 и заслонки (толкателя) 8. Кулачок получает движение от вала кривошипа 1 через цепную передачу 12 с передаточным отношением  $i_{12}$ , равным единице.

Механизм транспортировки материала имеет желоб 5 с ролико-катковыми опорами 6, совершающий возвратно-поступательное движение. Движение желобу 5 передается от электродвигателя 10 через планетарный редуктор 11, зубчатую передачу  $z_5, z_6$  и шестизвенный механизм  $OABFC$ , включающий в себя два кривошипа 1 и 3 и два шатуна 2 и 4. Роль ведущего кривошипа выполняет маховик 1 с размещенным на нем пальцем кривошипа А. В кривошипно-ползунном механизме  $FBC$  ведомый кривошип 3 вращается неравномерно и с помощью шатуна 4 сообщает желобу 5 возвратно-поступательное движение с несимметричным законом изменения ускорения. Желоб при своем движении увлекает за счет сил трения насыпанный в него материал, сообщая ему скорость. Движение материала вместе с желобом возможно в том случае, если будет соблюдаться определенное соотношение между силой трения  $F_m$  и ускорением желоба и материала  $a$ :

$$F_m = G_m \cdot f_n \geq \frac{G_m}{g} a,$$

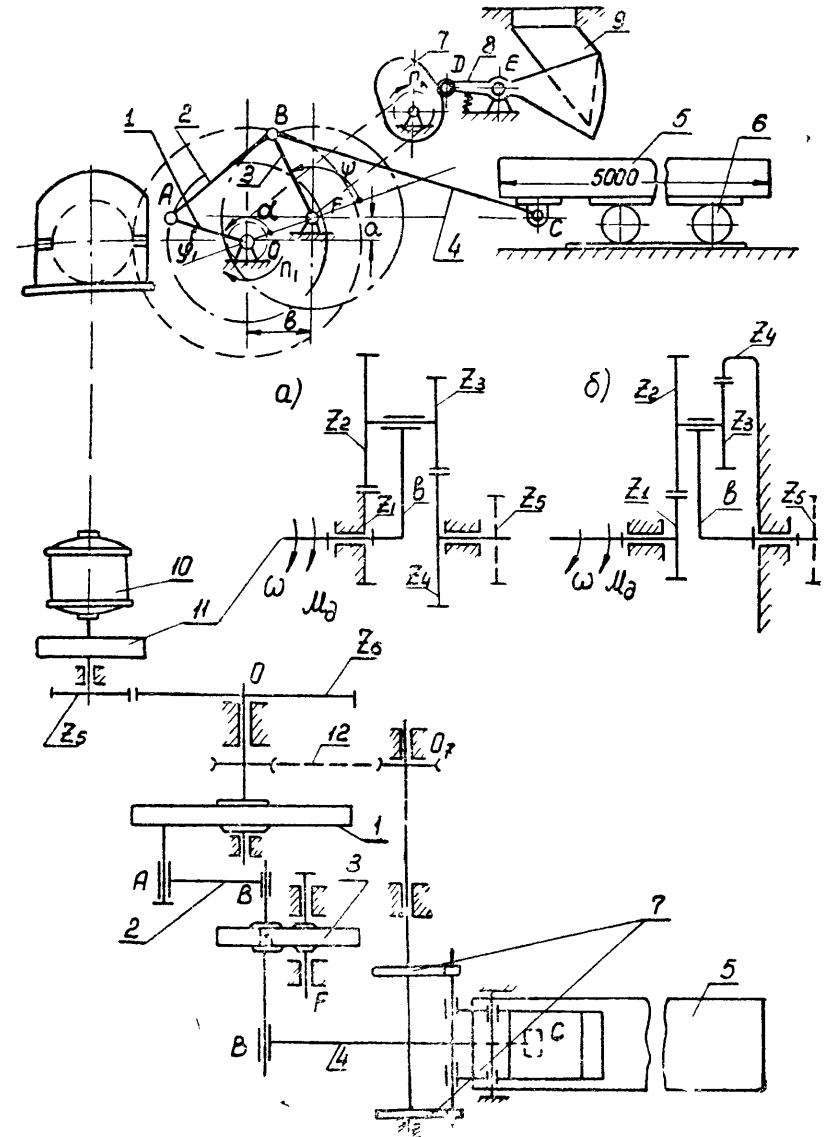


Рис 6—1. Схема механизмов качающегося конвейера и схема планетарного редуктора  
а) для вариантов А, Б, В;  
б) для вариантов Г, Д

где  $f_n$  — коэффициент трения покоя между материалом и желобом. В случае, когда ускорение  $a$  желоба будет превышать критическое значение

$$a_{кр} = f_n \cdot g,$$

имеет место движение материала относительно желоба за счет накопленной ранее кинетической энергии. В этот период между материалом и желобом возникает сила трения скольжения  $F_m = G_m \cdot f_g$ , где  $f_g$  — коэффициент трения скольжения между материалом и желобом. Сила  $F_m$  обуславливает равнозамедленное движение материала до момента выравнивания скоростей материала и желоба. Скорость  $v_m$  передвижения материала относительно желоба определяется уравнением

$$v_m = v_{отр} - a_{кр} t,$$

где  $v_{отр}$  — скорость желоба в момент отрыва материала при  $a = a_{кр}$ . Когда скорости материала и желоба сравняются по величине и направлению, относительная скорость будет равна нулю, и материал с желобом будут вновь двигаться с одинаковой скоростью. Продвижение материала в требуемом направлении возможно, если при несимметричном законе изменения ускорений желоба после выравнивания скоростей желоба и материала ускорения последних не будут превышать критического значения.

При определении закона движения механизма следует учитывать силу трения  $F_n$  между желобом и направляющими

$$F_n = (G_m + G_s) f_1,$$

где  $f_1$  — приведенный коэффициент трения, а также силу трения  $F_m$  между материалом и желобом в периоды их относительного перемещения.

При проектировании и исследовании механизмов качающегося конвейера считать известными параметры, приведенные в табл. 6—1.

### Объем и содержание курсового проекта

**Лист 1.** Проектирование и кинематическое исследование основного механизма и определение закона его движения  
 1. Проектирование механизма шарнирного четырехзвенника  $OABF$  (рис. 6—1) по трем заданным положениям его кривошипов и определение длины шатуна  $BC$ .

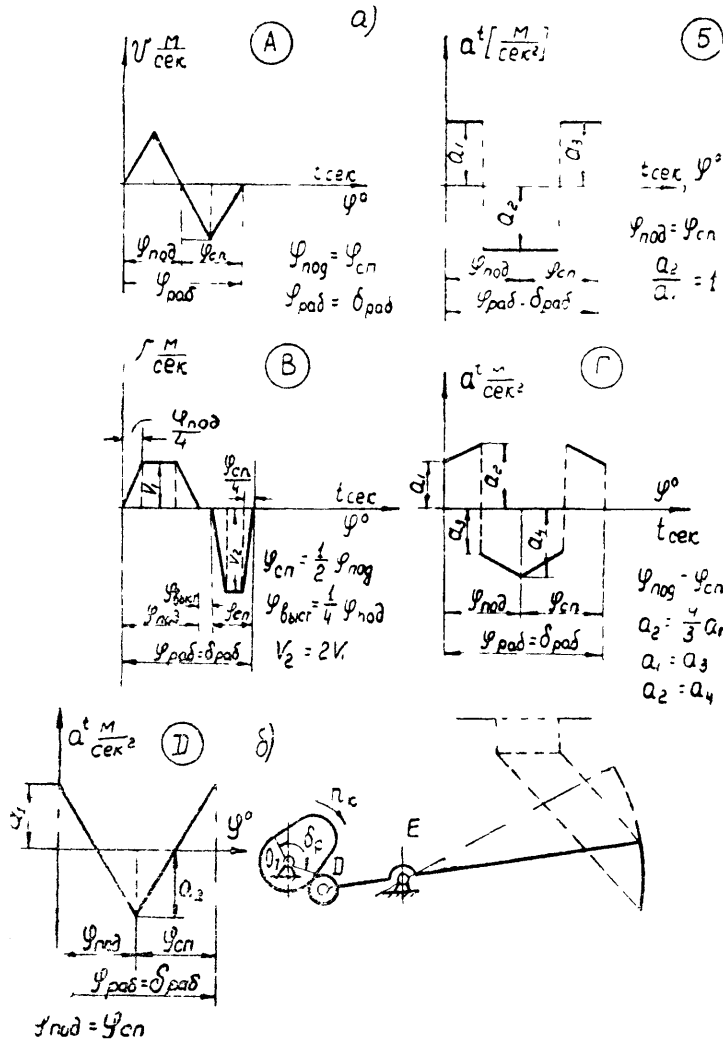


Рис. 6—2 а) Законы изменения скорости толкателя кулачкового механизма (для вариантов А и В) Законы изменения ускорения толкателя кулачкового механизма (для вариантов Б, Г, Д)  
 б) Схема кулачкового механизма

2. Построение планов скоростей механизма для двенадцати его положений и построение планов ускорений для двух положений:

- а) для положения, когда материал скользит по желобу,
- б) для положения, когда материал движется вместе с желобом.

3. Построение диаграмм перемещений, скорости и ускорений желоба. Диаграмма скорости строится по данным планов скоростей; диаграмма ускорения строится графическим дифференцированием графика скорости.

4. Определение интервала времени, в течение которого материал перемещается относительно желоба.

5. Определение перемещения материала относительно желоба за один цикл.

6. Построение диаграммы сил трения, приложенных к желобу, в зависимости от положения желоба (точки *C*).

7. Определение момента инерции маховых масс, обеспечивающих вращение кривошипа при установившемся режиме работы с заданным коэффициентом неравномерности. Определение момента инерции дополнительной маховой массы (маховика), установленной на валу ведущего кривошипа.

8. Построение диаграммы изменения угловой скорости ведущего кривошипа за время одного цикла (оборота) при установившемся режиме работы механизма.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—1 (Приложение I).

**Примечание.** 1. Веса звеньев заданы ориентировочно.

2. Момент инерции звеньев относительно оси, проходящей через центр тяжести, подсчитывается по формуле

$$I_S = \frac{ml^2}{10} \text{ [кг мсек}^2\text{]},$$

где *m* — масса стержня,  
*l* — длина звена.

3. При определении приведенного к ведущему кривошипу момента от сил трения материала о желоб и желоба по направляющим пренебречь трением во вращательных парах механизма.

**Лист 2.** Силовой расчет механизма.

1. Определение углового ускорения звена приведения по уравнению движения в дифференциальной форме (на основании исследования, выполненного на листе I проекта) в положении механизма, соответствующем заданному углу  $\varphi_1$ . Определение линейных ускорений центров тяжести и угловых ускорений звеньев.

2. Построение картины силового нагружения механизма.
3. Определение сил в кинематических парах механизма.
4. Оценка точности расчетов, выполненных на листах I и 2 проекта, по уравнению моментов или уравнению сил для ведущего или ведомого звена механизма.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—2 (Приложение I).

**Лист 3.** Проектирование кулачкового механизма подачи материала

1. Построение кинематических диаграмм движения толкателя (ускорения, скорости и перемещения) с учетом заданного характера изменения скорости или ускорений толкателя (рис. 6—2).

2. Определение основных размеров кулачкового механизма наименьших габаритов с учетом максимально допустимого угла давления ( $\alpha_{\text{доп}}$ ).

3. Построение профиля кулачка (центрового и конструктивного).

4. Построение диаграммы изменений угла давления в функции угла поворота кулачка.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—3 (Приложение I).

**Лист 4.** Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора

1. Выполнение геометрического расчета эвольвентной зубчатой передачи  $z_5, z_6$  (рис. 6—1).

2. Построение схемы станочного зацепления при нарезании колеса с меньшим числом зубьев и профилирование зубца (включая галтель) методом огибания.

3. Вычерчивание схемы зацепления колес с указанием основных размеров и элементов колес и передачи.

4. Проектирование планетарного редуктора (рис. 6—1 (подбор чисел зубьев) по заданному передаточному отношению редуктора и числу сателлитов. Допустимое отклонение  $i_{1ед} \pm 5\%$ . Колеса планетарного редуктора нулевые; модуль колес принять равным единице.

5. Определение передаточного отношения линейных скоростей и чисел оборотов звеньев спроектированного редуктора графическим способом.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—4 (Приложение I).

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов							
			А	Б	В	Г	Д			
1. Длина кривошипа	$l_{OA}$	м	0,06	0,075	0,09	0,1	0,12			
2. Координаты центра вращения кривошипа 3	$a$	м	0,025	0,02	0,04	0,045	0,035			
	$b$	м	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07			
3. Углы поворотов кривошипов, соответствующие трем положениям механизма привода:										
Ведущий кривошип $OA$	$\alpha_1$	град	0	90	38	17	40			
	$\alpha_2$	град	40	47	90	60	90			
	$\alpha_3$	град	90	30	120	90	120			
Ведомый кривошип $FB$	$\psi_1$	град	270	55	0	0	0			
	$\psi_2$	град	0	0	60	45	60			
	$\psi_3$	град	55	330	90	80	90			
4. Отношение длины шатуна 4 к длине кривошипа 3	$l_{BF}$	—	6	7	6,5	8	8			
5. Вес желоба	$G_5$	кг	500	550	500	600	600			
6. Вес материала в желобе	$G_M$	кг	1000	1100	1200	1300	1400			
7. Вес погонного сантиметра длины звеньев	$q$	кг/см	0,07	0,07	0,1	0,1	0,1			
8. Коэффициент трения скольжения между материалом и желобом			в покое	$f_n$	—	0,45	0,60	0,70	0,60	0,50
			в движении	$f_o$	—	0,3	0,4	0,35	0,4	0,3

Продолжение табл. 6—1

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
9. Коэффициент трения (приведенный) в направляющем желобе	$f_1$	—	0,10	0,12	0,15	0,12	0,11
10. Число оборотов электродвигателя	$n_d$	об/мин	1450	1450	1450	1450	1450
11. Маховой момент ротора электродвигателя и приведенный к валу электродвигателя маховой момент планетарного редуктора и зубчатого колеса	$GD^2$	кгм <sup>2</sup>	0,10	0,10	0,11	0,12	0,09
12. Число оборотов ведущего кривошипа $OA$	$n_1$	об/мин	60	90	75	80	100
13. Коэффициент неравномерности вращения кривошипа $OA$	$\delta$	—	0,125	0,065	0,1	0,08	0,06
14. Угловая координата кривошипа $OA$ для силового расчета (рис. 6—1)	$\varphi_1$	град	30	60	90	120	150
15. Угол рабочего профиля кулачка	$\delta_{раб}$	град	170	140	160	175	120
16. Дуговое перемещение центра $D$ рошка толкателя	$H_D$	м	0,042	0,060	0,044	0,046	0,035
17. Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	40	43	42	42	44
18. Длина толкателя	$l_{DF}$	м	0,12	0,100	0,110	0,100	0,100
19. Число зубьев колес 5 и 6	$z_5$	—	16	15	14	13	12
	$z_6$	—	45	42	40	39	46
20. Модуль зубчатой передачи $z_5, z_6$	$m$	мм	8	7	9	10	11
21. Число сателлитов в планетарном редукторе	$K$	—	3	3	3	3	3
22. Параметры исходного контура реечного инструмента	$\alpha_o$	град	20	20	20	20	20
	$\alpha_H$	—	1	1	1	1	1
	$\alpha_i$	—	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25

## ЗАДАНИЕ № 7

### ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ШАГОВОГО ТРАНСПОРТЕРА АВТОМАТИЧЕСКОЙ ЛИНИИ

#### Краткое описание работы механизмов транспортера

Шаговый транспортер предназначен для прерывистого перемещения деталей с одной позиции на другую при последовательной обработке деталей на нескольких станках, объединенных в автоматическую линию. Детали в количестве  $z_d$  перемещаются одновременно в направлении технологической последовательности обработки по направляющим типа рольганга. Перемещение осуществляется с помощью штанги 5 и захватов 6, выступающих над направляющими. Для возвратно-поступательного перемещения штанги используется шестизвенный кулисно-ползунный механизм, состоящий из кривошипа 1, ползуна 2, кулисы 3, камня 4 и штанги 5 (рис. 7—1).

Расстояние между рабочими позициями станков кратно шагу  $H$  транспортера. На величину этого шага деталь перемещается за один оборот кривошипа. По окончании рабочего хода детали закрепляются при помощи специальных зажимных устройств, команда на включение которых подается с помощью конечного переключателя 7 и кулачкового механизма. При холостом ходе штанги 5 захваты 6 наталкиваются на неподвижную деталь, поворачиваются относительно оси и проходят под деталью.

Средняя скорость перемещения деталей  $v_{5\text{cp}}$  обеспечивается при помощи привода, состоящего из электродвигателя, зубчатой передачи  $z_1, z_2$ , планетарного четырехрядного редуктора  $z_3—z_{10}$ , зубчатой передачи  $z_{11}, z_{12}$  и кулисного механизма.

Число двойных ходов штанги в минуту  $n_1$  определяют по заданной средней скорости перемещения штанги  $v_{5\text{cp}}$  с учетом коэффициента изменения средней скорости  $K_v$ .

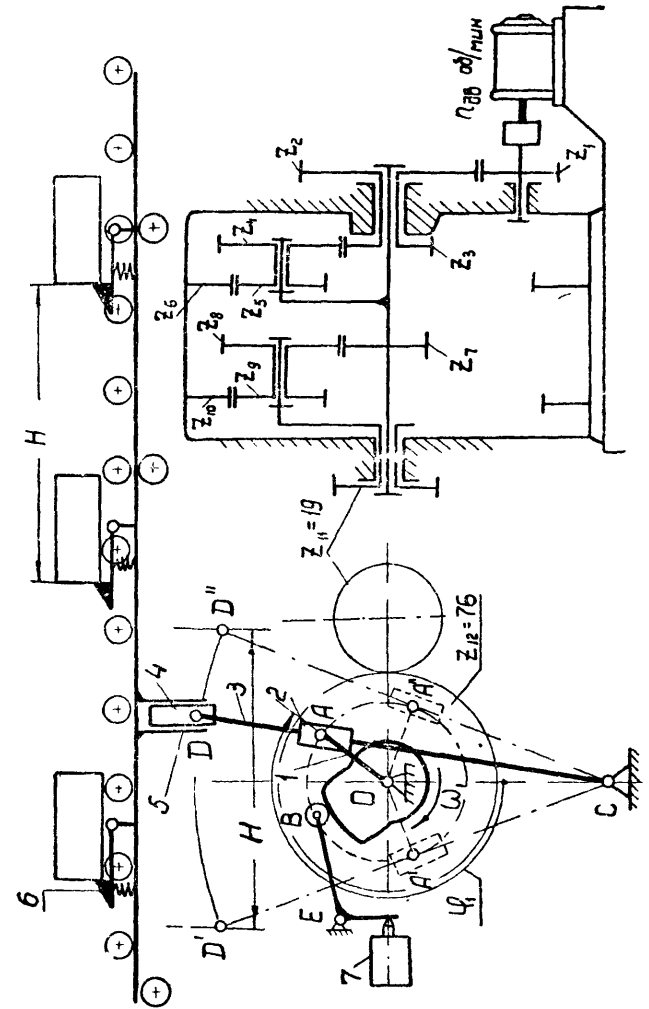


Рис. 7—1. Схема кулисно-ползунного механизма шагового транспортера и кулачкового механизма конечного переключателя

При проектировании кулачкового механизма необходимо обеспечить включение зажимных устройств при повороте дискового кулачка, закрепленного на одном валу с кривошипом, на угол, равный  $\varphi_{под}$ , и их одновременное выключение в конце обратного хода штанги в соответствии с циклограммой, приведенной на рис. 7—2.

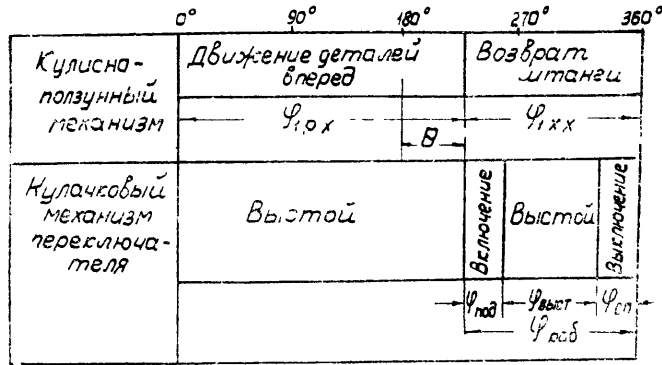


Рис. 7—2 Циклограмма работы механизмов шагового транспортера

При проектировании и исследовании механизмов шагового транспортера считать известными параметры, приведенные в табл. 7—1.

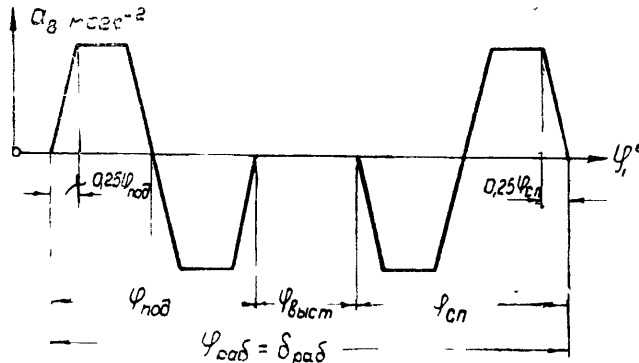


Рис. 7—3. Закон изменения ускорения толкателя кулачкового механизма конечного переключателя

Лист 1. Проектирование кулисного механизма и определение закона его движения

1. Определение основных размеров механизма по заданным условиям ( $H, K_v, \lambda$ ).
2. Определение момента инерции маховых масс, обеспечивающих вращение кривошипа при установившемся режиме работы с заданным коэффициентом неравномерности. Определение момента инерции дополнительной маховой массы (маховика), установленной на валу электродвигателя (рис. 7—1).
3. Построение диаграммы изменения угловой скорости кривошипа за время одного цикла установившегося режима. Основные результаты расчета привести в таблице 1—1 б (Приложение I).

Примечание. 1 Длину штанги транспортера в зависимости от количества перемещаемых деталей рассчитывать по формуле

$$l_{ш} = H(2z_d + 3).$$

- 2 Силы сопротивления движению транспортера определять с учетом трения между штангой и направляющими и между деталью и рольгангом
- 3 Веса звеньев механизма и их моменты инерции даны ориентировочно. Вес штанги транспортера подсчитывать с учетом ее длины в зависимости от количества перемещаемых деталей.
- 4 Весом звеньев 2 и 4 пренебречь.
5. Центры тяжести кулисы 3 и штанги 5 расположены соответственно посередине звеньев.

Лист. 2. Силовой расчет кривошипно-кулисного механизма

1. Определение углового ускорения звена привода по

уравнению движения в дифференциальной форме (на основании исследования, выполненного на листе 1 проекта) в положении механизма, соответствующем заданному углу  $\varphi_1$ . Определение линейных ускорений центров тяжести и угловых ускорений звеньев.

2. Построение картины силового нагружения механизма.
3. Определение сил в кинематических парах механизма
4. Оценка точности расчетов, выполненных на листах 1 и 2 проекта, по уравнению моментов или уравнению сил для ведущего или ведомого звена механизма.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—2 (Приложение I).



### Лист 3. Проектирование кулачкового механизма конечного переключателя

1. Определение угла ( $\delta_{\text{раб}} = \varphi_{\text{раб}}$ ) рабочего профиля кулачка и его составляющих ( $\varphi_{\text{пол}}, \varphi_{\text{выст}}, \varphi_{\text{сп}}$ ) с учетом циклограммы работы механизмов транспортера (рис. 7—2).

2. Построение кинематических диаграмм движения толкателя (ускорения, скорости и перемещения) с учетом заданного закона изменения ускорения толкателя (рис. 7—3).

3. Определение основных размеров кулачкового механизма наименьших габаритов с учетом максимально допустимого угла давления  $\alpha_{\text{доп}}$ .

4. Построение профиля кулачка (центрового и конструктивного).

5. Построение диаграммы изменения угла давления в функции угла поворота кулачка.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—3 (Приложение I).

### Лист 4. Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора

1. Выполнение геометрического расчета эвольвентной зубчатой передачи  $z_1, z_2$  (рис. 7—1).

2. Построение схемы станочного зацепления при нарезании колеса с меньшим числом зубьев и профилирование зуба (включая галтель) методом огибания.

3. Вычерчивание схемы зацепления колес с указанием основных размеров и элементов колес и передачи.

4. Проектирование планетарного редуктора (рис. 7—1) (подбор чисел зубьев) по заданному передаточному отношению редуктора и числу сателлитов.

Допустимое отклонение  $i_{\text{ред}} \pm 5\%$ . Колеса планетарного редуктора нулевые; модуль колес принять равным единице.

5. Определение передаточного отношения, линейных скоростей и чисел оборотов звеньев спроектированного редуктора графическим способом.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—4 (Приложение I).

Таблица 7—1

#### ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
1. Шаг транспортера	$H$	$\frac{\text{м}}{\text{мин}}$	1,5	1,8	1,2	1,0	0,8
2. Средняя скорость перемещения деталей по направляющим	$v_{\text{ср}}$	$\frac{\text{м}}{\text{мин}}$	5,5	4,5	5,0	5,5	6,0
3. Коэффициент изменения скорости штанги	$K_v$	—	1,50	1,60	1,70	1,70	1,60
4. Число оборотов электродвигателя	$n_d$	$\frac{\text{об}}{\text{мин}}$	1000	950	980	1440	1460
5. Количество перемещаемых деталей	$z_d$	$\frac{\text{шт.}}{\text{мин}}$	10	8	6	10	8
6. Вес детали	$G_d$	$\frac{\text{кг}}{\text{шт.}}$	50	60	100	70	70
7. Вес погонного метра штанги	$q$	$\frac{\text{кг}}{\text{м}}$	15	10	14	12	15
8. Относительные размеры звеньев кулисного механизма	$\lambda$	—	0,50	0,60	0,65	0,50	0,55
$\lambda = \frac{OC}{DC}$							
9. Приведенный коэффициент трения деталей по направляющим	$f_d$	—	0,08	0,10	0,08	0,10	0,10
10. Приведенный коэффициент трения штанги по направляющим	$f_{\text{ш}}$	—	0,10	0,08	0,10	0,08	0,08
11. Момент инерции кулисы относительно оси качания	$I_{3C}$	$\frac{\text{кг}\cdot\text{м}^2}{\text{сек}^2}$	0,08	0,10	0,07	0,12	0,13
12. Маховой момент ротора электродвигателя	$GD_2^2$	$\frac{\text{кг}\cdot\text{м}^2}{\text{сек}^2}$	0,10	0,15	0,12	0,08	0,06
13. Маховой момент зубчатых механизмов и муфты, приведенный к валу кривошипа	$GD_1^2$	$\frac{\text{кг}\cdot\text{м}^2}{\text{сек}^2}$	200	300	250	400	500
14. Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	$\delta$	—	0,050	0,035	0,040	0,05	0,08
15. Угловая координата кривошипа для силового расчета (рис. 7—1)	$\varphi_1$	$\text{град}$	120	150	210	240	150

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
16. Углы поворота дискового кулачка, соответствующие включению и выключению переключателя (рис. 7—2)	$\varphi_{\text{плд}} = \varphi_{\text{сп}}$	град	40	50	45	50	60
17. Угол поворота толкателя в кулачковом механизме	$\psi$	»	15	20	25	20	25
18. Длина толкателя	$l_{BE}$	м	0,10	0,12	0,15	0,08	0,09
19. Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\varphi_{\text{доп}}$	град	40	45	35	40	30
20. Число зубьев колеса $z_1$	$z_1$	—	12	13	14	16	15
21. Сумма чисел зубьев колес в передаче $z_1, z_2$	$z_c = z_1 + z_2$	—	36	36	36	36	36
22. Межосевое расстояние первой зубчатой передачи $z_1, z_2$	$A$	мм	150	150	150	150	150
23. Модуль зубчатых колес $z_1, z_2$	$m$	мм	8	8	8	8	8
24. Число сателлитов в планетарном редукторе	$K$	град	3	3	3	3	3
25. Параметр исходного контура реечного инструмента	$\alpha_0$ $\gamma_{\text{н}}$ $\gamma_{\text{с}}$	— — —	20 1 0,25	20 1 0,25	20 1 0,25	20 1 0,25	20 1 0,25

## ЗАДАНИЕ № 8

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ  
ОДНОУДАРНОГО ХОЛОДНОВЫСАДОЧНОГО  
АВТОМАТА С ЦЕЛЬНОЙ МАТРИЦЕЙ

## Краткое описание работы механизмов автомата

Холодновысадочные автоматы предназначаются для высадки из прутка заклепок, болтов, шурупов и других подобных изделий. На одноударных автоматах возможна высадка только тех изделий, у которых длина высаживаемой части составляет не более 2,5 диаметров прутка. Автомат с цельной матрицей (рис. 8—1) состоит из четырех исполнительных механизмов:

- 1) механизм высадки (основной механизм) 1, 2, 3;
- 2) механизм подачи материала 5, 6, 7;
- 3) механизм реза и переноса заготовки с линии подачи на линию высадки 9, 10, 11, 12;
- 4) механизм выталкивателя 16, 17, 18.

Движение всех механизмов осуществляется от вала 1 (рис. 8—1), приводимого во вращение электродвигателем 19 посредством планетарного редуктора 8 и зубчатой передачи 4. Желобчатые ролики 5 механизма подачи материала приводятся во вращение от эксцентрика 6. Прерывистое одностороннее вращение роликов осуществляется посредством храповика 7. Высадочный ползун 3 получает возвратно-поступательное движение от кривошипного вала 1 через шатун 2. Ножевой шток 9 получает движение от ползуна 10, имеющего кулачный паз, в который входит ролик 11. Привод ползуна 10 осуществляется от кривошипного вала через регулируемый эксцентрик 12. Кулачковый механизм 17 служит приводом механизма выталкивателя 18.

Процесс высадки изделия: пруток подается прерывисто вращающимися желобчатыми роликами через отверстие отрезной матрицы 13 до упора (на схеме не показан). При движении ножа вперед от прутка заготовка отрезается и, поддерживаемая специальным крючком, переносится на ли-

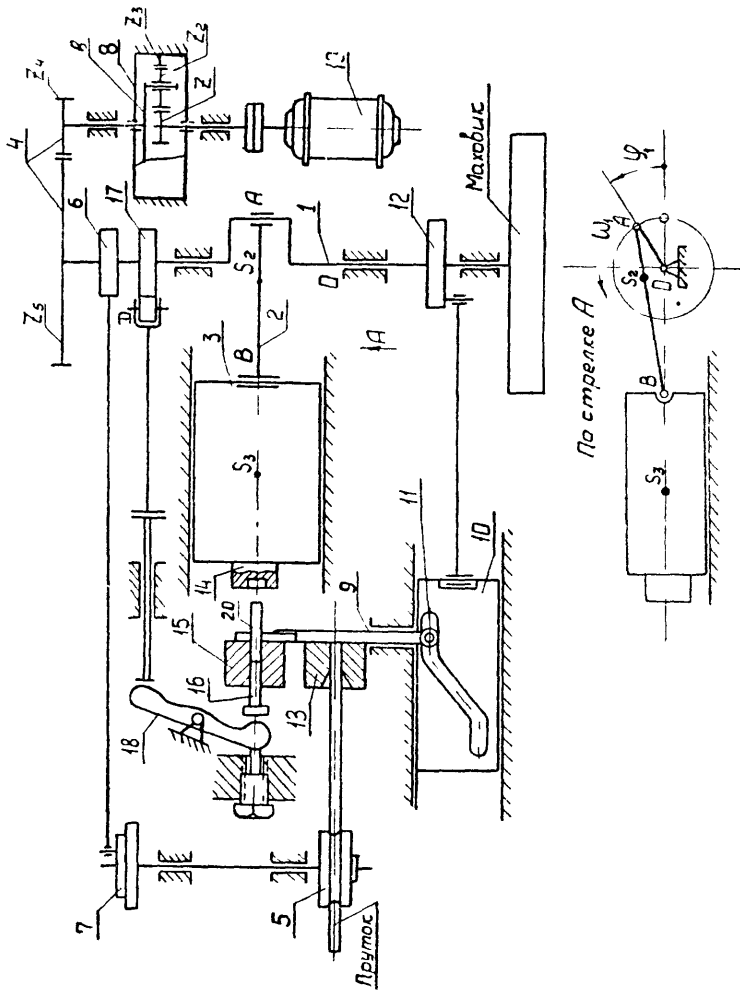


Рис. 8-1. Общий вид механизма высадки семян.

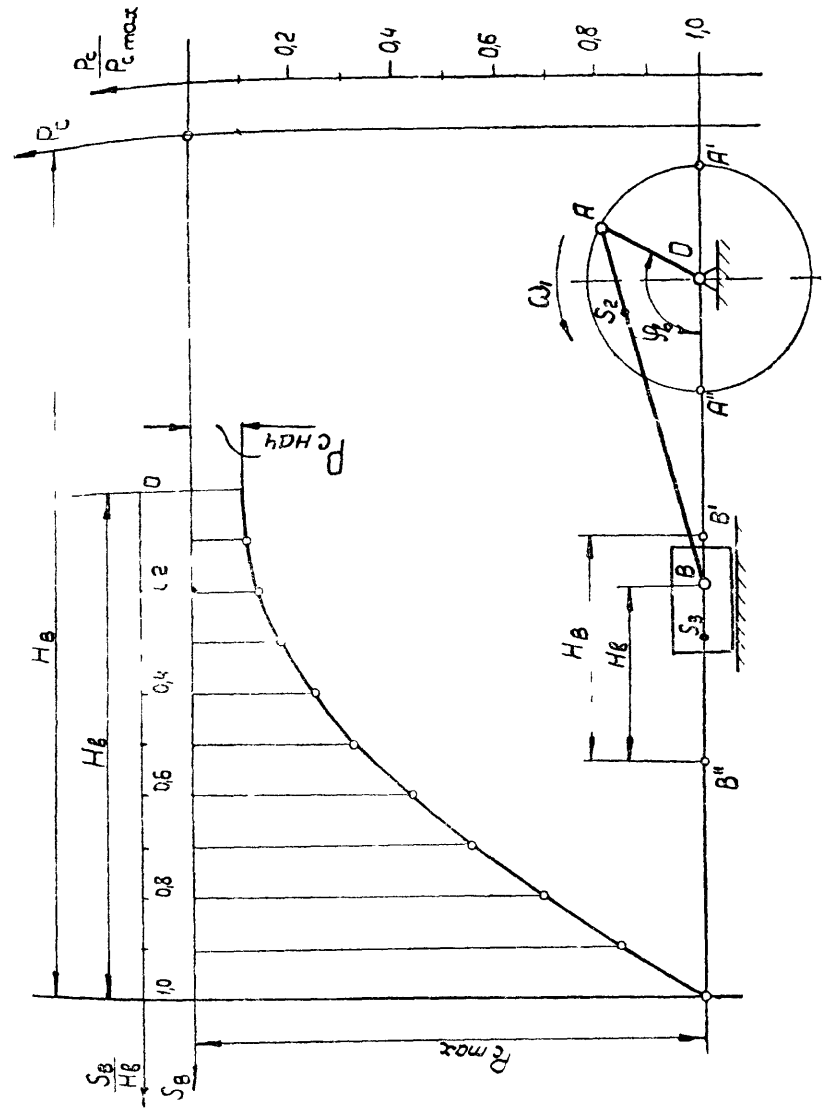


Рис. 8-2. Диаграмма усилий высадки

нию высадки. При движении пуансона 14 к матрице 15 заготовка 20 вталкивается в отверстие матрицы до упора. При дальнейшем движении пуансона происходит высадка головки изделия. При отходе пуансона назад изделие выталкивается стержнем 16 из матрицы.

Кинематический и рабочий цикл механизма высадки совершается в течение времени одного оборота вала кривошипа.

Взаимодействие всех механизмов автомата показано на цикловой диаграмме (рис. 8—3).

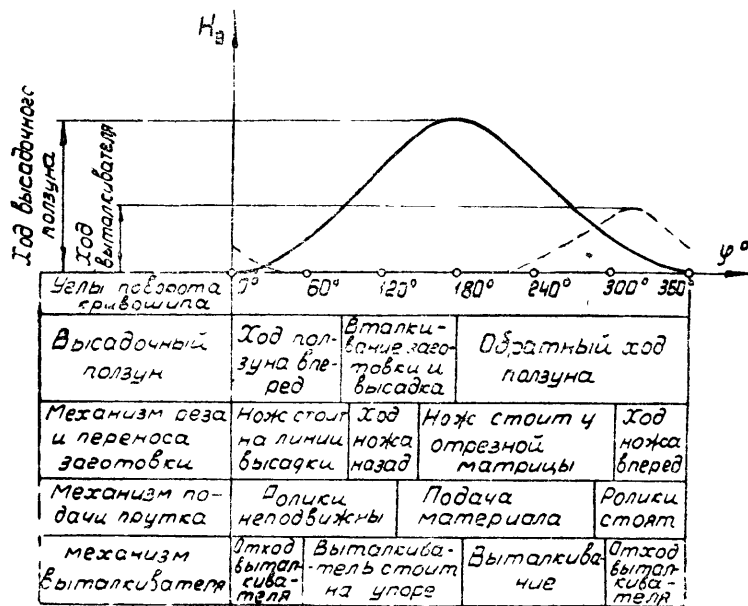


Рис. 8—3. Циклограмма работы механизмов автомата

Диаграмма усилий высадки дана на рис. 8—2, а значения усилий высадки даны в табл. 8—2.

При проектировании и исследовании механизмов высодочного автомата считать известными параметры, приведенные в табл. 8—1.

## Объем и содержание курсового проекта

**Лист 1.** Проектирование основного механизма высадки и определение закона его движения

1. Определение основных размеров механизма по заданным условиям  $\left( H_b, \varphi_b, \frac{l_{AB}}{l_{OA}} \right)$ .

2. Определение необходимого момента инерции маховых масс, обеспечивающих вращение кривошипа с заданным коэффициентом неравномерности хода при установившемся режиме работы. Определение момента инерции дополнительной маховой массы (маховика), установленного на валу кривошипа.

3. Построение диаграммы изменения угловой скорости кривошипа за время одного цикла (оборота) при установившемся режиме работы механизма.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—1 (Приложение I).

**Примечание.** Веса и моменты инерции звеньев механизма даны ориентировочно.

**Лист 2.** Силовой расчет основного механизма автомата

1. Определение углового ускорения звена привода по уравнению движения в дифференциальной форме (на основании исследования, выполненного на листе 1 проекта) в положении механизма, соответствующем заданному углу  $\varphi_1$ . Определение линейных ускорений центров тяжести и угловых ускорений звеньев.

2. Построение картины силового нагружения механизма.

3. Определение сил в кинематических парах механизма.

4. Оценка точности расчетов, выполненных на листах 1 и 2 проекта, по уравнению моментов или уравнению сил для ведущего или ведомого звена механизма.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—2 (Приложение I).

**Лист 3.** Проектирование кулачкового механизма выталкивателя

1. Построение кинематических диаграмм движения толкателя (рис. 8—4 а) (ускорения, скорости и перемещения) на основе заданного закона изменения ускорений толкателя (рис. 8—4 б).

2. Определение основных размеров кулачкового механизма наименьших габаритов с учетом заданного максимально допустимого угла давления ( $\alpha_{\text{доп}}$ ).

3. Построение профиля кулачка (центрального и конструктивного).

4. Построение диаграммы изменения угла давления в функции угла поворота кулачка.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—3 (Приложение I).

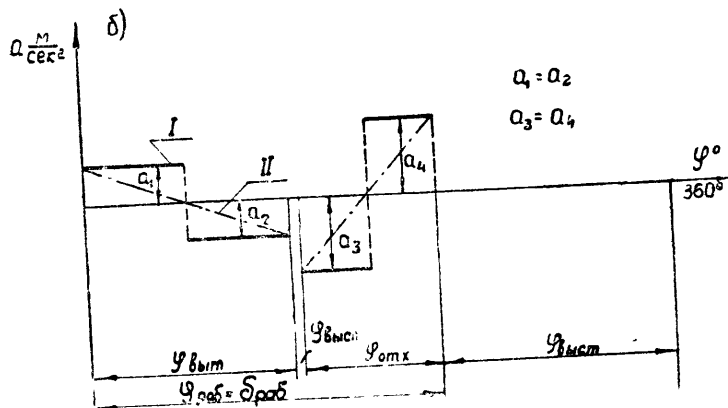
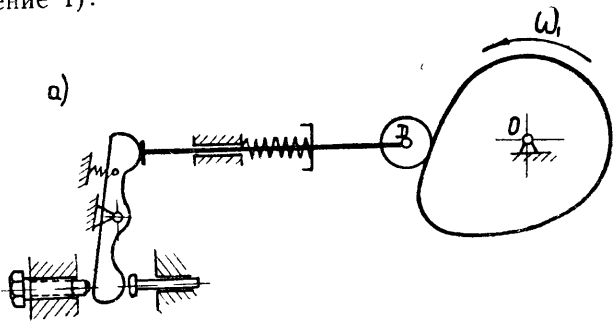


Рис. 8—4. а) Схема кулачкового механизма выталкивателя  
б) Законы изменения ускорения толкателя:  
— для вариантов А, Г, Д; II— для вариантов Б и В

#### Лист 4. Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора

1. Выполнение геометрического расчета эвольвентной зубчатой передачи  $z_4, z_5$  (рис. 8—1).

2. Построение схемы станочного зацепления при нарезании колеса с меньшим числом зубьев и профилирование зуба (включая галтель) методом огибания.

3. Вычерчивание схемы зацепления колес с указанием основных размеров и элементов колес и передачи.

4. Проектирование планетарного редуктора (рис. 8—1) (подбор числа зубьев) по заданному передаточному отношению редуктора и числу сателлитов. Допустимое отклонение  $i_{\text{ред}} \pm 5\%$ . Колеса планетарного редуктора нулевые; модуль колес принять равным единице.

5. Определение передаточного отношения, линейных скоростей и чисел оборотов звеньев спроектированного редуктора графическим способом.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—4 (Приложение I).

## ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Таблица 8—1

Наименование параметров	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
1. Число оборотов электродвигателя	$n_{ном}$	об/мин	930	1335	970	1350	1350
2. Число двойных ходов высадочного ползуна (число оборотов кривошипа в минуту)	$K_x$	—	100	160	170	200	220
3. Ход ползуна при высадке	$H_v$	м	0,020	0,030	0,035	0,040	0,038
4. Угол поворота кривошипа за время высадки	$\varphi_v$	град	80	100	100	95	90
5. Максимальное усилие высадки (рис. 8—2)	$P_{max}$	кГ	2000	2750	3500	4000	4500
6. Начальное усилие высадки	$P_{нач}$	кГ	$0,1 P_{max}$	$0,1 P_{max}$	$0,1 P_{max}$	$0,1 P_{max}$	$0,1 P_{max}$
7. Отношение длины шатуна к длине кривошипа	$\frac{l_{AB}}{l_{OA}}$	—	4,0	4,5	4,5	4,0	3,5
8. Отношение расстояния от точки А до центра тяжести шатуна к длине шатуна	$\frac{l_{AS_2}}{l_{AB}}$	—	0,35	0,34	0,32	0,36	0,33
9. Координата центра тяжести ползуна	$l_{BS_2}$	м	0,01	0,015	0,009	0,012	0,011

Продолжение табл. 8—1

Наименование параметров	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
10. Вес ползуна	$G_3$	кГ	5,0	5,5	6,0	7,0	8,0
11. Вес шатуна	$G_2$	кГ	1,5	1,8	2,0	2,5	3,0
12. Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр тяжести	$I_{2S}$	кГмсек <sup>2</sup>	0,0002	0,0003	0,0005	0,0008	0,0007
13. Коэффициент неравномерности вращения вала кривошипа	$\delta$	—	$\frac{1}{15}$	$\frac{1}{15}$	$\frac{1}{15}$	$\frac{1}{15}$	$\frac{1}{15}$
14. Маховой момент ротора электродвигателя	$GD_{\partial}^2$	кГм <sup>2</sup>	0,06	0,28	0,25	0,60	0,48
15. Маховой момент планетарного редуктора и колеса 4, приведенный к валу кривошипа	$GD^2$	кГм <sup>2</sup>	22	14	9	10	8
16. Угловая координата кривошипа для силового расчета	$\varphi_1$	град	175	170	165	170	175
17. Ход толкателя кулачкового механизма выталкивателя	$\dot{h}$	м	0,010	0,015	0,015	0,020	0,015
18. Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	30	25	32	28	30
19. Соотношение между ускорениями толкателя	$\nu = \frac{a_4}{a_1}$	—	2,25	2,3	2,7	2,6	2,0

Наименование параметров	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			A	B	B	Г	Д
20 Угол рабочего профиля кулачка $\delta_{\text{раб}} = \varphi_{\text{раб}} = \varphi_{\text{выт}} - \varphi_{\text{выст}} + \varphi_{\text{отх}}$	$\varphi_{\text{выт}}$ $\varphi_{\text{выст}}$ $\varphi_{\text{отх}}$ $z_4$ $z_5$ $m$ $K$	град град град — — мм —	120 6 80 13 20 5 3	115 6 75 14 18 5 3	110 5 70 15 19 6 3	108 6 68 12 20 4 3	100 5 70 14 21 6 3
21 Числа зубьев колес							
22 Модуль зубчатых колес $z_4, z_5$							
23 Число сателлитов в редукторе (рис. 8—1)							
24. Параметры исходного контура реечного инструмента	$\alpha_0$ $\chi_k$ $\chi_c$	град — —	20 1 0,25	20 1 0,25	20 1 0,25	20 1 0,25	20 1 0,25

Таблица 8—2

Значения усилий высадки в долях от  $P_{\text{max}}$  в зависимости от положения высадочного ползуна

$\frac{s_b}{H_0}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\frac{P}{P_{\text{max}}}$	0,11	0,127	0,175	0,238	0,318	0,420	0,539	0,682	0,830	1,0

## ЗАДАНИЕ № 9

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ  
ГОРИЗОНТАЛЬНО-КОВОЧНОЙ МАШИНЫ  
С РАЗЪЕМНОЙ МАТРИЦЕЙ

## Краткое описание работы механизмов машины

Горизонтально-ковочная машина, схема механизмов которой изображена на рис. 9—1, предназначена для горячей штамповки изделий из пруткового металла ограниченной длины в матрице с разъемом в вертикальной плоскости.

Машина содержит два исполнительных механизма: основной механизм высадочный и механизм зажима заготовки.

Высадочный механизм 1, 2, 3 является кривошипно-ползунным механизмом, коленчатый вал 1 которого приводится в движение от электродвигателя 12 при помощи планетарного редуктора 11 и зубчатых передач  $z_4, z_5, z_6, z_7$ . Высадочный ползун 3 с закрепленным на нем пуансоном 4, совершая возвратно-поступательное движение, осуществляет деформацию заготовки, зажатой в матрице 5,5'. Диаграмма усилий высадки представлена на рис. 9—2. Значения усилий высадки даны в табл. 9—2.

Зажимной механизм состоит из бокового ползуна 7, рычажной системы 6 и зажимного ползуна 5. Боковой ползун 7 получает возвратно-поступательное движение от коленчатого вала 1 посредством кулачков: 8 прямого хода и 9 обратного хода (рис. 9—1 а, б). Кулачки воздействуют на ролики, оси которых закреплены на боковом ползуне 7.

Движение от бокового ползуна передается зажимному ползуну 5 с подводимой частью матрицы посредством рычажной системы 6. Выдержки матрицы в закрытом и в открытом состоянии определяются профилем кулачка. На рис. 9—3 изображена циклограмма, показывающая взаимодействие высадочного и зажимного механизмов.

Горизонтально-ковочная машина может работать как в режиме однократной, так и в режиме непрерывной (много-

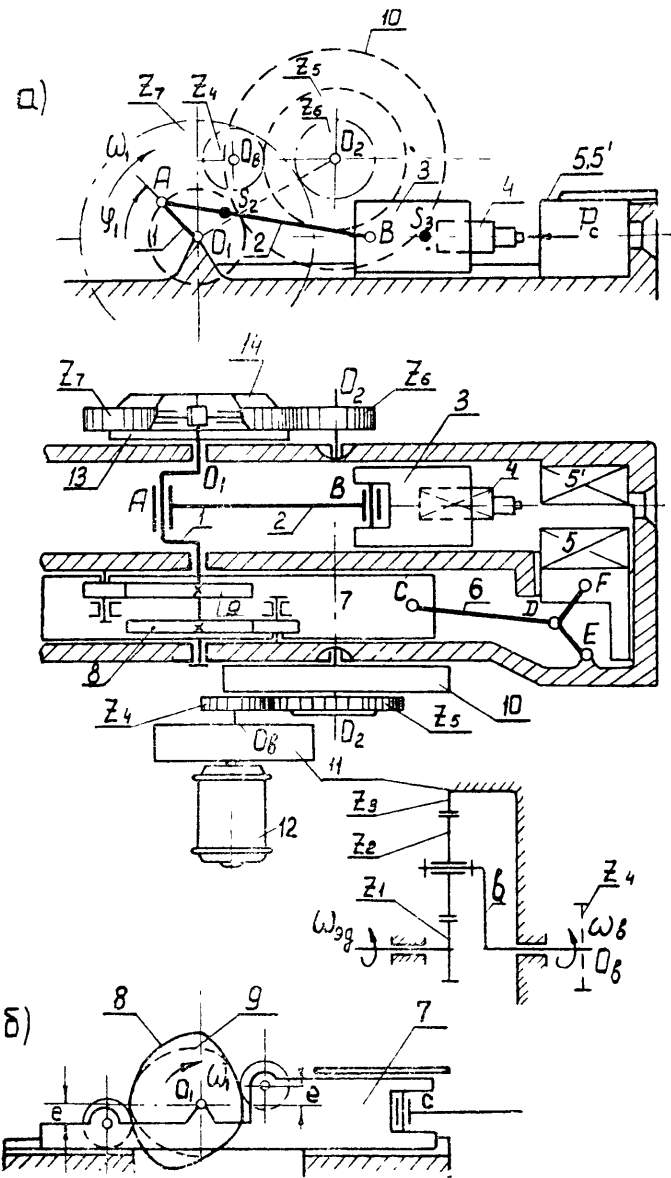


Рис. 9—1. Схема механизмов горизонтально-ковочной машины

кратной) высадки. Для управления тем или иным режимом в машине (рис. 9—1 а) имеются тормоз 13 и дисковая фрикционная муфта включения и выключения 14, смонтированная в один конструктивный узел с зубчатым колесом  $z_6$ . Управление тормозом и фрикционной муфтой пневматическое. При работе машины в режиме однократных высадок

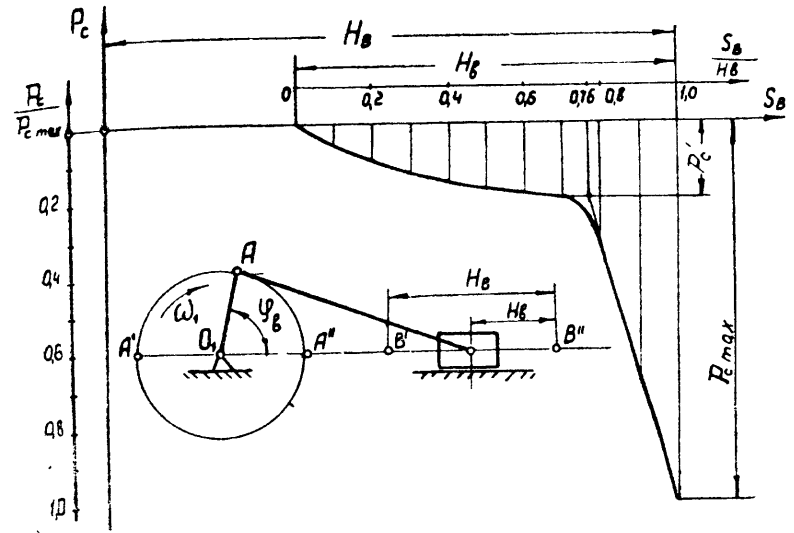


Рис. 9—2. Диаграмма усилий высадки

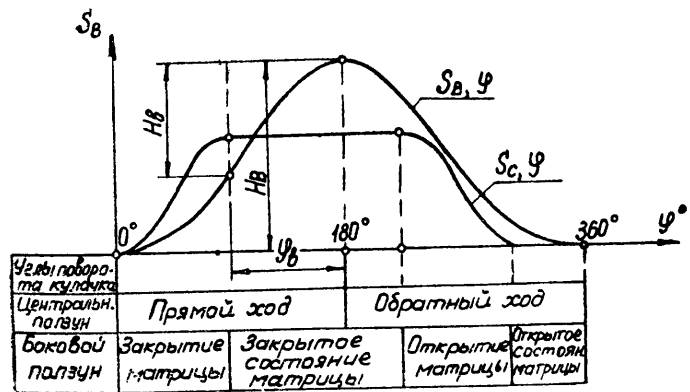


Рис. 9—3. Циклограмма работы механизмов горизонтально-ковочной машины



после каждого двойного хода высадочного ползуна колечка-тый вал отключается от системы привода и затормаживается в начальном положении, подготовленном к следующему рабочему ходу. При этом система привода с маховиком 10, размещенным на промежуточном валу  $O_2$ , работает непрерывно. Длительность паузы в работе кривошипно-ползунного механизма определяется технологией штамповки данного изделия и оценивается количеством возможных оборотов колеччатого вала за время паузы.

Проектирование и исследование механизмов горизонтально-ковочной машины провести в режиме многократной высадки, считая известными параметры, приведенные в табл. 9—1.

### Объем и содержание курсового проекта

**Лист 1.** Проектирование основного механизма ковочной машины и определение закона его движения

1. Определение основных размеров механизма по заданным условиям  $\left( H_B, \varphi_B, \frac{l_{AB}}{l_{OA}} \right)$ .

2. Определение необходимого момента инерции маховых масс, обеспечивающих вращение кривошипа с заданным коэффициентом неравномерности при установившемся режиме работы. Определение момента инерции дополнительной маховой массы (маховика), установленной на валу  $O_2$ .

3. Построение диаграммы изменений угловой скорости вала кривошипа за время одного цикла установившегося режима работы механизма.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—1 (Приложение I).

**Примечание.** Веса звеньев основного механизма и их моменты инерции даны ориентировочно.

**Лист 2.** Силовой расчет механизма с учетом динамических нагрузок

1. Определение углового ускорения звена привода по уравнению движения в дифференциальной форме (на основании исследования, выполненного на листе 1 проекта) в положении механизма, соответствующем заданному углу  $\varphi_1$ . Определение линейных ускорений центров тяжести и угловых ускорений звеньев.

2. Построение картины силового нагружения механизма.
3. Определение сил в кинематических парах механизма.
4. Оценка точности расчетов, выполненных на листах 1 и 2 проекта, по уравнению моментов или уравнению сил для ведущего или ведомого звена механизма.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—2 (Приложение I).

**Лист 3.** Проектирование кулачкового механизма зажимного устройства

1. Построение кинематических диаграмм движения бокового ползуна (ускорения, скорости и перемещения) с учетом заданного закона изменения ускорений толкателя (рис. 9—4).

2. Определение основных размеров кулачкового механизма наименьших габаритов с учетом заданного максимально допустимого угла давления ( $\alpha_{доп}$ ).

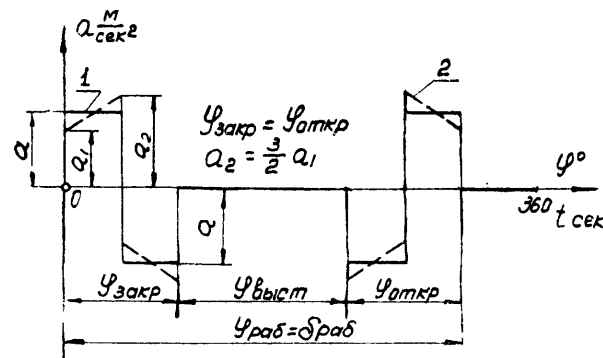


Рис. 9—4. Законы изменения ускорения бокового ползуна (толкателя кулачкового механизма):

1 — для вариантов А, Б, В;  
2 — для вариантов Г, Д

3. Построение теоретического и конструктивного профиля кулачка, обеспечивающего прямой ход бокового ползуна. Построение конструктивного профиля кулачка, обеспечивающего обратный ход бокового ползуна, методом обращенного движения исходя из полученного расстояния между центрами роликов.

4. Построение диаграммы изменения угла давления в функции угла поворота кулачка.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—3 (Приложение I).

**Лист 4. Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора**

1. Выполнение геометрического расчета эвольвентной зубчатой передачи  $z_4, z_5$  (рис. 9—1).

2. Построение схемы станочного зацепления при нарезании колеса с меньшим числом зубьев и профилирование зуба (включая галтель) методом огибания.

3. Вычерчивание схемы зацепления колес с указанием основных размеров и элементов колес и передачи.

4. Проектирование планетарного редуктора (рис. 9—1) (подбор чисел зубьев) по заданному передаточному отношению редуктора и числу сателлитов. Допустимое отклонение  $i_{ред} \pm 5\%$ . Колеса планетарного редуктора нулевые; модуль колес принять равным единице.

5. Определение передаточного отношения, линейных скоростей и чисел оборотов звеньев спроектированного редуктора графическим способом.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—4 (Приложение I).

Таблица 9—1

**ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ**

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
1. Угол поворота кривошипа, соответствующий ходу высадки	$\varphi_0$	град	90	80	90	93	81
2. Ход ползуна, при высадке	$H_0$	м	0,13	0,1	0,06	0,055	0,08
3. Число двойных ходов ползуна (число оборотов кривошипа в минуту)	$K_x$	—	75	95	85	80	65
4. Отношение длины шатуна к длине кривошипа	$\frac{l_{AB}}{l_{OA}}$ $\frac{l_{AS_2}}{l_{AS_1}}$	—	2,8	3,0	2,8	3,0	2,8
5. Отношение расстояния от точки А до центра тяжести шатуна к длине шатуна	$\frac{l_{AB}}{l_{BS_3}}$	—	0,25	0,32	0,357	0,333	0,333
6. Координата центра тяжести шатуна	$G_1$	м	0,1	0,11	0,12	0,14	0,15
7. Вес вала кривошипа и всех вращающихся вместе с ним масс	$G_2$	кг	50	75	80	90	100
8. Вес шатуна	$G_3$	кг	150	250	300	350	400
9. Вес ползуна	$I_{10}$	кг·м·сек <sup>2</sup>	200	350	400	450	500
10. Момент инерции вала кривошипа и всех вращающихся вместе с ним масс	$I_{25}$	кг·м·сек <sup>2</sup>	0,15	0,2	0,3	0,4	0,5
11. Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр тяжести	$I_{O_2}$	кг·м·сек <sup>2</sup>	0,232	0,39	0,11	0,123	0,835
12. Момент инерции промежуточного вала относительно его оси $O_2$	$I_{O_2}$	кг·м·сек <sup>2</sup>	0,10	0,15	0,20	0,25	0,3
13. Маховой момент ротора электродвигателя и маховой момент планетарного редуктора с зубчатым колесом 4, приведенный к валу электродвигателя	$GD^2$	кг·м <sup>2</sup>	0,4	0,6	0,55	0,65	0,8
14. Максимальное усилие высадки	$P_{с макс}$	т	25	50	75	100	125
15. Номинальное число оборотов вала электродвигателя	$n_{ном}$	об/мин	2890	2920	2920	2920	2920

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов						
			A	B	B	Г	Д		
16. Коэффициент неравномерности вращения вала кривошипа	$\delta$	—	1	1	1	1	1	1	
17. Ход бокового ползуна	$h_D$	м	15	18	18	18	18	18	
18. Угол рабочего профиля кулачка $\delta_{раб} = \varphi_{закр} + \varphi_{выст} + \varphi_{откр}$	$\varphi_{закр}$	град	0,06	0,07	0,08	0,10	0,12	0,18	
	$\varphi_{выст}$	град	85	80	75	70	65	65	
19. Внесность кулачкового механизма	$\varphi_{откр}$	град	160	170	180	190	200	200	
	$e$	м	85	80	75	70	65	65	
20. Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$e_{доп}$	град	0,015	0	0,020	0,01	0,03	0,03	
21. Числа зубьев колес	$z_4$	—	30	35	32	28	30	30	
22. Модуль зубчатых колес $z_4, z_5$	$z_4$	—	15	15	14	15	16	16	
	$z_5$	—	24	27	21	24	24	24	
23. Угол наклона линии зуба колес $z_4, z_5$	$z_6$	—	18	20	20	20	20	20	
	$z_7$	—	63	70	72	76	100	100	
24. Число сателлитов в планетарном редукторе	$m$	мм	8	8	10	12	15	15	
	$\beta$	град	10	15	19	15	10	10	
25. Параметры исходного контура реечного инструмента	$K$	—	3	3	3	3	3	3	
	$\alpha_o$	град	20	20	20	20	20	20	
26. Угловая координата для силового расчета	$\alpha_{ч}$	—	0,8	0,8	1	1	1	1	
	$\alpha_{с}$	—	0,3	0,3	0,25	0,25	0,25	0,25	
	$\varphi_1$	град	165	170	175	165	170	170	

Таблица 9—2  
Значения усилий высадки в долях от  $P_{с\max}$  в зависимости от положения высадочного ползуна

$\frac{S_B}{H_B}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,76	0,8	0,9	1,0
$\frac{P_c}{P_{с\max}}$	0,055	0,097	0,125	0,153	0,167	0,188	0,195	0,195	0,30	0,68	1,0

## ЗАДАНИЕ № 10

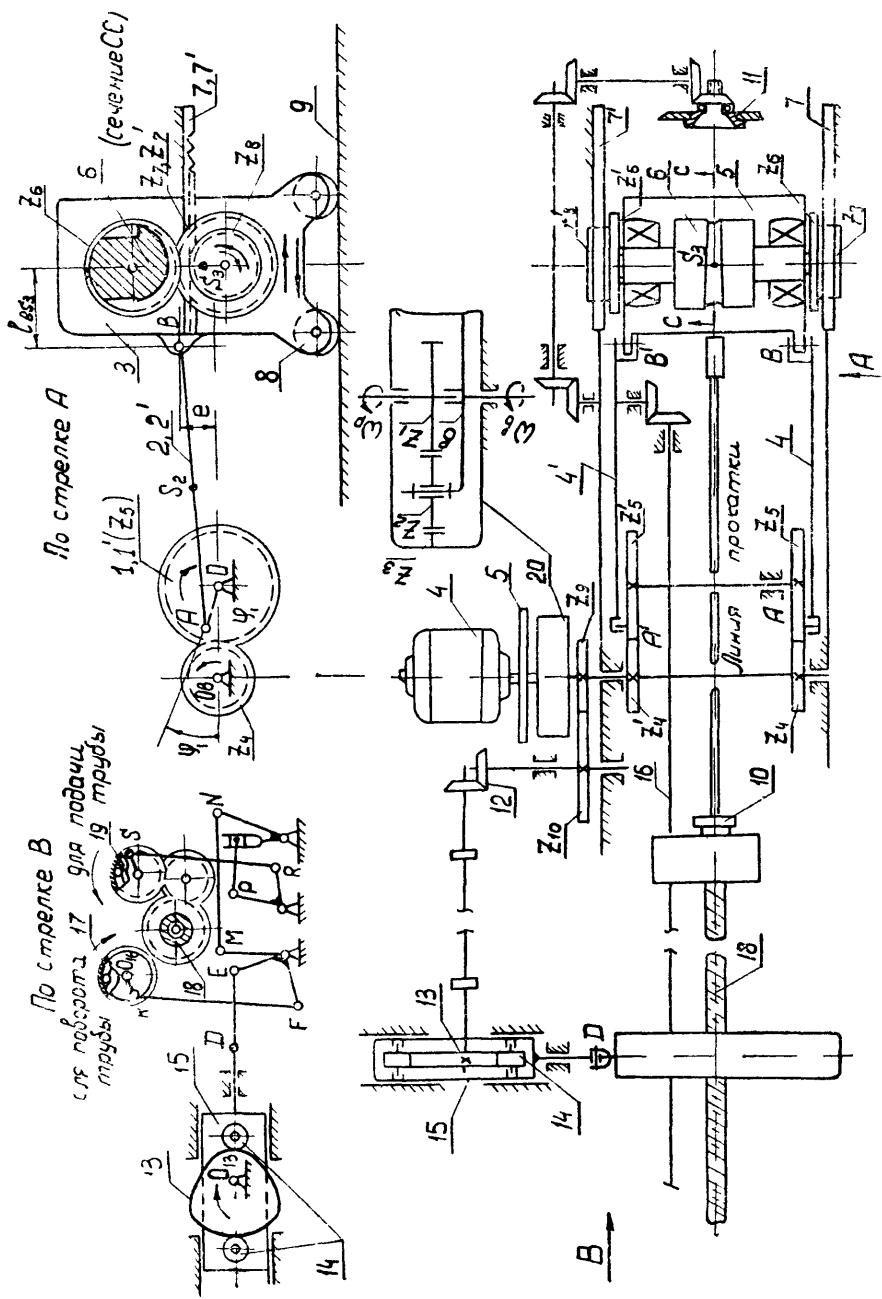
ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ  
СТАНА ДЛЯ ХОЛОДНОЙ ПРОКАТКИ ТРУБ

## Краткое описание работы механизмов стана

Прокатный стан, схема механизмов которого изображена на рис. 10—1, предназначается для калибровки труб на конической оправке в калибрах переменного сечения. Обжатие трубы производится не непрерывно по всей ее длине, а на отдельных ее участках. Этот режим осуществляется основным механизмом стана — механизмом рабочей клетки.

Механизм рабочей клетки является сдвоенным кривошипно-ползунным механизмом ( $OAB, OA'B'$ ). Роль кривошипов  $1,1'$  ( $OA$  и  $OA'$ ) выполняют зубчатые колеса  $z_5$  и  $z_5'$ , на которых размещены пальцы кривошипов  $A$  и  $A'$ . Рабочая клетка  $3$ , соединенная с зубчатыми колесами  $z_5, z_5'$  двумя шатунами  $2,2'$ , перемещается возвратно-поступательно на катках  $8$  по специальным рельсам  $9$ , установленным в станине. Валки рабочей клетки  $6,6'$  связаны между собой двумя парами одинаковых зубчатых колес  $z_6, z_7$  и  $z_6', z_7'$ . На концах нижнего валка имеются еще два одинаковых зубчатых колеса  $z_8$  и  $z_8'$ , находящихся в зацеплении с неподвижными рейками  $7, 7'$ .

Передача движения от электродвигателя  $4$  к механизму рабочей клетки осуществляется непрерывно через муфту-маховик  $5$ , планетарный редуктор  $20$ , зубчатые передачи ( $z_4, z_5$ ), ( $z_4', z_5'$ ). Таким образом, периодичность режима прокатки достигается возвратно-поступательным движением рабочей клетки вдоль трубы при неподвижном заднем ее конце, закрепленном в патроне  $11$ . При этом валки имеют дополнительно принудительное, строго согласованное с положением рабочей клетки, возвратно-вращательное движение от неподвижных реек. Валки снабжены калибровочными секторами переменного профиля. При вращении валков их секторы образуют калибр переменного сечения, диаметр которого



плавно уменьшается от начального до требуемого размера трубы В процессе прокатки секторы валков охватывают трубу своей калибровочной поверхностью и, перекатываясь по ней, обжимают и раскатывают ее подобно скалке

При движении клетки вперед совершается обжатие, а при обратном движении выглаживание грубы Вблизи крайних положений рабочей клетки калибры валков не соприкасаются с прокатываемой трубой Это время используется для подачи трубы на прокатку следующего участка и для поворота трубы и оправки Поворот трубы необходим для равномерного ее обжатия и совершается за каждый ход клетки примерно на  $60^\circ$  Поворот оправки обеспечивает более равномерный ее износ Последовательность операций подачи, прокатки и поворота трубы показана на циклограмме (рис 10—2)

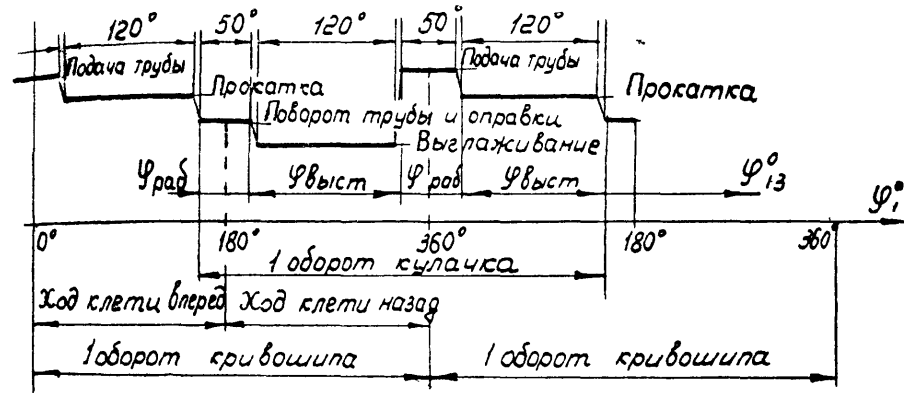


Рис 10—2 Циклограмма работы механизмов прокатного стана

Механизмы подачи и поворота трубы и оправки приводятся в движение посредством кулачкового механизма Кулачок 13 этого механизма получает непрерывное вращение от электродвигателя 4 через планетарный редуктор 20, зубчатую передачу  $z_9, z_{10}$  и коническую передачу 12 с  $i=1$  Вращательное движение кулачка преобразуется через упорные ролики 14 в прерывистое возвратно-поступательное движение каретки толкателя 15

Механизм поворота трубы и оправки состоит из рычажной системы звеньев  $DEFK$ , зубчатой передачи и обгонной муфты 17 с помощью которых приводится в одностороннее вращательное движение вал 16, а следовательно, и патроны 10, 11 вместе с трубой Передний и задний патроны свя

заны между собой четырьмя одинаковыми зубчатыми коническими передачами с  $i=1$ .

Механизм подачи трубы состоит из винта 18, связанного с передним патроном 10, и гайки, получающей одностороннее вращательное движение от кулачкового механизма через рычажную систему DEMNPRS, зубчатые передачи и обгонную муфту 19.

В стане имеются еще механизм, обеспечивающий обратный ход винта, и механизм движения каретки оправки. Эти механизмы работают от самостоятельного привода и в схеме на рис. 10—1 не показаны.

При проектировании и исследовании механизмов стана считать известными параметры, приведенные в табл. 10—1.

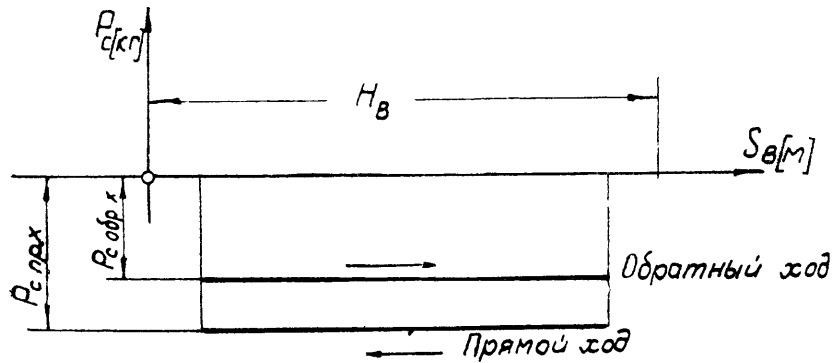


Рис 10—3 Диаграмма усилий  $P_c$ , действующих на клеть по линии прокатки

### Объем и содержание курсового проекта

**Лист 1.** Проектирование основного механизма прокатного стана и определение закона его движения

1. Определение основных размеров звеньев механизма по заданным условиям (средняя скорость рабочей клетки; число оборотов кривошипа; отношение длины шатуна к длине кривошипа). Внеосностью механизма пренебречь.

2. Определение необходимого момента инерции маховых масс, обеспечивающих вращение вала кривошипа (колес  $z_5$ ,  $z_5'$ ) с заданным коэффициентом неравномерности при установившемся режиме работы. Определение момента инерции дополнительной маховой массы (маховика-муфты), установленной на валу двигателя (рис. 10—1).

3. Построение диаграммы изменения угловой скорости кривошипа (колес 5, 5') за время одного цикла (оборота) при установившемся режиме работы механизма.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—1 (Приложение I).

**Примечание.** Веса звеньев основного механизма и их моменты инерции даны ориентировочно

**Лист 2.** Силовой расчет основного механизма с учетом динамических нагрузок

1. Определение углового ускорения звена приведения по уравнению движения в дифференциальной форме (на основании исследования, выполненного на листе 1 проекта) в положении механизма, соответствующем заданному углу  $\varphi_1$ . Определение линейных ускорений центров тяжести и угловых ускорений звеньев.

2. Построение картины силового нагружения механизма.

3. Определение сил в кинематических парах механизма.

4. Оценка точности расчетов, выполненных на листах 1 и 2 проекта, по уравнению моментов или уравнению сил для ведущего или ведомого звена механизма.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—2 (Приложение I).

**Лист 3.** Проектирование кулачкового механизма

1. Построение кинематических диаграмм движения каретки толкателя (перемещения, скорости и ускорения) с учетом заданного закона движения толкателя (рис. 10—4).

2. Определение основных размеров кулачкового механизма наименьших габаритов с учетом заданного максимально допустимого угла давления ( $\sigma_{доп}$ ).

3. Построение профиля кулачка (центрального и конструктивного).

4. Построение диаграммы изменения угла давления в функции угла поворота кулачка.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—3 (Приложение I).

**Лист 4.** Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора

1. Выполнение геометрического расчета эвольвентной зубчатой передачи  $z_4$ ,  $z_5$  (рис. 10—1).

2 Построение схемы станочного зацепления при нарезании колеса с меньшим числом зубьев и профилирование зуба (включая галтель) методом огибания.

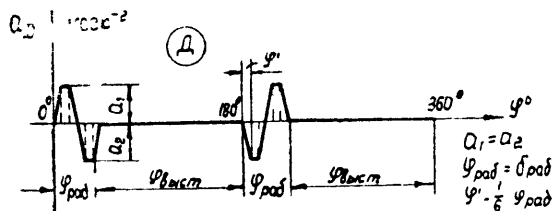
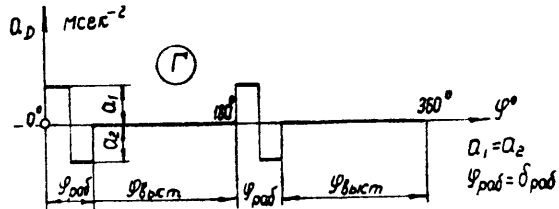
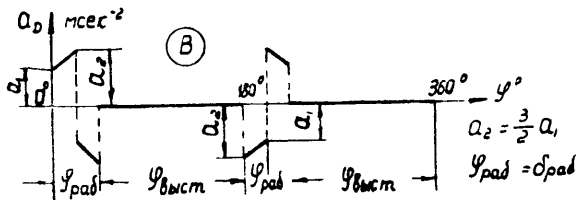
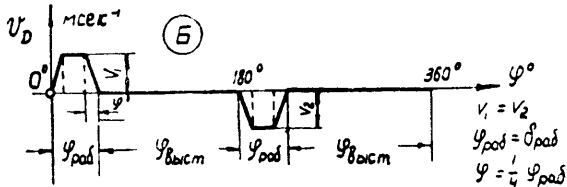
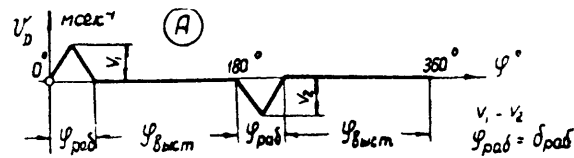


Рис 10-4 Законы изменения скорости (для вариантов А, Б) и ускорения (для вариантов В, Г, Д) каретки толкателя кулачкового механизма

3 Вычерчивание схемы зацепления колес с указанием основных размеров и элементов колес и передачи

4 Проектирование планетарного редуктора (рис 10-1) (подбор чисел зубьев) по заданному передаточному отношению редуктора и числу сателлитов. Допустимое отклонение  $i_{ред} \pm 5\%$ . Колеса планетарного редуктора нулевые, модуль колес принять равным единице

5. Определение передаточного отношения, линейных скоростей и чисел оборотов звеньев спроектированного редуктора графическим способом

Основные результаты расчета привести в табл 1-4 (Приложение I)

## ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
1 Средняя скорость движения рабочей клетки	$(v_B)_{cp}$	м/сек	1,425	1,2	1,00	0,835	0,98
2 Число двойных ходов клетки в минуту (равное числу оборотов кривошипа)	$K_x$	—	65	60	55	50	45
3 Отношение длины шатуна к длине кривошипа	$\frac{l_{AB}}{l_{OA}}$	—	8	7	8	7	8
4 Отношение расстояния от точки А до центра тяжести шатуна к длине шатуна	$\frac{l_{AS2}}{l_{AB}}$	—	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
5 Координата центра тяжести рабочей клетки	$l_{BS3}$	м	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
6 Внеосность кривошипно-ползунного механизма	$e$	м	0,3	0,3	0,25	0,25	0,3
7 Вес кривошипного вала и шестерен $z_5, z_5'$	$G_1$	кг	60	70	80	80	100
8 Вес шатуна	$G_2; G_2'$	кг	80	90	100	120	150
9 Вес рабочей клетки	$G_3$	кг	800	900	1000	1200	1500
10 Силы сопротивления, действующие на клетку по линии прокатки при обжиме трубы (прямой ход)	$P_{с пр х}$	кг	1200	1300	1400	1500	2500
при выглаживании трубы (обратный ход) (рис 10—3)	$P_{с обр х}$	кг	900	975	1050	1120	1870
11 Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр тяжести	$I_{2S}; I'_{2S}$	кгмсек <sup>2</sup>	2,6	3,3	2,6	2,9	3,5

Продолжение табл 10—1

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
12 Момент инерции кривошипного вала и зубчатых колес $z_5, z_5'$ относительно оси вала	$I_{10}$	кгмсек <sup>2</sup>	0,25	0,27	0,30	0,30	0,50
13 Момент инерции планетарного редуктора и зубчатых колес $z_9, z_4, z_4'$ , приведенный к валу двигателя	$I_{ред}^{пр}$	кгмсек <sup>2</sup>	0,010	0,012	0,015	0,020	0,030
14 Маховой момент ротора электродвигателя	$GD_d^2$	кгм <sup>2</sup>	1,05	1,00	1,05	1,05	2,7
15 Число оборотов вала электродвигателя	$n$	об/мин	1200	1100	1000	900	800
16 Коэффициент неравномерности вращения кривошипного вала	$\delta$	—	$\frac{1}{15}$	$\frac{1}{20}$	$\frac{1}{15}$	$\frac{1}{20}$	$\frac{1}{10}$
17 Угловая координата кривошипа для силового расчета (рис 10—1)	$\varphi_1$	град	210	240	300	330	210
18 Числа зубьев колес	$z_4; z_9$	—	10	12	10	9	10
	$z_5; z_{10}$	—	16	18	17	18	20
19 Угол рабочего профиля кулачка	$\delta_{раб}$	град	30	50	50	50	50
20 Ход каретки толкателя	$h_D$	м	0,030	0,035	0,03	0,035	0,040
21 Максимально допустимый угол давления $\alpha$ кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	30	35	30	35	30
22 Модуль зубчатых колес $z_4, z_5$	$m$	мм	10	8	8	8	12
23 Угол наклона линии зуба колес $z_4, z_5$	$\beta$	град	0	10	15	20	0
24 Число сателлитов в планетарном редукторе	$K$	—	3	3	3	3	3
25 Параметры исходного контура реечного инструмента	$\alpha_0$	град	20	20	20	20	20
	$\alpha_H$	—	0,8	1	1	1	0,8
	$\alpha_C$	—	0,3	0,25	0,25	0,25	0,3

## ЗАДАНИЕ № 11

### ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ АВТОМАТА ДЛЯ ЗАКАЛКИ БОЛТОВ

#### Краткое описание работы механизмов автомата

Автомат предназначен для поверхностной закалки болтов. Индукционный электронагрев болтов гоками высокой частоты производится индуктором 14 (рис. 11—1)

Закалка поверхностей нагретых болтов выполняется путем разбрызгивания закалочной жидкости. Приспособление для разбрызгивания находится в нижней части индуктора. Кинематическая цепь автомата состоит из трех механизмов, согласованно исполняющих основные движения, обусловленные рабочим процессом

Механизм подачи болтов представляет собой вертикальный кривошипно-ползунный механизм ( $O_1BC$ ) с подвижными звеньями 1, 2, 3.

Кривошипный вал 1 получает вращение от ведущего вала 6 через зубчатую передачу  $z_4, z_5$ . Вал 6 приводится в движение электродвигателем 17 через планетарный редуктор 22, на выходном валу которого закреплен маховик 24.

При движении ползуна (шибера) 3 вверх порция болтов забирается верхней гранью шибера из загрузочного бункера и поступает на наклонные направляющие 15. В направляющих имеется продольная щель, в которую может свободно проходить стержень болта. Повисая в щели на своих головках, болты скользят вниз к загрузочной трубке 16. Ролик 20 сбрасывает с поверхности наклонных направляющих болты, не попавшие в щель. Ролик 21 способствует попаданию болтов в загрузочную трубку. Ролики 20 и 21 приводятся во вращение от вала 6 посредством ременной передачи не показанной на схеме

Подлежащие закалке болты поступают из загрузочной трубки в радиальные отверстия кассеты 10. Эти отверстия расположены равномерно по ободу кассеты. Поворот кассеты осуществляется кривошипно-коромысловым механизмом

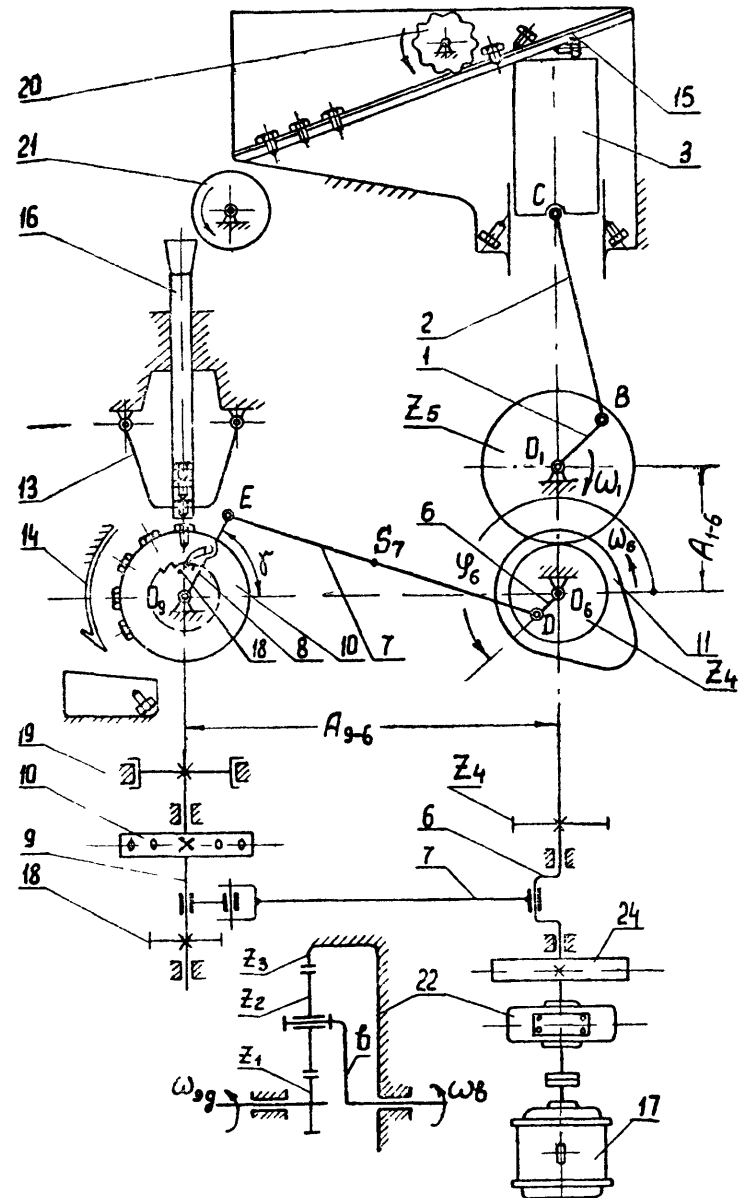


Рис. 11—1. Схема механизмов автомата



$O_6DEO_9$  с подвижными звеньями 6, 7, 8 Коромысло 8, свободно посаженное на вал 9, сообщает кассете прерывистое вращательное движение в одном направлении Для этой цели на коромысле шарнирно посажена собачка. Колесо 18 храпового механизма закреплено на валу 9 Кассета, жестко соединенная с валом 9, последовательно подводит болты к индуктору

Угловой ход ( $\omega$ ) коромысла 8 соответствует угловому шагу отверстия в кассете.

При обратном (холостом) движении коромысла вал 9 не вращается Для надежности от дальнейшего поворачивания кассеты служит тормоз 19 Вертикальный столбик болтов в загрузочной трубке 16 удерживается дозирующими клещами 13 (рис 11—1)

После очередного поворота кассеты клещи раскрываются и пропускают один болт, который падает в отверстие неподвижной в это время кассеты Раскрытие клещей происходит под действием кулачкового механизма с кулачком 11 и коромысловым толкателем 12 (рис 11—2 а). Закрытие клещей происходит под действием пружины 23 Согласование времени открытия и закрытия клещей с поворотом кассеты показано на циклограмме (рис 11—2 в)

При проектировании и исследовании механизмов автомата считать известными параметры, приведенные в табл 11—1

### Объем и содержание курсового проекта

**Лист 1.** Проектирование механизмов подачи болтов и поворота кассеты и определение закона движения вала 6

1 Определение основных размеров кривошипно-ползунного механизма подачи болтов и кривошипно-коромыслового механизма поворота кассеты по заданным условиям

$$\left( n_1, v_{ср}, \frac{l_{BC}}{l_{BO}} : \gamma_0, p, A_9, 6, l_{E-09} \right).$$

2 Определение угловой скорости и максимального углового ускорения вала 9 (за время рабочего хода коромысла), необходимых для подсчета величины тормозного момента

$$M_{торм} = (1,2 + 1,3) I_{кас} \epsilon_0 \gamma_{ал}$$

3 Построение диаграммы приведенных к валу 6 момента силы сопротивления  $P_c$ , момента от силы веса  $G_3$  шибера и тормозного момента  $M_{торм}$

4 Построение диаграммы приведенных к валу 6 моментов инерции шибера, кассеты с храповым колесом, коромысла 8, зубчатых колес 4 и 5, кулачка 11.

5 Определение момента инерции маховых колес, обеспечивающих вращение кривошипа 6 с заданным коэффициентом неравномерности вращения при установившемся режиме работы Определение момента инерции дополнительной маховой массы (маховика 24), установленной на валу 6

6 Построение диаграммы изменения угловой скорости кривошипа 6 за время одного цикла при установившемся режиме работы механизма

Основные результаты расчета привести в табл. 1—1 (Приложение I)

**Примечание 1** Веса звеньев механизма и их моменты инерции даны ориентировочно

2 Считать, что центры тяжести звеньев 6 и 8 соответственно совпадают с  $O_6$  и  $O_9$

3 Весом звеньев 2 и 7 пренебречь

При построении диаграммы приведенных моментов инерции моментами инерции звеньев 2 и 7 пренебречь

**Лист 2.** Силовой расчет кривошипно-коромыслового механизма ( $O_6DEO_9$ ) с учетом динамических нагрузок

1 Определение углового ускорения звена приведения по уравнению движения в дифференциальной форме (на основании исследования, выполненного на листе 1 проекта) в положении механизма, соответствующем заданному углу  $\varphi_0$ . Определение линейных ускорений центров тяжести и угловых ускорений звеньев

2 Построение картины силового нагружения механизма

3 Определение сил в кинематических парах механизма

4 Оценка точности расчетов, выполненных на листах 1 и 2 проекта, по уравнению моментов или уравнению сил для ведущего или ведомого звена механизма

Основные результаты расчета привести в табл 1—2 (Приложение I)

**Примечание** Весом звена 6 пренебречь

**Лист 3.** Проектирование кулачкового механизма дозирующего устройства (рис 11—2 а)

1. Определение угла рабочего профиля кулачка ( $\delta_{1,аб} = \varphi_{раб}$ ) и его составляющих ( $\gamma_{от}, \varphi_{выст}, \varphi_{сп}$ ) с учетом циклограммы работы механизма (рис 11—2 в), где угол  $\theta$  опреде-

ляется графически по спроектированному кривошипно-коромысловому механизму.

2 Построение кинематических диаграмм движения толкателя (ускорения, скорости и перемещения) на основе заданного закона изменения ускорения толкателя (рис. 11—2 б).

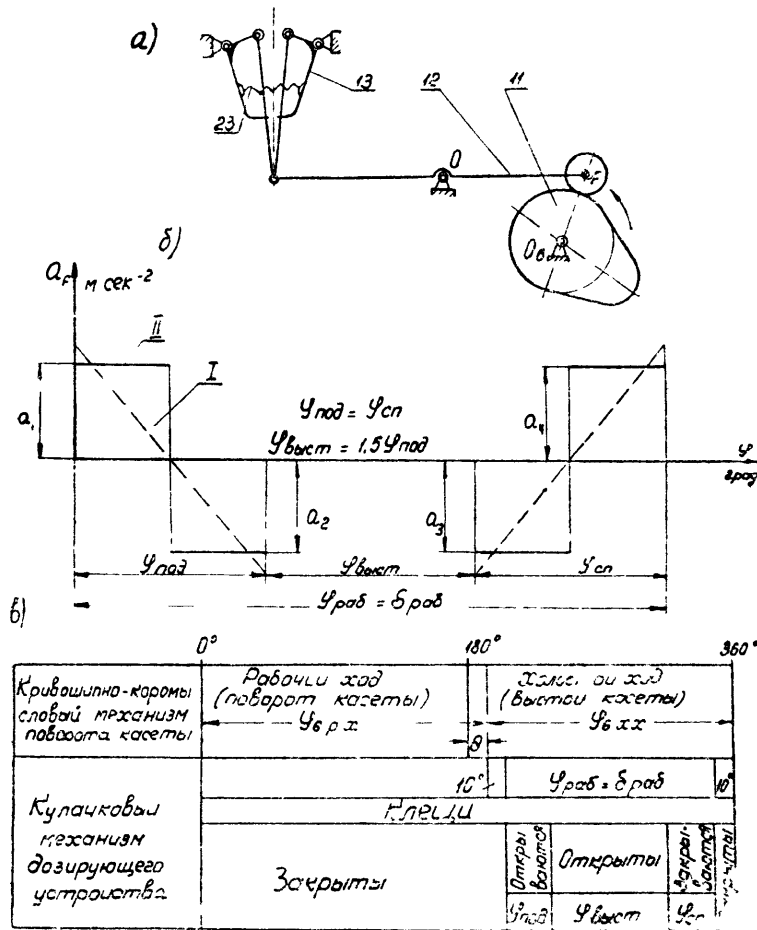


Рис 11—2 а) Схема кулачкового механизма дозирующего устройства

б) Законы изменения ускорения толкателя кулачкового механизма

I — для вариантов А, В, Д

II — для вариантов Б, Г

в) Циклограмма работы механизма автомата

3. Определение основных размеров кулачкового механизма наименьших габаритов с учетом максимально допустимого угла давления ( $\alpha_{доп}$ ).

4. Построение профиля кулачка (центрального и конструктивного).

5. Построение диаграммы изменения угла давления в функции угла поворота кулачка.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—3 (Приложение I).

Лист 4. Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора

1. Выполнение геометрического расчета эвольвентной зубчатой передачи  $z_4, z_5$ .

2. Построение схемы станочного зацепления при нарезании колеса с меньшим числом зубьев и профилирование зуба (включая галтель) методом огибания.

3. Вычерчивание схемы зацепления колес с указанием основных размеров и элементов колес и передачи.

4. Проектирование планетарного редуктора (рис. 11—1) (подбор чисел зубьев) по заданному передаточному отношению редуктора и числу сателлитов. Допустимое отклонение  $i_{ред} \pm 5\%$ . Колеса планетарного редуктора нулевые; модуль колес принять равным единице.

5. Определение передаточного отношения, линейных скоростей и чисел оборотов звеньев спроектированного редуктора графическим способом.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—4 (Приложение I)

Наименование параметров	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
1 Число оборотов вала электро-двигателя	$n_{д ном}$	об/мин	910	1450	1450	1450	970
2 Число оборотов вала 6	$n_6$	об/мин	120	132	114	100	94
3 Средняя скорость шибера	$v_{ср}$	мсек <sup>-1</sup>	0,14	0,23	0,25	0,20	0,12
4 Сила полезного сопротивления при подъеме шибера	$P_{сп}$	кГ	3	5	6	4	5
5 Сила полезного сопротивления при опускании шибера	$P_{со}$	кГ	1	2	2,5	1,5	2
6 Передаточное отношение зубчатых колес $z_4$ и $z_5$	$i_{45}$	—	2	1,47	1,52	1,43	1,71
7 Вес шибера	$G_в$	кГ	4	3	5	3	4
8 Отношение длины шатуна к длине кривошипа	$\frac{l_{вс}}{l_{во}}$	—	3	3,5	3	3	3,5
9 Длина коромысла 8	$l_{E-09}$	м	0,15	0,20	0,22	0,18	0,16
10 Вес кассеты, храповика и вала 9	$G_9$	кГ	3	2,5	2	3,5	4
11. Вес коромысла 8	$G_8$	кГ	3	0,6	0,5	0,65	0,7
12. Угол начального положения коромысла 8 при рабочем ходе	$\gamma_0$	град	60	50	40	65	70
13 Число позиций кассеты	$P$	—	18	14	12	20	24
14. Межосевое расстояние	$A_{9-6}$	м	0,200	0,220	0,240	0,210	0,180
15 Момент инерции звеньев							
а) кассеты с храповым колесом относительно оси вала 9	$I_{кас}$	кГмсек <sup>2</sup>	$9 \cdot 10^{-3}$	$7 \cdot 10^{-3}$	$6 \cdot 10^{-3}$	$10^{-2}$	$12 \cdot 10^{-2}$
б) коромысла 8	$I_{80}$	кГмсек <sup>2</sup>	$0,14 \cdot 10^{-3}$	$0,13 \cdot 10^{-3}$	$0,12 \cdot 10^{-3}$	$0,15 \cdot 10^{-3}$	$0,16 \cdot 10^{-3}$

Продолжение табл. 11-1

Наименование параметров	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
16 Момент инерции кулачка относительно оси $O_6$	$I_{кул}$	кГмсек <sup>2</sup>	$3 \cdot 10^{-5}$	$3,5 \cdot 10^{-5}$	$3,8 \cdot 10^{-5}$	$4 \cdot 10^{-5}$	$3,5 \cdot 10^{-5}$
17 Моменты инерции зубчатых колес относительно осей $O_6$ и $O_1$							
колеса 4	$I_{4o}$	кГмсек <sup>2</sup>	$2 \cdot 10^{-6}$	$2,5 \cdot 10^{-6}$	$2,8 \cdot 10^{-6}$	$2,4 \cdot 10^{-6}$	$2,5 \cdot 10^{-5}$
колеса 5	$I_{5o}$	кГмсек <sup>2</sup>	$3,8 \cdot 10^{-5}$	$3,2 \cdot 10^{-5}$	$3,5 \cdot 10^{-5}$	$3,3 \cdot 10^{-5}$	$3,1 \cdot 10^{-5}$
18 Коэффициент неравномерности вращения вала $O_6$	$\delta$	—	0,10	0,08	0,12	0,15	0,10
19 Маховой момент ротора электро-двигателя	$GD_{д}^2$	кГм <sup>2</sup>	$8 \cdot 10^{-5}$	$6 \cdot 10^{-5}$	$5 \cdot 10^{-5}$	$6 \cdot 10^{-5}$	$9 \cdot 10^{-5}$
20. Маховой момент редуктора относительно оси $O_6$	$GD_{ред}^2$	»	$1,2 \cdot 10^{-4}$	$9 \cdot 10^{-5}$	$9 \cdot 10^{-5}$	$1,0 \cdot 10^{-4}$	$1,2 \cdot 10^{-4}$
21 Угловая координата кривошипа 6 для силового расчета (рис 11-1)	$\varphi_6$	град	30	60	0	90	120
22 Максимальный ход толкателя (по дуге)	$h_F$	м	0,050	0,040	0,040	0,050	0,055
23 Длина рычага толкателя кулачкового механизма (рис 11-2а)	$l_{OF}$	м	0,111	0,120	0,100	0,150	0,130
24 Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{дог}$	град	40	38	35	36	40
25 Модуль зубчатых колес 4 и 5	$m$	мм	6	5	6	5	6
26 Межосевое расстояние зубчатой передачи 4 и 5	$A_{4-5}$	мм	110	92	90	80	100
27 Число сателлитов в редукторе	$K$	—	3	3	3	3	3
28 Параметры исходного контура реечного инструмента							
$\alpha_0$		град	20	20	20	20	20
$\alpha_H$		—	1	1	1	1	1
$\alpha_c$		—	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25

## ЗАДАНИЕ № 12

### ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

#### Назначение и краткое описание механизмов поршневого компрессора

Вертикальный одноцилиндровый поршневой компрессор (рис. 12—1) предназначен для сжатия воздуха и приводится в движение асинхронным электродвигателем 6, механическая характеристика которого изображена на рис. 12—2. Воздух поступает в цилиндр из атмосферы через фильтр, установленный на всасывающей полости клапанной коробки 7, и после сжатия нагнетается в специальный резервуар. Для отвода тепла, выделяемого при сжатии, служит водяная рубашка. Изменение давления в цилиндре по пути поршня 3 характеризуется индикаторной диаграммой (рис. 12—3), данные для построения которой приведены в табл. 12—2.

Основной механизм компрессора — кривошипно-ползунный. Он состоит из коленчатого вала 1, шатуна 2 и поршня 3. Для обеспечения необходимой равномерности движения на коленчатом валу машины закреплен маховик 8. Противовесы 9 на коленчатом валу уравнивают механизм, уменьшая силы в подшипниках. Смазка механизма — циркуляционная, под давлением от масляного насоса 10, помещенного в картере и приводимого в движение от коленчатого вала при помощи зубчатой передачи 4—5 (рис. 12—1).

Плунжерный масляный насос кулачкового типа (схема его изображена на рис. 12—4 а).

При проектировании и исследовании механизмов компрессора считать известными параметры, приведенные в табл. 12—1.

В поршневом компрессоре (рис. 12—1) отсутствует планетарный редуктор, проектирование которого допóлнительному заданию (Приложение III, рис. III—5, табл. III 5).

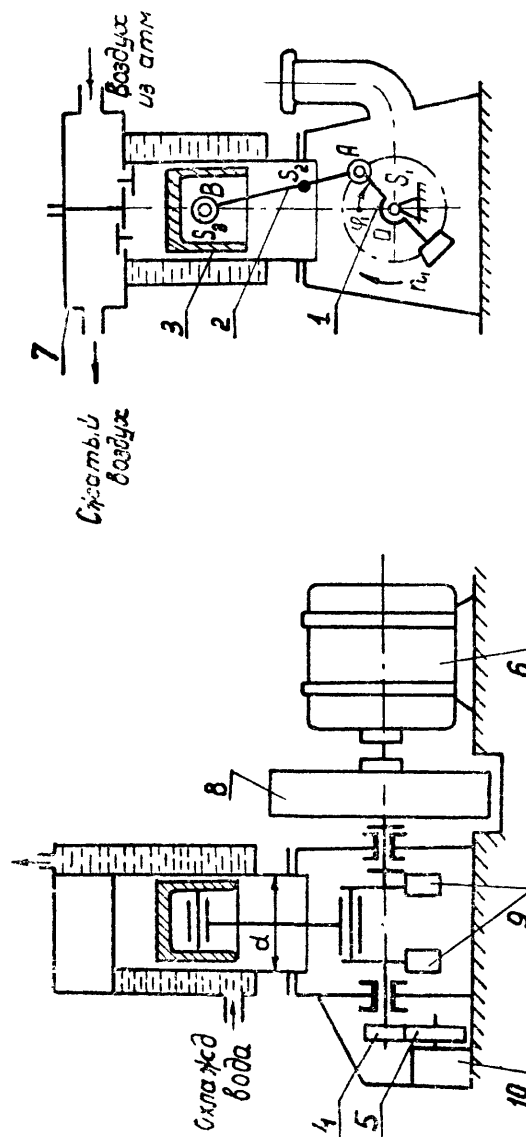


Рис 12—1 Общий вид установки

## Объем и содержание курсового проекта

**Лист 1.** Проектирование основного механизма компрессора и определение закона его движения

1 Определение основных размеров звеньев механизма по заданным условиям (средняя скорость поршня, число оборотов коленчатого вала, отношение длины шатуна к длине кривошипа)

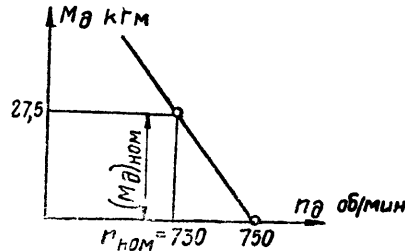


Рис 12—2 Механическая характеристика электродвигателя

2 Определение необходимого момента инерции маховых масс, обеспечивающих вращение коленчатого вала с заданным коэффициентом неравномерности при установившемся

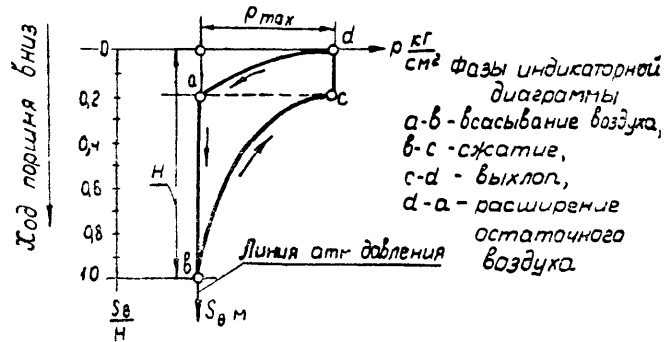


Рис 12—3 Индикаторная диаграмма компрессора

режиме работы. Определение момента инерции дополнительной маховой массы (маховика), установленной на коленчатом валу

3 Построение диаграммы изменения угловой скорости коленчатого вала за время одного цикла установившегося режима работы

4 Определение максимальной величины момента ( $M_d$ ) на валу электродвигателя  
Основные результаты расчета привести в табл. 1—1 Приложение I).

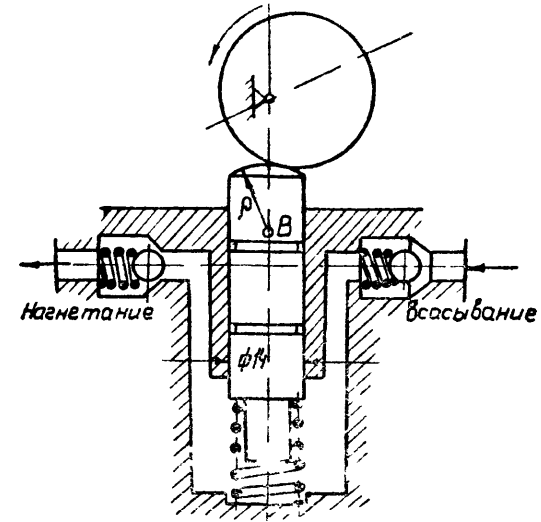


Рис 12—4 Слама кулачкового механизма масляного насоса

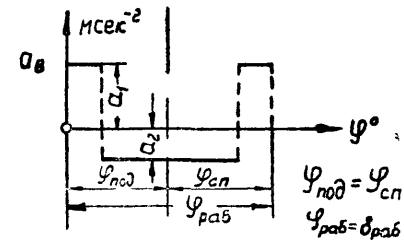


Рис 12—5 Закон изменения ускорения плунжера насоса (толкателя кулачкового механизма)

**Примечание** Веса звеньев механизма и их моменты инерции даны ориентировочно

**Лист 2.** Силовой расчет основного механизма компрессора

1. Определение углового ускорения звена привода по уравнению движения в дифференциальной форме (на основании исследования, выполненного на листе 1 проекта) в

положении механизма, соответствующем заданному углу  $\alpha_1$ .  
**Определение линейных ускорений центров тяжести и угловых ускорений звеньев.**

2. Построение картины силового нагружения механизма.

3. Определение сил в кинематических парах механизма.

4. Оценка точности расчетов, выполненных на листах 1 и 2 проекта, по уравнению моментов или уравнению сил для ведущего или ведомого звена механизма.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—2 (Приложение I).

### Лист 3. Проектирование кулачкового механизма масляного насоса

1. Определение числа оборотов кулачкового вала.

2. Построение кинематических диаграмм движения толкателя (ускорения, скорости, перемещения) по заданному закону изменения ускорения толкателя (рис. 12—5).

3. Определение основных размеров кулачкового механизма наименьших габаритов с учетом максимально допустимого угла давления  $\alpha_{доп}$ .

4. Построение профиля кулачка (центрового и конструктивного)

5. Построение диаграммы изменения угла давления в функции угла поворота кулачка

Основные результаты расчета привести в табл. 1—3 (Приложение I).

### Лист 4. Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора

1. Выполнение геометрического расчета эвольвентной зубчатой передачи  $z_4, z_5$  (рис. 12—1)

2. Построение схемы станочного зацепления при нарезании колеса с меньшим числом зубьев и профилирование зуба (включая галтель) методом огибания.

3. Вычерчивание схемы зацепления колес с указанием основных размеров и элементов колес и передачи.

4. Проектирование планетарного редуктора (подбор числа зубьев) по заданному передаточному отношению редуктора и числу сателлитов. (Приложение III, рис III—5). Допустимое отклонение  $i_{ред} \pm 5\%$

5. Определение передаточного отношения, линейных скоростей и чисел оборотов звеньев спроектированного редуктора графическим способом

Основные результаты расчета привести в табл. 1—4 (Приложение I)

Таблица 12—1

### ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
1 Средняя скорость поршня	$v_{ср}$	м/сек	4,2	4,3	4,4	4,5	4,6
2 Отношение длины шатуна к длине кривошипа	$\frac{l_{AB}}{l_{OA}}$	—	4,7	4,6	4,5	4,4	4,3
3 Отношение расстояния от точки А до центра тяжести $S_2$ шатуна к длине шатуна	$\frac{l_{AS_2}}{l_{AB}}$	—	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
4 Диаметр цилиндра	$d$	мм	0,230	0,225	0,220	0,215	0,210
5 Номинальное число оборотов вала электродвигателя	$n_{ном}$	об/мин	730	730	730	730	730
6 Максимальное давление воздуха в цилиндре	$P_{max}$	кг/см <sup>2</sup>	5,9	5,8	5,7	5,6	5,5
7 Момент на валу двигателя при номинальном числе оборотов	$(M)_{ном}$	кгм	27,5	27,5	27,5	27,5	27,5
8 Вес шатуна	$G_2$	кг	14	13,5	13	12,5	12
9 Вес поршня	$G_3$	кг	12	11,5	11	10,5	10
10 Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр тяжести	$I_{2S}$	кгмсек <sup>2</sup>	0,032	0,031	0,030	0,029	0,028
11 Момент инерции коленчатого вала (без маховика)	$I'_{10}$	кгмсек <sup>2</sup>	0,010	0,015	0,020	0,025	0,030
12 Моховой момент ротора двигателя	$GD^2$	кгм <sup>2</sup>	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
13 Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала	$\delta$	—	1/50	1/48	1/46	1/44	1/42
14 Кривая основного механизма	$\gamma$	град	0,90	0,88	0,86	0,84	0,82
15 Угловая координата кривошипа для силового расчета (рис. 12—1)	$z_1$	—	300	310	320	330	340

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			A	B	B	Г	Д
16 Угол рабочего профиля кулачка	$\delta_{\text{раб}}$	град	360	360	360	360	360
17 Ход плунжера насоса (толкателя кулачкового механизма)	$h$	мм	0,016	0,017	0,018	0,019	0,020
18 Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{\text{доп}}$	град	15	15	15	15	15
19 Отношение величин ускорений толкателя	$\nu = \frac{a_1}{a_2}$	—	1,9	1,8	1,7	1,6	1,5
20 Числа зубьев колес 4, 5 (рис 12—1)	$z_4$	—	11	14	15	16	12
21. Модуль зубчатых колес 4, 5	$z_5$	—	18	20	21	22	24
22 Параметры исходного контура реечного инструмента	$m$	мм	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
	$\alpha_0$	град	20°	20°	20°	20°	20°
	$\alpha_{\text{н}}$	—	1	1	1	1	1
	$\alpha_{\text{с}}$	—	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25

Таблица 12—2

Значения давления в цилиндре компрессора в долях максимального давления $P_{\text{max}}$ в зависимости от положения поршня	Для хода поршня вниз										Для хода поршня вверх												
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1	0,30	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
Путь поршня (в долях хода $H$ )	$\frac{s_B}{H}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1	0,30	0	0	0	0	0	0	0	0	
Давление воздуха (в долях $P_{\text{max}}$ )	$\frac{P}{P_{\text{max}}}$	1	1	1	0,55	0,38	0,27	0,18	0,12	0,08	0,04	0	1	1	1	0,55	0,38	0,27	0,18	0,12	0,08	0,04	0

## ЗАДАНИЕ № 13

### ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ДИЗЕЛЬ-ВОЗДУХОДУВНОЙ УСТАНОВКИ

#### Краткое описание установки

Двигатель дизеля — двухтактный, двухцилиндровый, V-образный, отдает свою механическую энергию через планетарный повышающий редуктор (мультипликатор) центробежной воздуходувке (рис. 13—1). Кривошипно-ползунные механизмы 1, 2, 3 и 1, 4, 5 обоих цилиндров двигателя одинаковые (рис. 13—2); рабочие процессы, протекающие в цилиндрах, также одинаковые. Поршни 1-го и 2-го цилиндров связаны

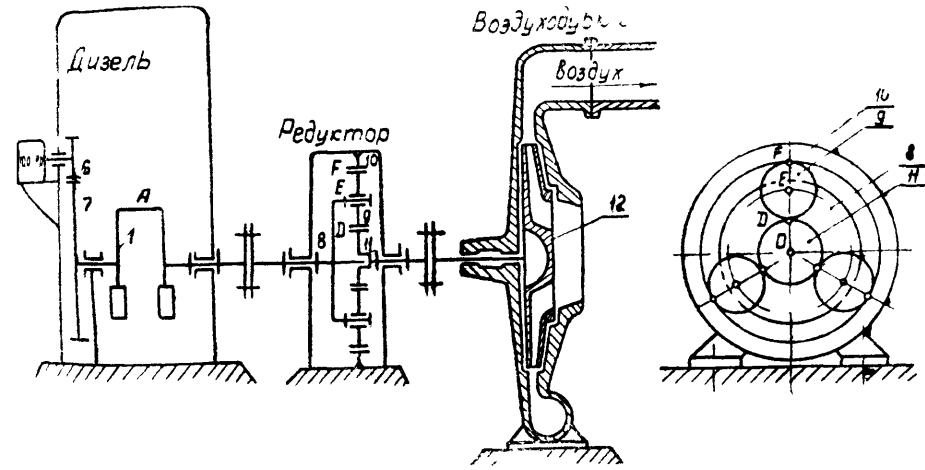


Рис 13—1 Общая схема установки

через свои шатуны с коленчатым валом, который вращается по часовой стрелке. Поэтому когда поршень 1-го цилиндра проходит верхнее мертвое положение, поршень 2-го цилиндра не достиг своего верхнего мертвого положения и пройдет его после того, как коленчатый вал повернется на 90°.

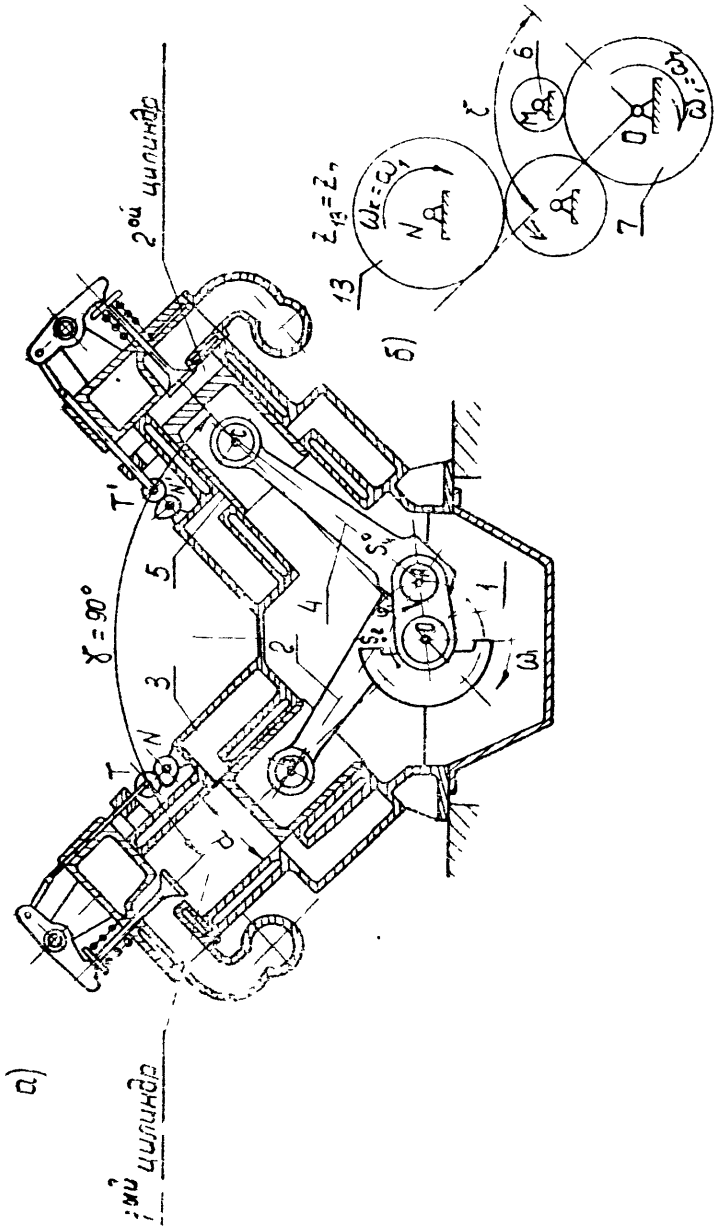


Рис 13-2 а) Поперечный разрез двигателя с кулачковым валом N и валом M стартера  
 б) Зубчатая передача между коленчатым валом O, кулачковым валом N и валом M стартера

Отсюда следует, что кинематический и рабочий процессы, протекающие во 2-м цилиндре, отстают от процессов, протекающих в 1-м цилиндре, на 90°. Продолжительность цикла работы двухтактного двигателя составляет 360°. Изменение давления газа на поршень в процессе его движения представлено индикаторной диаграммой (рис. 13-3), данные для построения которой приведены в табл. 13-2.

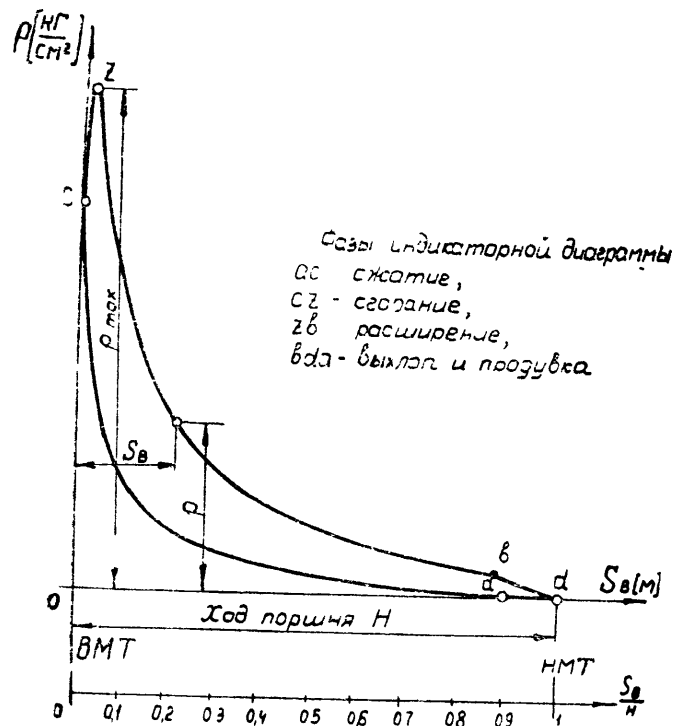


Рис 13-3 Индикаторная диаграмма двигателя

Момент сопротивления воздухоудвки и момент собственных потерь двигателя не зависят от угла поворота вала.

Очистка рабочих цилиндров двигателя от продуктов сгорания производится через выхлопные клапаны, которые посредством рычажных механизмов (рис. 13-2) принудительно открываются кулачками по заданному закону (рис. 13-4 а). Кулачковый вал, кинематически связанный с коленчатым валом (рис. 13-2 б), должен вращаться в двухтактном двигателе с той же угловой скоростью, что и коленчатый вал.



Выхлопной клапан начинает открываться, когда коленчатый вал не дошел до нижней мертвой точки на угол  $\varphi'$ , и окончательно закрывается, когда коленчатый вал повернулся после нижней мертвой точки на угол  $\varphi''$  (рис. 13—4 б). Таким образом, работа клапанов строго связана по фазам с вращением коленчатого вала, а следовательно, и с движением поршня.

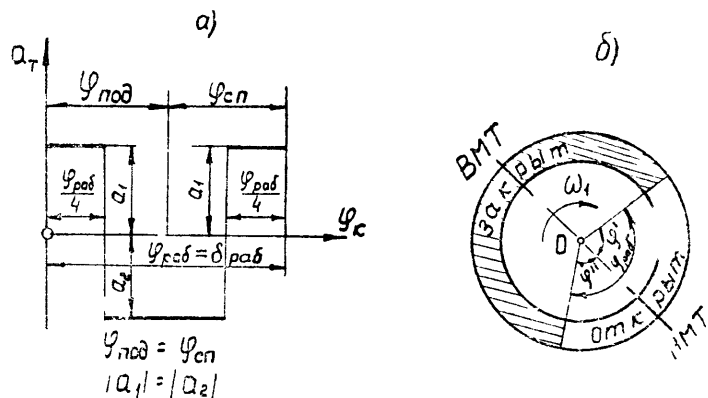


Рис 13—4 а) Закон изменения ускорения толкателя выхлопного клапана  
 б) Циклограмма фаз работы выхлопного клапана (показана для первого цилиндра)

Запуск двигателя производится от электростартера (рис 13—1, 13—2 б), раскручивающего коленчатый вал до необходимой угловой скорости через зубчатую передачу, составленную из колес 6 и 7.

При проектировании и исследовании механизмов двигателя считать известными параметры, приведенные в табл 13—1.

### Объем и содержание курсового проекта

**Лист 1.** Проектирование основного механизма двигателя и определение его закона движения

- 1 Определение основных размеров звеньев механизма по заданным условиям (средняя скорость поршня; число оборотов коленчатого вала; отношение длины шатуна к длине кривошипа)
- 2 Построение диаграммы изменения угловой скорости

коленчатого вала двигателя за время одного цикла установившегося режима и определение коэффициента неравномерности  $\delta$

Основные результаты расчета привести в табл. 1—1 (Приложение I).

**Примечание.** 1 Веса звеньев и их моменты инерции даны ориентировочно

2 Центры тяжести поршней  $S_3$  и  $S_5$  расположены соответственно в точках B и C. Центр тяжести коленчатого вала расположен на его оси вращения

**Лист 2.** Силовой расчет основного механизма двигателя с учетом динамических нагрузок

1 Определение углового ускорения звена привода по уравнению движения в дифференциальной форме (на основании исследования, выполненного на листе 1 проекта) в положении механизма, соответствующем заданному углу  $\varphi_1$ . Определение линейных ускорений центров тяжести и угловых ускорений звеньев.

2 Построение картины силового нагружения механизма.

3 Определение сил в кинематических парах механизма

4 Оценка точности расчетов, выполненных на листах 1 и 2 проекта, по уравнению моментов или уравнению сил для ведущего или ведомого звена механизма.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—2 (Приложение I)

**Лист 3.** Проектирование кулачкового механизма привода выхлопного клапана

1. Построение кинематических диаграмм движения толкателя (ускорения, скорости, перемещения), по заданному закону изменения ускорения толкателя (рис. 13—4 а).

2 Определение основных размеров кулачкового механизма с центральным толкателем при наименьших габаритах с учетом максимально допустимого угла давления  $\alpha_{доп}$ .

3 Построение профиля кулачка (центрального и конструктивного)

4. Построение диаграммы угла давления в функции угла поворота кулачка

Основные результаты расчета привести в табл 1—3 (Приложение I)

Лист 4. Проектирование стартерной зубчатой передачи и планетарного редуктора

1. Выполнение геометрического расчета эвольвентной зубчатой передачи  $z_6, z_7$  (рис. 13—1).

2. Построение схемы станочного зацепления при нарезании колеса с меньшим числом зубьев и профилирование зуба (включая галтель) методом огибания.

3. Вычерчивание схемы зацепления колес с указанием основных размеров и элементов колес и передачи

4. Проектирование планетарного редуктора (подбор чисел зубьев) по заданному передаточному отношению  $i_{n-1}$  редуктора и числу сателлитов. Допустимое отклонение  $i_{ред} \pm 5\%$ . Колеса планетарного редуктора нулевые, модуль колес равен 3 мм

5. Определение передаточного отношения линейных скоростей и чисел оборотов звеньев спроектированного редуктора графическим способом.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—4 (Приложение I).

Таблица 13—1

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
1 Средняя скорость поршня	$v_{ср}$	м/сек	9,30	8,90	8,50	8,10	7,70
2 Отношение длины шатуна к длине кривошипа	$\frac{l_{AB}}{l_{OA}}; \frac{l_{AC}}{l_{OA}}$	—	4	4	4	4	4
3 Отношение расстояния от точки А до центра тяжести шатуна к длине шатуна	$\frac{l_{AS4}}{l_{AS2}}; \frac{l_{AS4}}{l_{AS}}$	—	0,305	0,305	0,305	0,305	0,305
4 Диаметр цилиндров	$d$	мм	0,098	0,103	0,108	0,113	0,118
5 Число оборотов коленчатого вала	$n_1$	об/мин	2200	2100	2000	1800	1800
6 Максимальное давление в цилиндре вытате in	$\sigma_{max}$	кг/см <sup>2</sup>	66	66	66	66	66
7 Вес шатуна	$G_2, G_4$	кг	2,50	2,75	3,02	3,31	3,62
8 Вес поршня	$G_3; G_5$	кг	2,68	2,96	3,25	3,56	3,88
9 Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр тяжести	$I_{2S}, I_{4S}$	кг·мсек <sup>2</sup>	0,00316	0,00349	0,00383	0,00419	0,00457
10 Момент инерции коленчатого вала	$I'_{10}$	кг·мсек <sup>2</sup>	0,00830	0,00920	0,0101	0,0111	0,0120
11 Приведенный к коленчатому валу момент инерции планштарного редуктора	$I_{пр ред}$	кг·мсек <sup>2</sup>	0,00340	0,00360	0,00380	0,00400	0,00420
12 Момент инерции ротора воздушодувки	$I_{возд}$	кг·мсек <sup>2</sup>	0,0258	0,0200	0,0159	0,0136	0,0120
13 Угловая координата кривошипа для силового расчета ( $\angle BOA$ рис 13—2а)	$\varphi_1$	град	120°	150°	30°	120°	30°

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
14. Ход толкателя кулачкового механизма	$h$	<i>м</i>	0,009	0,010	0,011	0,012	0,013
15. Радиус ролика толкателя	$R_p$	<i>м</i>	0,010	0,011	0,012	0,013	0,014
16. Угловая координата начала открытия выхлопного клапана (рис. 13—4б) — начала подъема толкателя	$\varphi'$	<i>град</i>	95°	90°	85°	80°	75°
17. Угловая координата конца закрытия выхлопного клапана (рис. 13—4б) — конца спуска толкателя	$\varphi''$	<i>град</i>	59°	57°	55°	53°	51°
18. Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	<i>град</i>	24°	25°	25°	27°	28°
19. Число зубьев колеса $b$ стартера (рис 13—1)	$z_b$	—	10	10	9	8	8
20. Передаточное отношение стартерной передачи	$i_{67}$	—	2,6	2,8	3,0	3,25	3,5
21. Модуль зубчатых колес стартерной передачи	$m$	<i>мм</i>	2,5	3	3	3	3,5
22. Передаточное отношение планетарного редуктора	$i_{8-11}$	—	1/3	1/3,5	1/4	1/4,5	1/5
23. Число сателлитов в планетарном редукторе	$k$	—	3	3	3	3	3
24. Параметры исходного контура инструмента	$\alpha_o$	<i>град</i>	20°	20°	20°	20°	20°
	$\frac{r_{ш}}{r_c}$	—	0,8	1	0,8	0,8	0,8
	$\frac{r_{ш}}{r_c}$	—	0,3	0,25	0,3	0,3	0,3

Таблица 13—2

Значения давления в цилиндре двигателя в долях максимального давления  $p_{max}$  в зависимости от положения поршня

Координаты поршня (в долях хода $H$ )	$\frac{S_B}{H}$	0	0,02	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
		Для движения поршня наклонно вниз (рис. 13—2)												
Давление газа (в долях $p_{max}$ )	$\frac{p}{p_{max}}$	0,796	1	0,788	0,553	0,341	0,231	0,174	0,133	0,102	0,080	0,061	0,023	0
		Для движения поршня наклонно вверх (рис 13—2)												
		0,796	0,50	0,349	0,220	0,117	0,076	0,049	0,030	0,019	0,011	0,003	0	0

Лист 1. Проектирование основного механизма двигателя и определение его закона движения

## ЗАДАНИЕ № 14

### ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

#### Краткое описание работы механизмов двигателя

Четырехтактный двигатель внутреннего сгорания служит в качестве привода электрогенератора. Основной механизм двигателя (рис 14—1)— кривошипно-ползунный, состоящий из трех подвижных звеньев 1— коленчатый вал, 2— шатун, 3— поршень. Вал электрогенератора связан с коленчатым валом. Цикл работы четырехтактного двигателя совершается за два оборота коленчатого вала. Изменение давления в цилиндре двигателя в зависимости от положения поршня представлено на индикаторной диаграмме (рис 14—2), данные для построения которой приведены в табл. 14—2.

Кулачковые механизмы (рис 14—1) предназначены для открытия и закрытия впускного и выпускного клапанов. Кулачки 4, 4'— дисковые, вращающиеся, закреплены на распределительном валу ( $N$ ), кинематически связанном с коленчатым валом зубчатыми передачами 6—7 и 6'—7' (число оборотов распределительного вала в два раза меньше числа оборотов коленчатого вала). Толкатели 5, 5'— роликовые, поступательно движущиеся, с внеосностью  $e$ . Закон изменения ускорения толкателя изображен на рис 14—3.

При проектировании и исследовании механизмов двигателя считать известными параметры, приведенные в табл 14—1.

В установке отсутствует планетарный редуктор, проектирование которого провести по дополнительному заданию (Приложение III, рис III—5, табл III—5)

1. Определение основных размеров механизма по заданным условиям (средняя скорость поршня; число оборотов коленчатого вала, отношение длины шатуна к длине кривошипа).
2. Определение необходимого момента инерции маховых масс, обеспечивающих вращение коленчатого вала при уста-

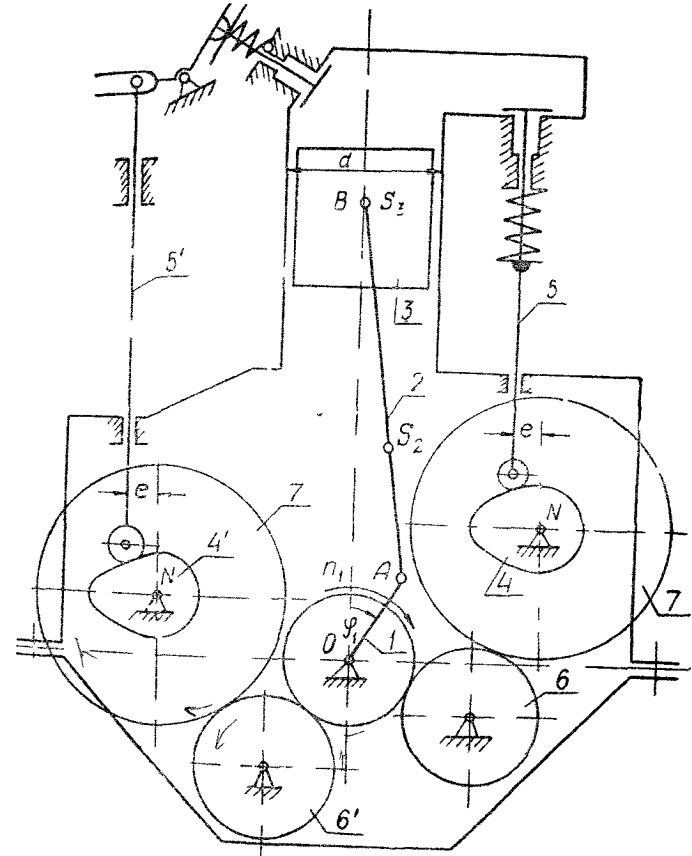


Рис 14—1 Схема механизмов двигателя внутреннего сгорания

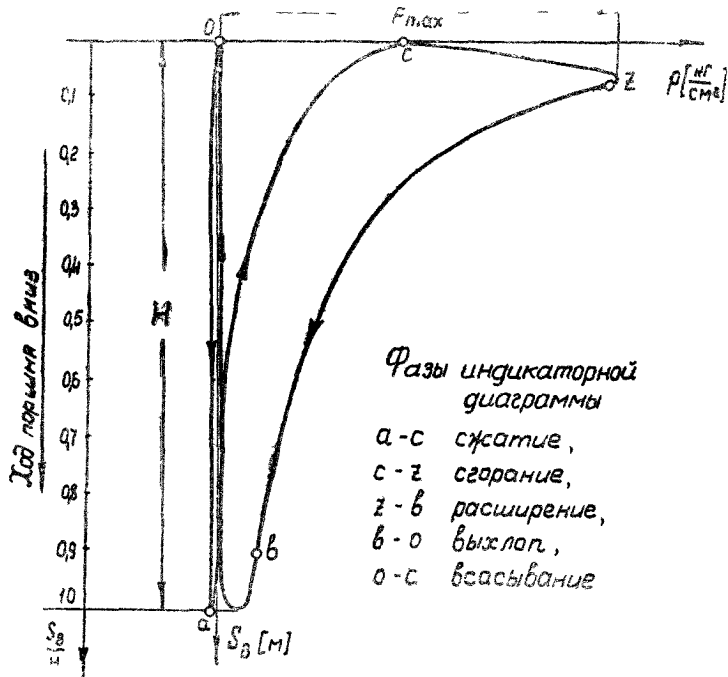


Рис 14-2 Индикаторная диаграмма двигателя

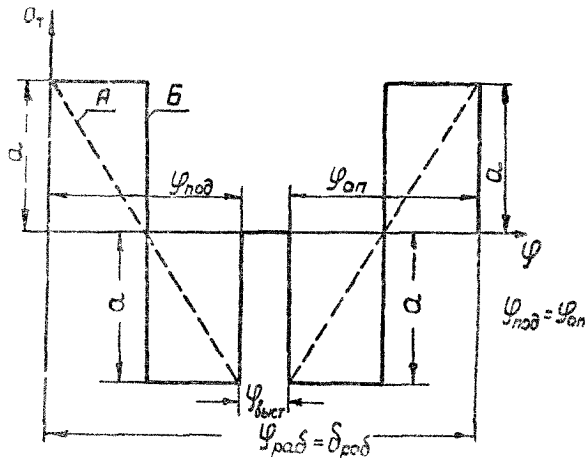


Рис 14-3 Закон изменения ускорения толкателя кулачкового механизма

новившемся режиме работы с заданным коэффициентом неравномерности. Определение момента инерции дополнительной маховой массы (маховика), установленной на коленчатом валу

3. Построение диаграммы изменения угловой скорости коленчатого вала за время одного цикла установившегося режима работы.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—1 (Приложение I).

Примечание. Веса звеньев механизма и их моменты инерции даны ориентировочно

Лист 2. Силовой расчет основного механизма двигателя с учетом динамических нагрузок

1. Определение углового ускорения звена привода по уравнению движения в дифференциальной форме (на основании исследования, выполненного на листе 1 проекта) в положении механизма, соответствующем заданному углу  $\varphi_1$ . Определение линейных ускорений центров тяжести и угловых ускорений звеньев.

2. Построение картины силового нагружения механизма.

3. Определение сил в кинематических парах механизма

4. Оценка точности расчетов, выполненных на листах 1 и 2 проекта, по уравнению моментов или уравнению сил для ведущего или ведомого звена механизма.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—2 (Приложение I)

Лист 3. Проектирование кулачкового механизма впускного клапана

1. Определение числа оборотов кулачкового вала.

2. Построение кинематических диаграмм движения толкателя (ускорения, скорости и перемещения) по заданному закону изменения ускорения толкателя (рис. 14-3).

3. Определение основных размеров кулачкового механизма наименьших габаритов с учетом максимально допустимого угла давления ( $\alpha_{доп}$ ).

4. Построение профиля кулачка (центрового и конструктивного).

5. Построение диаграммы изменения угла давления в функции угла поворота кулачка.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—3 (Приложение I)

# Лист 4. Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора

1. Выполнение геометрического расчета эвольвентной зубчатой передачи  $z_6, z_7$  (рис. 14—1).

2. Построение схемы станочного зацепления при нарезании колеса с меньшим числом зубьев и профилирование зуба (включая галтель) методом огибания.

3. Вычерчивание схемы зацепления колес с указанием основных размеров и элементов колес и передачи.

4. Проектирование планетарного редуктора (подбор чисел зубьев) по заданному передаточному отношению редуктора и числу сателлитов. (Приложение III, рис. III—5). Допустимое отклонение  $i_{ред} \pm 5\%$ .

5. Определение передаточного отношения, линейных скоростей и чисел оборотов звеньев спроектированного редуктора графическим способом.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—4 (Приложение I).

Исходные данные

8 \*

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов					
			A	B	В	Г	Д	
1 Средняя скорость поршня	$(v_B)_{ср}$	м/сек	5,3	4	3,33	3,7	4,28	
2 Диаметр цилиндра	$d$	м	0,17	0,22	0,25	0,15	0,16	
3 Отношение длины шатуна к длине кривошипа	$\frac{l_{AB}}{l_{OA}}$	—	1	3,5	4	4	3,5	
4 Отношение расстояния от точки A до центра тяжести шатуна к длине шатуна	$\frac{l_{AS2}}{l_{AB}}$	—	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38	
5 Число оборотов коленчатого вала	$n_1$	об/мин	1000	600	500	700	800	
6 Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала	$\delta$	—	1,90	1/100	1/80	1/100	1/100	
7 Вес шатуна	$G_2$	кг	12	13,5	14	11	12	
8 Вес поршня	$G_3$	кг	20	21	23	18	19	
9 Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр тяжести	$I_{AS}$	кг/м <sup>2</sup>	0,05	0,06	0,067	0,041	0,031	
10. Максимальное давление в цилиндре двигателя	$P_{max}$	кг/см <sup>2</sup>	35	35	26	30	30	
11 Момент инерции вращающихся звеньев, приведенный к валу кривошипа	$I_{вр}$	кг/м <sup>2</sup>	1,5	20	20	0,5	1,5	
12 Угловая координата кривошипа для силового расчета (рис. 14—1)	$\varphi_1$	град	30	60	30	60	30	
13 Закон изменения ускорения толкателя (рис. 14—3)	—	—	A	B	A	B	A	
14 Величина подъема толкателя впускного клапана	$h$	м	0,01	0,008	0,009	0,007	0,006	
15 Рабочий угол профиля кулачка впускного клапана	$\delta_{раб}$	град	116	105	120	125	110	
16 Угол поворота кулачка, соответствующий тальему стоянию толкателя	$\gamma_{выст}$	град	6	5	0	5	0	

Таблица 14

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			A	B	B	Г	Д
17. Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	30	35	35	30	30
18. Внесность толкателя кулачкового механизма	$\epsilon$	мм	0	0,005	0,006	0,004	0,0045
19. Числа зубьев колес 6 и 7 (рис. 14—1)	$z_6$ $z_7$	—	10 20	11 22	12 24	13 26	12 24
20. Модуль зубчатых колес 6 и 7	$m$	мм	5	5	5	5	5
21. Угол наклона зуба для колес 6 и 7	$\beta$	град	20	15	10	15	20
22. Параметры исходного контура резного ин-струмента	$\alpha_0$ $\chi_и$ $\chi_с$	град	20 1 0,25	20 1 0,25	20 1 0,25	20 1 0,25	20 1 0,25

Таблица 14—2

Значения давления в цилиндре двигателя в долях максимального давления  $p_{max}$  в зависимости от положения поршня

Путь поршня (в долях хода H)	$\frac{s_B}{H}$	Значения давления в цилиндре двигателя в долях максимального давления $p_{max}$ в зависимости от положения поршня												
		0	0,05	0,0665	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
Всасывание	$p$	0	-0,01	-0,01	0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01
		+0,46	+0,31	+0,28	+0,245	+0,17	+0,104	+0,066	+0,033	+0,02	+0,01	+0,01	0	-0,01
Сжатие	$p_{max}$	0	-0,01	-0,01	0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01
		+0,46	+0,9	+1	+0,85	+0,56	+0,4	+0,31	+0,245	+0,2	+0,16	+0,12	+0,097	+0,047
Выхлоп	$p$	0	+0,01	+0,01	+0,01	+0,01	+0,01	+0,01	+0,01	+0,01	+0,01	+0,01	+0,01	+0,01
		0	+0,01	+0,01	+0,01	+0,01	+0,01	+0,01	+0,01	+0,01	+0,01	+0,01	+0,01	+0,01

## ЗАДАНИЕ № 15

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПОРШНЕВОГО ДЕТАНДЕРА

## Краткое описание установки «поршневой детандер — генератор»

Детандерами называются машины, служащие для создания холода за счет внешней работы, совершаемой расширяющимся газом. Детандеры широко применяются в технике глубокого холода.

Детандер высокого давления (рис. 15—1) — вертикальная одноцилиндровая машина простого действия. Основным механизмом детандера является кривошипно-ползунный механизм, состоящий из коленчатого вала 1, шатуна 2 и поршня 3. Рабочее тело — воздух, сжатый до давления  $p_{max}$ , поступает в цилиндр детандера 4 через впускной клапан 8. При движении поршня вниз сжатый воздух расширяется, производя работу. Рабочий цикл детандера совершается за один оборот коленчатого вала. Изменение давления в цилиндре детандера в зависимости от положения поршня представлено индикаторной диаграммой (рис. 15—2), данные для построения которой приведены в табл. 15—2. Рабочее тело удаляется из цилиндра после расширения через выпускной клапан 11. Клапаны открываются принудительно посредством штоков-толкателей 7 и 10. Кулачки впуска 6 и выпуска 9 насажены на коленчатый вал детандера. Схема кулачкового механизма привода впускного клапана изображена на рис. 15—3, а закон изменения ускорения толкателя кулачкового механизма — на рис. 15—4.

Работа детандера воспринимается генератором электрического тока 14. Маховик-шкив 12, насаженный на коленчатый вал, передает движение шкиву генератора с помощью клиноременной передачи 13. Коленчатый вал снабжен двумя противовесами 5.

При проектировании и исследовании механизмов детандера считать известными параметрами, приведенные в табл. 15—1.

В установке «поршневой детандер-генератор» (рис. 15—1) отсутствуют зубчатая передача и планетарный редуктор, проектирование которых провести по дополнительно заданию (Приложение III, рис. III—1, табл. III—1).

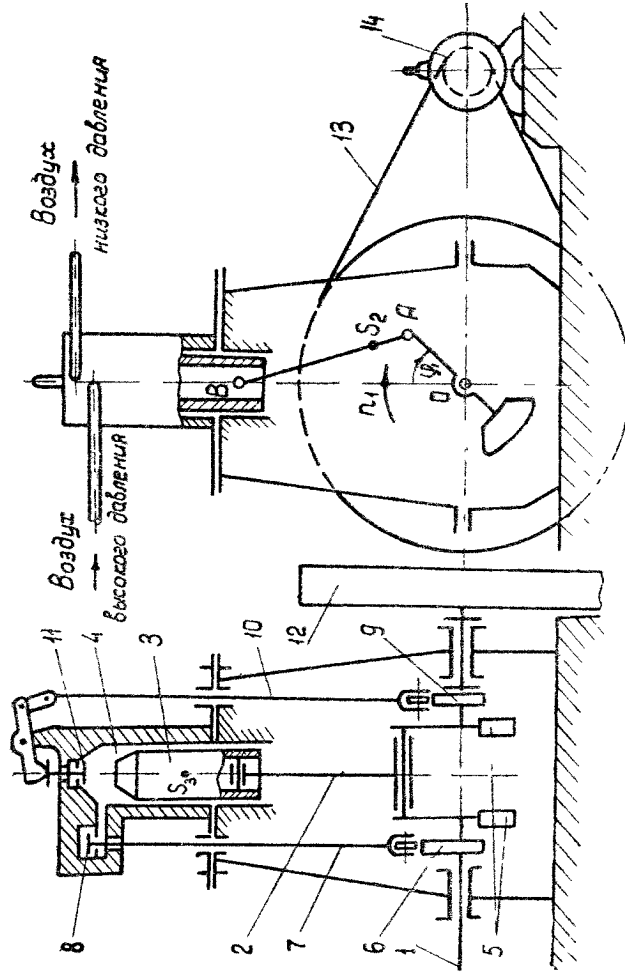


Рис 15—1 Схема установки поршневого детандера с генератором

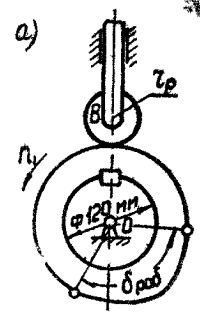
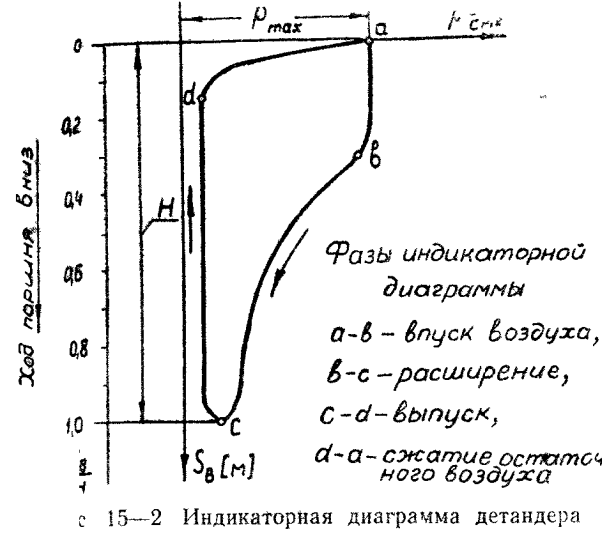


Рис. 15—3. Схема кулачкового механизма впускного клапана

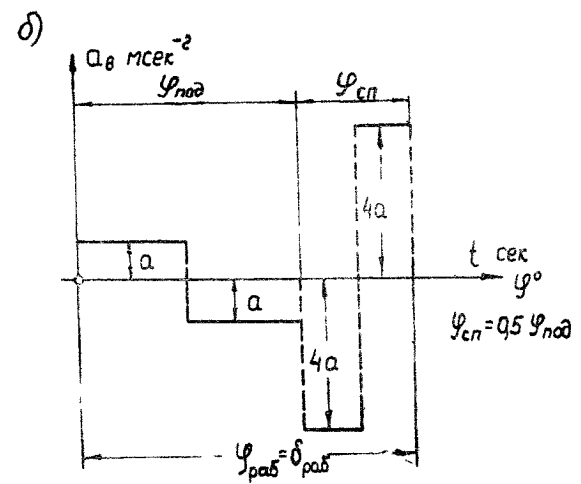


Рис 15—4 Закон изменения ускорения толкателя кулачкового механизма



## Объем и содержание курсового проекта

### Лист 1. Проектирование основного механизма детандера и определение закона его движения

1. Определение основных размеров звеньев механизма при заданных условиях (средняя скорость поршня; число оборотов коленчатого вала; отношение длины шатуна к длине кривошипа).

2. Определение необходимого момента инерции маховых масс, обеспечивающих вращение коленчатого вала с заданным коэффициентом неравномерности при установившемся режиме работы. Определение момента инерции дополнительной маховой массы (маховика), установленной на коленчатом валу.

3. Построение диаграммы изменения угловой скорости коленчатого вала за время одного цикла установившегося режима работы.

Основные результаты расчета привести в табл. 1 (Приложение I).

Примечание. Веса звеньев механизма и их моменты инерции даны ориентировочно.

### Лист 2. Силовой расчет основного механизма детандера с учетом динамических нагрузок

1. Определение углового ускорения звена приведения по уравнению движения в дифференциальной форме (на основании исследования, выполненного на листе 1 проекта) в положении механизма, соответствующем заданному углу  $\alpha_1$ . Определение линейных ускорений центров тяжести и угловых ускорений звеньев.

2. Построение картины силового нагружения механизма.

3. Определение сил в кинематических парах механизма.

4. Оценка точности расчетов, выполненных на листах 1 и 2 проекта, по уравнению моментов или уравнению сил для ведущего или ведомого звена механизма.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—2 (Приложение I).

### Лист 3. Проектирование кулачкового механизма привода впускного клапана

1. Построение кинематических диаграмм движения толкателя (ускорения, скорости, перемещения) по заданному закону изменения ускорения толкателя (рис. 15—3 б).

2. Определение основных размеров кулачкового механизма наименьших габаритов с учетом максимально допустимого угла давления ( $\alpha_{\text{дп}}'$ ).

3. Построение профиля кулачка (центрального и конструктивного).

4. Построение диаграммы изменения угла давления в функции угла поворота кулачка.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—3 (Приложение I).

Примечание. Полученный минимальный радиус кулачка ( $r_0$ ) согласовать с заданным диаметром коленчатого вала ( $d_{\text{кв}}=0,120$  м), на котором закрепляется проектируемый кулачок. По условиям прочности  $r_0 \geq \left( 0,035 + \frac{d_{\text{кв}}}{2} \right)$ .

### Лист 4. Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора

1. Выполнение геометрического расчета эвольвентной зубчатой передачи  $z_5, z_8$  (приложение III—1).

2. Построение схемы станочного зацепления при нарезании колеса с меньшим числом зубьев и профилирование зубца (включая галтель) методом огибания.

3. Вычерчивание схемы зацепления колес с указанием основных размеров и элементов колес и передачи.

4. Проектирование планетарного редуктора (подбор чисел зубьев) по заданному передаточному отношению редуктора и числу сателлитов. (Приложение III, рис. III—1). Допустимое отклонение  $\Delta i_{\text{ред}} \pm 5\%$ .

5. Определение передаточного отношения, линейных скоростей и чисел оборотов звеньев спроектированного редуктора графическим способом.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—4 (Приложение I).

## ИСХОДНЫМ ДАННЫЕ

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
1 Средняя скорость поршня	$v_{ср}$	м/сек	1,53	2,53	1,80	2,10	1,76
2 Отношение длины шатуна к длине кривошипа	$\frac{l_{OA}}{l_{AB}}$	—	4,80	4,75	4,65	4,85	4,90
3 Отношение расстояния от точки А до центра тяжести шатуна к длине шатуна	$\frac{l_{AS_2}}{l_{AB}}$	—	0,25	0,26	0,24	0,25	0,26
4 Диаметр цилиндра	$d$	м	0,080	0,070	0,075	0,070	0,065
5 Число оборотов коленчатого вала	$n_1$	об/мин	255	400	300	370	330
6 Максимальное давление воздуха в цилиндре	$p_{max}$	кг/см <sup>2</sup>	120	190	130	150	200
7 Вес шатуна	$G_2$	кг	29	24	26	23	21
8 Вес поршня	$G_3$	кг	50	41	45	40	36
9. Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр тяжести	$I_{2S}$	кгмсек <sup>2</sup>	0,0737	0,0730	0,0725	0,0710	0,0685
10. Момент инерции коленчатого вала (без маховика)	$I'_{10}$	кгмсек <sup>2</sup>	0,42	0,48	0,35	0,25	0,50
11 Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала	$\delta$	—	1/25	1/30	1/28	1/30	1/27
12. Угловая координата кривошипа для силового расчета (рис. 15—1)	$\varphi_1$	град	60	60	60	60	60
13. Угол рабочего профиля кулачка	$\delta_{раб}$	град	60	65	55	60	70
14. Ход толкателя кулачкового механизма	$h$	м	0,008	0,009	0,008	0,007	0,009
15. Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\varphi_{доп}$	град	35	37	36	35	38

Таблица 15—2

Значения давления в цилиндре детандера в долях максимального давления  $p_{max}$  в зависимости от положения поршня

Путь поршня (в долях хода $H$ )	$\frac{s_B}{H}$	0	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
		для хода поршня вниз											
Давление воздуха (в долях $p_{max}$ )	$\frac{p}{p_{max}}$	1,60	1,00	1,00	0,00	0,92	0,70	0,54	0,44	0,36	0,32	0,30	0,20
		для хода поршня вверх											
		1,00	0,34	0,16	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,20

## ЗАДАНИЕ № 16

### ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ДВИГАТЕЛЯ И ПЕРЕДАЧИ МОТОЦИКЛА

#### Краткое описание работы механизмов мотоцикла

Двигатель мотоцикла является четырехтактным двухцилиндровым двигателем внутреннего сгорания. Схема механизмов мотоцикла представлена на рис. 16—1. Основным механизмом двигателя является кривошипно-ползунный механизм. Коленчатый вал *1* с маховиком *13* расположен параллельно продольной оси мотоцикла. Коленчатый вал соединен с остальными механизмами мотоцикла муфтой сцепления.

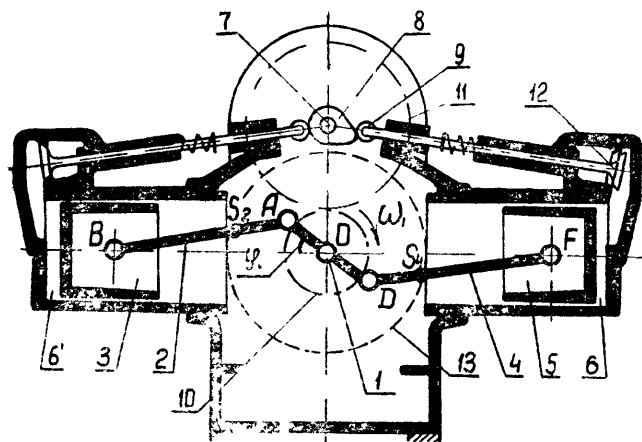


Рис 16—1 Схема расположения механизмов двигателя мотоцикла

В зависимости от положения муфты сцепления коленчатый вал двигателя может быть соединен с остальными механизмами мотоцикла или полностью отключен от них.

С кривошипами *OA* и *OD* коленчатого вала, расположенными под углом  $180^\circ$ , соединены шатуны *2* и *4*. При таком устройстве поршни *3* и *5* всегда движутся в противоположных направлениях. Рабочий цикл в каждом цилиндре двигателя совершается за два оборота коленчатого вала.

Чередование процессов, протекающих в левом и правом цилиндрах *6* и *6'*, происходит следующим образом:

	Первый оборот коленчатого вала		Второй оборот коленчатого вала	
	Всасывание	Сжатие	Расширение	Выпуск
Левый цилиндр	Всасывание	Сжатие	Расширение	Выпуск
Правый цилиндр	Расширение	Выпуск	Всасывание	Сжатие

Различают два режима работы двигателя: 1) при холостом ходе, когда муфта сцепления выключена и коленчатый вал *1* отключен от остальных механизмов мотоцикла и 2) при номинальной нагрузке (во время движения мотоцикла), когда муфта сцепления соединяет коленчатый вал *1* с остальными механизмами мотоцикла. Индикаторные диаграммы для левого и правого цилиндров при номинальной нагрузке и холостом ходе представлены на рис. 16—2 *a* и *б*. Данные для построения индикаторных диаграмм приведены в табл. 16—2.

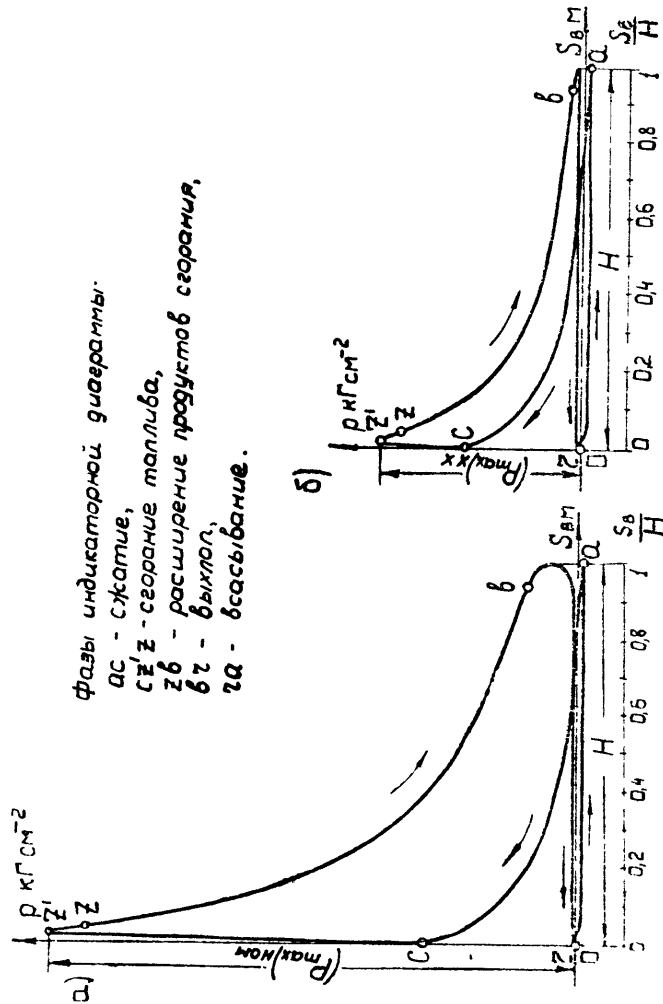
Механизм газораспределения состоит из четырех кулачков *8* (рис. 16—1), закрепленных на распределительном валу *7*, и толкателей *9*, воздействующих на впускные (или выпускные) клапаны *12*. Кулачковый механизм должен обеспечить заданный закон движения толкателя (рис. 16—3).

Вращение распределительному валу *7* передается от коленчатого вала *1* парой зубчатых колес *10* и *11* (с косым зубом), передаточное отношение которой  $i_{10-11} = \frac{\omega_{10}}{\omega_{11}} = 2$

Изменение скоростей движения мотоцикла производится с помощью коробки передач. Схема планетарного редуктора коробки передач приведена на рис. 16—4.

При проектировании и исследовании механизмов мотоцикла считать известными параметры, приведенные в табл. 16—1.

Лист 1. Проектирование основного механизма двигателя и определение закона его движения



Фазы индикаторной диаграммы:  
 ас - сжатие,  
 сз'z - сгорание топлива,  
 zб - расширение продуктов сгорания,  
 бz - выпуск,  
 zа - всасывание.

Рис. 16—2. Индикаторные диаграммы двигателя: а) при номинальной нагрузке, б) при холостом ходе.

1. Определение основных размеров звеньев механизма по заданным условиям (средняя скорость поршня; число оборотов коленчатого вала при номинальной нагрузке двигателя; отношение длины шатуна к длине кривошипа).

2. Определение необходимого момента инерции маховых масс, обеспечивающих вращение коленчатого вала с заданным коэффициентом неравномерности при установившемся режиме работы на холостом ходу. Определение момента инерции дополнительной маховой массы (маховика), установленной на коленчатом валу.

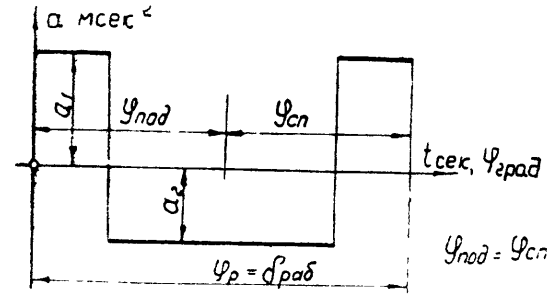


Рис. 16—3. Закон изменения ускорения толкателя

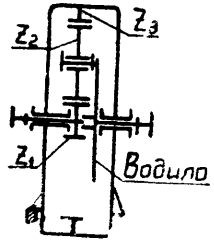


Рис. 16—4. Схема планетарного редуктора коробки передач

3. Построение диаграммы изменения угловой скорости коленчатого вала двигателя за время одного цикла установившегося режима работы на холостом ходу.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—1 (Приложение I).

Примечание. 1. При построении диаграммы силы давления газов, действующей на поршень, силой при всасывании и выхлопе пренебречь.

2. Веса звеньев механизма и их моменты инерции даны ориентировочно.

3. Центры тяжести поршней  $S_3$  и  $S_5$  расположены соответственно в точках  $B$  и  $F$ .

**Лист 2.** Силовой расчет основного механизма двигателя при номинальном режиме с учетом динамических нагрузок

1. Определение углового ускорения звена приведения по уравнению движения в дифференциальной форме в положении механизма, соответствующем заданному углу  $\varphi_1$ . Определение линейных ускорений центров тяжести и угловых ускорений звеньев.

2. Построение картины силового нагружения механизма.

3. Определение сил в кинематических парах механизма

4. Оценка точности расчетов, выполненных на листах 1 и 2 проекта, по уравнению моментов или уравнению сил для ведомого звена механизма.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—2 (Приложение I).

**Примечания:** 1 Для определения углового ускорения коленчатого вала при номинальном режиме: а) угловая скорость вала принимается равной  $\omega_{1\text{ном}}$ ; б) суммарный приведенный момент на коленчатом валу двигателя определяется по формуле

$$M^{\text{пр}} = \Sigma M_{\text{д}}^{\text{пр}} + M_{\text{с}}^{\text{пр}},$$

где  $\Sigma M_{\text{д}}^{\text{пр}}$  — сумма приведенных моментов движущихся сил, действующих на поршни при номинальной нагрузке двигателя;

$M_{\text{с}}^{\text{пр}}$  — приведенный момент сопротивления, определяемый по формуле

$$M_{\text{с}}^{\text{пр}} = M_{\text{с}} = 716,2 \frac{N_{\text{л}}}{n_{1\text{ном}}} = 716,2 \frac{N_{\text{е ном}}}{\eta_1 \cdot n_{1\text{ном}}} \text{ кгГм};$$

в) суммарный приведенный момент инерции механизма  $J^{\text{пр}}$  определяется по формуле  $J^{\text{пр}} = I_{10} + I_{2,3}^{\text{пр}} + I_{4,5}^{\text{пр}} + I_0^{\text{пр}}$ . Здесь  $I_0^{\text{пр}}$  — приведенный к коленчатому валу момент инерции трансмиссии и ведущего колеса мотоцикла, а величины  $I_{10}$ ,  $I_{2,3}^{\text{пр}}$ ,  $I_{4,5}^{\text{пр}}$  берутся из расчетов к листу 1.

2. При определении главного момента сил инерции коленчатого вала учесть приведенный момент инерции  $I_0^{\text{пр}}$  трансмиссии и ведущего колеса мотоцикла.

$$M_{\text{ф с1}} = (I_0^{\text{пр}} + I_{10}) \varepsilon_1$$

**Лист 3.** Проектирование кулачкового механизма привода впускного (или выпускного) клапана

1. Определение числа оборотов кулачкового вала при номинальной нагрузке двигателя.

2. Построение кинематических диаграмм движения толкателя (ускорения, скорости и перемещения) с учетом заданного характера изменения ускорений толкателя (рис. 16—3).

3. Определение основных размеров кулачкового механизма наименьших габаритов с учетом максимально допустимого угла давления  $\alpha_{\text{доп}}$ .

4. Построение профиля кулачка (центрального и конструктивного).

5. Построение диаграммы изменения угла давления в функции угла поворота кулачка.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—3 (Приложение I).

**Лист 4.** Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора

1. Выполнение геометрического расчета эвольвентной зубчатой передачи  $z_{10}$ ,  $z_{11}$  (рис. 16—1).

2. Построение схемы станочного зацепления при нарезании колеса с меньшим числом зубьев и профилирование зуба (включая галтель) методом огибания.

3. Вычерчивание схемы зацепления колес с указанием основных размеров и элементов колес и передачи.

4. Проектирование планетарного редуктора (подбор чисел зубьев) по заданному передаточному отношению редуктора и числу сателлитов. Допустимое отклонение  $i_{\text{ред}} = i_{1\text{в}} \pm 5\%$ . Колеса планетарного редуктора нулевые; модуль колес принять равным единице.

5. Определение передаточного отношения, линейных скоростей и чисел оборотов звеньев спроектированного редуктора графическим способом.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—4 (Приложение I).

## ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
1. Средняя скорость поршня	$(v_B)_{ср}; (v_F)_{ср}$	м/сек	12,0	12,5	13,0	11,8	12,8
2. Отношение длины шатуна к длине кривошипа	$\frac{l_{AB}}{l_{DF}}; \frac{l_{OA}}{l_{OA}}$	—	3,8	3,6	3,4	3,5	3,7
3. Отношение расстояния от точки А до центра тяжести $S_2$ шатуна к общей длине шатуна	$\frac{l_{AS_2}}{l_{AB}}; \frac{l_{DS_4}}{l_{DF}}$	—	0,30	0,28	0,26	0,29	0,32
4. Диаметр цилиндра	$d$	м	0,078	0,073	0,074	0,068	0,082
5. Число оборотов коленчатого вала при номинальной нагрузке	$n_{1\text{ ном}}$	об/мин	4600	5200	4800	5000	4100
6. Число оборотов коленчатого вала при холостом ходе	$n_{1\text{ х х}}$	об/мин	1300	1600	1350	1500	1250
7. Максимальное давление в цилиндре двигателя при номинальной нагрузке	$(p_{\text{max}})_{\text{ном}}$	кг/см <sup>2</sup>	28,0	35,0	31,1	29,2	26,0
8. Максимальное давление в цилиндре двигателя при холостом ходе	$(p_{\text{max}})_{\text{х х}}$	кг/см <sup>2</sup>	10,6	13,2	11,8	11,0	9,8
9. Вес шатуна	$G_2; G_4$	кг	0,34	0,34	0,32	0,30	0,38
10. Вес поршня	$G_3; G_5$	кг	0,36	0,34	0,35	0,30	0,40
11. Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр тяжести	$I_{2S}; I_{4S}$	кг·м <sup>2</sup>	0,00020	0,00015	0,00016	0,00011	0,00025

Продолжение табл 16

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
12. Момент инерции коленчатого вала (без маховика)	$I'_{10}$	кг·м <sup>2</sup>	0,0007	0,0006	0,0007	0,0005	0,0009
13. Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала при холостом ходе двигателя	$\delta_{\text{х х}}$	—	$\frac{1}{18}$	$\frac{1}{17}$	$\frac{1}{15}$	$\frac{1}{18}$	$\frac{1}{16}$
14. Угловая координата кривошипа для силового расчета (рис. 16—1)	$\varphi_1$	град	30	30	30	30	30
15. Эффективная мощность двигателя при номинальной нагрузке	$N_e \text{ ном}$	л. с.	21,45	23,17	23,11	17,0	24,13
16. Механический к. п. д. двигателя	$\eta$	—	0,81	0,77	0,80	0,83	0,83
17. Приведенные к коленчатому валу момент инерции трансмиссии (системы механизмов, включенных между коленчатым валом и ведущим колесом) и момент инерции ведущего колеса мотоцикла	$I_0^{\text{пр}}$	кг·м <sup>2</sup>	0,025	0,015	0,018	0,012	0,030
18. Ход толкателя кулачкового механизма	$h$	м	0,007	0,006	0,007	0,005	0,009
19. Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{\text{доп}}$	град	30	27	26	29	28

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
20. Угол рабочего профиля кулачка выпускного клапана	$\delta_{\text{раб}}$	град	120	127	140	135	130
21. Угол рабочего профиля кулачка впускного клапана	$\delta'_{\text{раб}}$	град	120	145	140	135	130
22. Отношение величин ускорений толкателя	$\nu = \frac{a_1}{a_2}$	—	1,7	1,75	2,0	1,8	1,9
23. Расстояние между осями коленчатого и распределительного валов	$A$	мм	98	95	99	93	100
24. Модуль зубчатых колес 10 и 11	$m$	мм	4,25	4,0	4,25	4,25	4,25
25. Сумма чисел зубьев колес 10 и 11	$z_c$	—	39	39	39	39	39
26. Угол наклона зуба для колес 10 и 11	$\beta$	град	30	33	30	23	32
27. Передаточное отношение планетарного редуктора	$i_{1в}$	—	3,6	4,0	3,8	4,2	3,4
28. Число сателлитов в планетарном редукторе	$K$	—	3	3	3	3	3
29. Параметры исходного контура реечного инструмента	$\alpha_o$	град	20	20	20	20	20
	$\gamma_{\text{н}}$	—	1	1	1	1	1
	$\gamma_c$	—	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25

Значения давления в цилиндре двигателя в долях максимального давления  $p_{\text{max}}$  в зависимости от положения поршня

Таблица 16—2

Путь поршня (в долях хода $H$ )		$\frac{s_B}{H}$	0	0,025	0,05	0,1	0,2	0,3
Номинальный режим	Всасывание	$\frac{p}{(p_{\text{max}})_{\text{ном}}}$	+0,008	0	-0,008	-0,008	-0,008	-0,008
	Сжатие		+0,290	+0,230	+0,200	+0,157	+0,097	+0,064
	Расширение		+0,29	+1,00	+0,90	+0,71	+0,50	+0,36
	Выхлоп		+0,008	+0,008	+0,008	+0,008	+0,008	+0,008
Холостой ход	Всасывание	$\frac{p}{(p_{\text{max}})_{\text{х х}}}$	+0,02	0	-0,02	-0,02	-0,02	-0,02
	Сжатие		+0,57	+0,48	+0,41	+0,30	+0,18	+0,12
	Расширение		+0,57	+1,0	+0,85	+0,66	+0,43	+0,31
	Выхлоп		+0,02	+0,02	+0,02	+0,02	+0,02	+0,02

Путь поршня (в долях хода $H$ )	$\frac{s_B}{H}$	0,1	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
		Всасывание	-0,008	-0,008	-0,008	-0,008	-0,008	-0,008
Сжатие	$\frac{p}{(p_{\max})_{\text{ном}}}$	+0,043	+0,029	+0,014	+0,017	0	-0,004	-0,008
Расширение		+0,29	+0,24	+0,19	+0,165	+0,135	+0,115	+0,05
Выхлоп		+0,008	+0,008	+0,008	+0,008	+0,008	+0,008	+0,05
Всасывание	$\frac{p}{(p_{\max})_{\text{х}}}$	-0,02	0,02	-0,02	-0,02	-0,02	-0,02	-0,02
Сжатие		+0,083	+0,053	+0,028	+0,008	-0,010	-0,019	-0,02
Расширение		+0,23	+0,18	+0,14	+0,115	+0,095	+0,066	+0,03
Выхлоп		+0,02	+0,02	-0,02	+0,02	+0,02	+0,02	+0,03

Нормальный режим

Холодный ход

## ЗАДАНИЕ № 17

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ  
ДВИГАТЕЛЯ И ПЕРЕДАЧИ МОТОСАНЕЙ

## Краткое описание работы механизмов мотосаней

Двухцилиндровый двигатель мотосаней («снежного мотоцикла») — четырехтактный, карбюраторный, V-образный. Схема механизмов мотосаней представлена на рис. 17—1. Коленчатый вал 1 двигателя 2 с маховиком 3 расположен перпендикулярно продольной оси мотосаней. Между коленчатым валом и валом шкива 5 расположена муфта сцепления 4. При включенной муфте сцепления коленчатый вал двигателя соединен с остальными механизмами мотосаней или полностью отключен от них при выключенной муфте. В мотосанях коробка передач и дифференциал отсутствуют, а их функцию выполняет автоматическая клиноременная передача со шкивами 5 и 6 переменного диаметра, обеспечивающая изменение передаточного числа в зависимости от скорости движения мотосаней и нагрузки. Вал шкива 6 через пару косозубых колес 7 и 8 связан с валом ведущей звездочки 9 гусеницы 10.

Схема двигателя представлена на рис. 17—2. Основным механизмом двигателя состоит из двух кривошипно-ползунных механизмов, имеющих общий кривошип  $OA$  коленчатого вала 1, шатуны 2 и 4 и поршни (ползуны) 3 и 5. Угол  $\gamma$  между осями цилиндров равен  $90^\circ$ .

При таком устройстве рабочие такты в левом и правом цилиндрах сдвинуты друг относительно друга на  $450^\circ$ . Рабочий цикл в каждом цилиндре двигателя совершается за два оборота коленчатого вала. Чередование процессов, протекающих в обоих цилиндрах, происходит в следующем порядке



$\varphi_1$	Первый оборот коленчатого вала					Второй оборот коленчатого вала				
	0°	90°	180°	270°	360°	450°	540°	630°	720°	
Левый цилиндр	Расширение		Выпуск			Всасывание		Сжатие		
Правый цилиндр	Выпуск	Всасывание	Сжатие		Расширение	Выпуск				

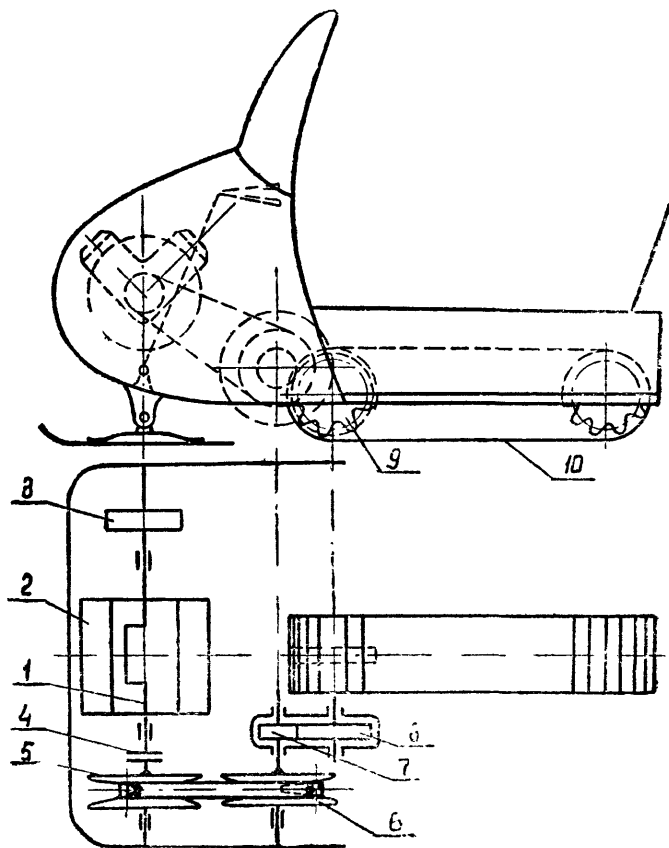


Рис. 17—1. Схема расположения механизмов мотосаней

Различают два режима работы двигателя: 1) при холостом ходе, когда муфта сцепления выключена и коленчатый вал двигателя отключен от остальных механизмов мотосаней и 2) при номинальной нагрузке (во время движения мотосаней), когда муфта сцепления включена и соединяет коленчатый вал с валом шкива 5 (рис. 17—1) и со всеми остальными механизмами. Индикаторные диаграммы для левого и правого цилиндров при номинальной нагрузке и холостом ходе представлены на рис. 17—3 а и 17—3 б. Данные для построения индикаторных диаграмм приведены в табл. 17—2.

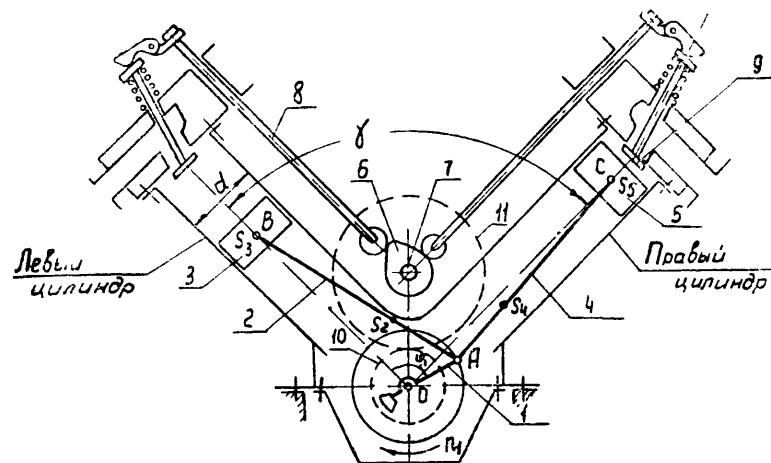


Рис. 17—2 Схема механизмов двигателя

Механизм газораспределения состоит из четырех кулачков 6 (рис. 17—2), закрепленных на распределительном валу 7, и толкателей 8, воздействующих на впускные (или выпускные) клапаны 9. Кулачковый механизм должен обеспечить заданный закон движения толкателя (рис. 17—4). Вращение распределительному валу передается от коленчатого вала 1 парой зубчатых колес 10 и 11, передаточное отношение которой  $i_{10-11} = \frac{\omega_{10}}{11\omega} = 2$

При проектировании и исследовании механизмов мотосаней считать известными параметры, приведенные в табл. 17—1.

Фазы индикаторной диаграммы

а)  $\rho \frac{H}{\text{см}^2}$

ас - сжатие,  
 азз - сгорание топлива,  
 зб - расширение продуктов сгорания,  
 вг - выхлоп,  
 га - всасывание

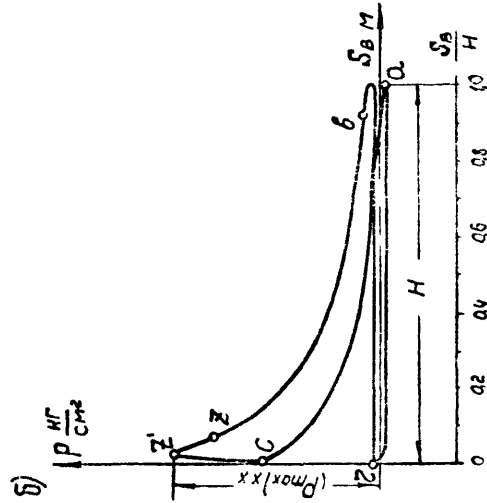
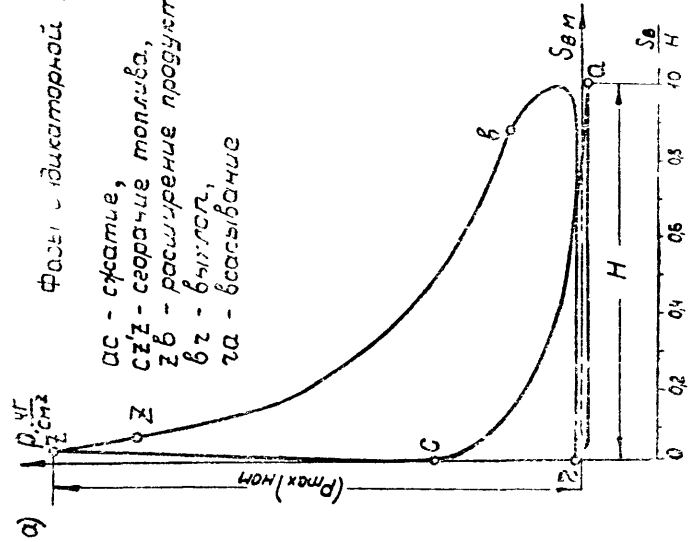


Рис 17—3 Индикаторные диаграммы двигателя а) при номинальной нагрузке, б) при холостом ходе

В мотосаянах отсутствует планетарный редуктор, проектирование которого провести по дополнительному заданию (Приложение III, рис. III—6, табл. III—6).

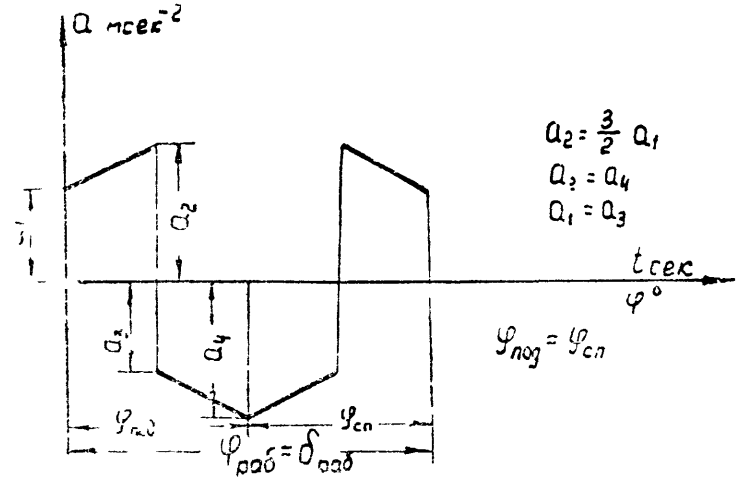


Рис 17—4 Закон изменения ускорения толкателя кулачкового механизма

### Объем и содержание курсового проекта

Лист 1. Проектирование основного механизма двигателя и определение закона его движения

1. Определение основных размеров звеньев механизма по заданным условиям (средняя скорость поршня; число оборотов коленчатого вала при номинальной нагрузке двигателя; отношение длины шатуна к длине кривошипа)

2. Определение необходимого момента инерции маховых масс, обеспечивающих вращение коленчатого вала с заданным коэффициентом неравномерности при установившемся режиме работы на холостом ходу. Определение момента инерции дополнительной маховой массы (маховика), усредненной к коленчатому валу.

3. Построение диаграммы изменения угловой скорости коленчатого вала двигателя за время одного цикла установившегося режима работы на холостом ходу.

Основные результаты расчета привести в табл. 1— (Приложение I).

**Примечание.** 1. При построении диаграммы силы давления газов, действующей на поршень, силой при всасывании и выхлопе пренебречь.

2. Веса звеньев механизма и их моменты инерции даны ориентировочно

**Лист 2.** Силовой расчет основного механизма двигателя при номинальном режиме с учетом динамических нагрузок

1. Определение углового ускорения звена привода по уравнению движения в дифференциальной форме в положении механизма, соответствующем заданному углу  $\varphi_1$ . Определение линейных ускорений центров тяжести и угловых ускорений звеньев.

2. Построение картины силового нагружения механизма.

3. Определение сил в кинематических парах механизма.

4. Оценка точности расчетов, выполненных на 1 и 2 листах проекта, по уравнению моментов или уравнению сил для ведомого звена механизма.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—2 (Приложение I).

**Примечание.**

1. Для определения углового ускорения коленчатого вала при номинальном режиме: а) угловая скорость вала принимается равной  $\omega_{ном}$ ; б) суммарный приведенный момент на коленчатом валу двигателя определяется по формуле

$$M_{пр} = \sum M_{д}^{пр} + M_{с}^{пр},$$

где  $\sum M_{д}^{пр}$  — сумма приведенных моментов движущих сил, действующих на поршни при номинальной нагрузке двигателя;

$M_{с}^{пр}$  — приведенный момент сопротивления, определяемый по формуле

$$M_{с}^{пр} = M_{с} = 716,2 \frac{N_i}{n_{1 ном}} = 716,2 \frac{N_e ном}{\eta n_{1 ном}} \text{ кгМ};$$

в) суммарный приведенный момент инерции механизма —  $I_{пр}$  определяется по формуле

$$I_{пр} = I_{10} + I_{2-3}^{пр} + I_{4-5}^{пр} + I_0^{пр}.$$

Здесь  $I_0^{пр}$  — приведенный момент инерции вращающихся деталей привода от коленчатого вала к гусенице (включая и гусеницу) а  $I_{10} + I_{2-3}^{пр} + I_{4-5}^{пр}$  берется из расчетов к листу 1.

2. При определении главного момента сил инерции коленчатого вала учесть приведенный момент инерции привода  $I_0^{пр}$ .

$$M_{ф с1} = (I_0^{пр} + I_{10}) \varepsilon_1.$$

**Лист 3.** Проектирование кулачкового механизма привода впускного клапана

1. Определение числа оборотов кулачкового вала при номинальной нагрузке двигателя.

2. Построение кинематических диаграмм движения толкателя (ускорения, скорости и перемещения) с учетом заданного характера изменения ускорений толкателя (рис. 17—4).

3. Определение основных размеров кулачкового механизма наименьших габаритов с учетом максимально допустимого угла давления  $\alpha_{доп}$ .

4. Построение профиля кулачка (центрового и конструктивного).

5. Построение диаграммы изменения угла давления в функции угла поворота кулачка.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—3 (Приложение I).

**Лист 4.** Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора

1. Выполнение геометрического расчета эвольвентной зубчатой передачи  $z_7, z_8$  (рис. 17—1).

2. Построение схемы станочного зацепления при нарезании колеса с меньшим числом зубьев и профилирование зуба (включая галтель) методом огибания.

3. Вычерчивание схемы зацепления колес с указанием основных размеров и элементов колес и передачи.

4. Проектирование планетарного редуктора (подбор чисел зубьев) по заданному передаточному отношению редуктора и числу сателлитов. (Приложение III, рис. III—6). Допустимое отклонение  $i_{ред} \pm 5\%$ .

5. Определение передаточного отношения, линейных скоростей и чисел оборотов звеньев спроектированного редуктора графическим способом.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—4 (Приложение I).

## ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Таблица 17—1

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
1 Средняя скорость поршня	$(v_B)_{cp}; (v_C)_{cp}$	м/сек	7,25	7,35	7,20	7,65	7,15
2 Отношение длины шатуна к длине кривошипа	$\frac{l_{AB}}{l_{OA}}; \frac{l_{AC}}{l_{OA}}$	—	4,23	4,32	4,10	4,25	4,36
3 Отношение расстояния от точки А до центра тяжести шатуна к длине шатуна	$\frac{l_{AS2}}{l_{AB}}; \frac{l_{AS4}}{l_{AC}}$	—	0,30	0,25	0,28	0,30	0,24
4 Диаметр цилиндра	$d$	мм	0,066	0,060	0,073	0,070	0,062
5 Число оборотов коленчатого вала при номинальной нагрузке	$n_{1 ном}$	об/мин	4000	4200	3800	4100	4300
6 Число оборотов коленчатого вала при холостом ходе	$n_{1 х х}$	об/мин	600	650	550	630	670
7 Максимальное давление в цилиндре двигателя при номинальной нагрузке	$(p_{max})_{ном}$	кг/см <sup>2</sup>	24,6	28,0	27,0	23,4	26,4
8 Максимальное давление в цилиндре двигателя при холостом ходе	$(p_{max})_{х х}$	кг/см <sup>2</sup>	9,2	10,4	10,0	8,7	9,8
9 Вес шатуна	$G_2; G_4$	кг	0,38	0,36	0,41	0,43	0,33
10 Вес поршня	$G_3; G_5$	кг	0,23	0,22	0,25	0,26	0,20
11 Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр тяжести	$I_{2S}; I_{4S}$	кгмсек <sup>2</sup>	0,00012	0,00011	0,00013	0,00014	0,00009
12 Момент инерции коленчатого вала	$I'_{10}$	кгмсек <sup>2</sup>	0,0006	0,0005	0,0008	0,0007	0,0004

Продолжение табл. 17—1

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
13 Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала при холостом ходе двигателя	$\delta_{х х}$	—	$\frac{1}{20}$	$\frac{1}{23}$	$\frac{1}{18}$	$\frac{1}{24}$	$\frac{1}{22}$
14 Угловая координата кривошипа для силового расчета (рис. 17—2)	$\varphi_1$	град	30	30	30	30	30
15 Эффективная мощность двигателя при номинальной нагрузке	$N_{e ном}$	л. с.	10	8,5	12,5	11,0	9,0
16 Механический к. п. д. двигателя	$\tau_1$	—	0,85	0,76	0,81	0,84	0,82
17 Приведенные к коленчатому валу моменты инерции деталей привода и гусеницы (для силового расчета)	$I_0^{пр}$	кгмсек <sup>2</sup>	0,021	0,022	0,027	0,028	0,020
18 Ход толкателя кулачкового механизма	$h$	мм	0,008	0,007	0,009	0,008	0,010
19 Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	28	30	27	29	26
20 Угол рабочего профиля кулачка	$\delta_{раб}$	град	120	115	117	125	122
21 Число зубьев колес 7 и 8 (рис. 17—1)	$z_7; z_8$	—	12	10	9	11	13
22 Модуль зубчатых колес 7 и 8	$m$	мм	24	20	18	22	26
23 Угол наклона зуба для колес 7 и 8	$\beta$	град	12	8	12	8	6
24 Параметры исходного контура реечного инструмента	$\alpha_0; \alpha_n; \alpha_c$	град	10	15	20	15	10
		град	20	20	20	20	20
		—	1	1	1	1	1
		—	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25

Значения давления в цилиндре двигателя в долях максимального давления  $p_{max}$  в зависимости от положения поршня

Путь поршня (в долях хода $H$ )	$\frac{s_B}{H}$	Нормальный режим												
		$(p_{max})_{норм}$												
Всасывание	+0,01	0	0,025	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Сжатие	+0,28	+0,23	+0,20	+0,16	+0,10	+0,07	+0,04	+0,03	+0,02	+0,005	0	-0,005	-0,01	-0,01
Расширение	+0,28	+1,00	+0,90	+0,71	+0,51	+0,41	+0,26	+0,22	+0,19	+0,16	+0,16	+0,16	+0,13	+0,05
Выхлоп	+0,01	+0,01	+0,01	+0,01	+0,01	+0,01	+0,01	+0,01	+0,01	+0,01	+0,01	+0,01	+0,01	+0,05
		Холостой ход												
		$(p_{max})_{хол}$												
Всасывание	+0,02	0	-0,02	-0,02	-0,02	-0,02	-0,02	-0,02	-0,02	-0,02	-0,02	-0,02	-0,02	-0,02
Сжатие	+0,57	+0,48	+0,41	+0,30	+0,18	+0,12	+0,08	+0,05	+0,03	+0,01	-0,01	-0,01	-0,02	-0,02
Расширение	+0,57	-1,00	+0,85	+0,66	+0,43	+0,31	+0,23	+0,18	+0,14	+0,12	+0,1	+0,07	+0,03	+0,03
Выхлоп	+0,02	+0,02	+0,02	+0,02	+0,02	+0,02	+0,02	+0,02	+0,02	+0,02	+0,02	+0,02	+0,02	+0,03

## ЗАДАНИЕ № 18

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ДВИЖЕНИЯ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

## Краткое описание работы механизмов установки

Гусеничными машинами могут быть тракторы, снегоходы, самоходные артиллерийские установки, танки, автомобили, мотоциклы и т. д. при наличии у них гусеничного хода.

Гусеничный ход (рис. 18—1) имеет: гусеницы 1, представляющие собой две бесконечные шарнирные цепи, которые взаимодействуют с грунтом и делают возможным движение машины по бездорожью; ведущие колеса 2, перемещающие корпус машины относительно гусениц; направляющие колеса 3, опорные 4 и поддерживающие 5 катки, служащие для направления и поддержания гусениц; подвески 6, соединяющие корпус машины с опорными катками.

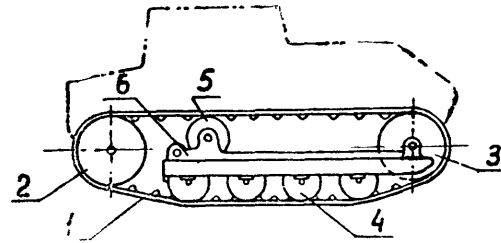


Рис 18—1. Общий вид гусеничной машины

Механизм движения гусеничной машины (рис. 18—2) состоит из двигателя внутреннего сгорания 1, муфты сцепления 2, коробки передач 3, механизмов поворота 4 и бортовых передач 5. Гусеничная машина имеет четырехтактный четырехцилиндровый двигатель внутреннего сгорания с вертикальным рядным расположением цилиндров.

Различают два режима работы двигателя: холостой ход, когда муфта сцепления выключена, и рабочий процесс при номинальной нагрузке, когда муфта сцепления включена и

соединяет двигатель с остальными механизмами машины. Рабочий цикл в каждом цилиндре двигателя совершается за два оборота коленчатого вала и характеризуется индикаторными диаграммами, показывающими изменение давления газов в каждом цилиндре в зависимости от положения

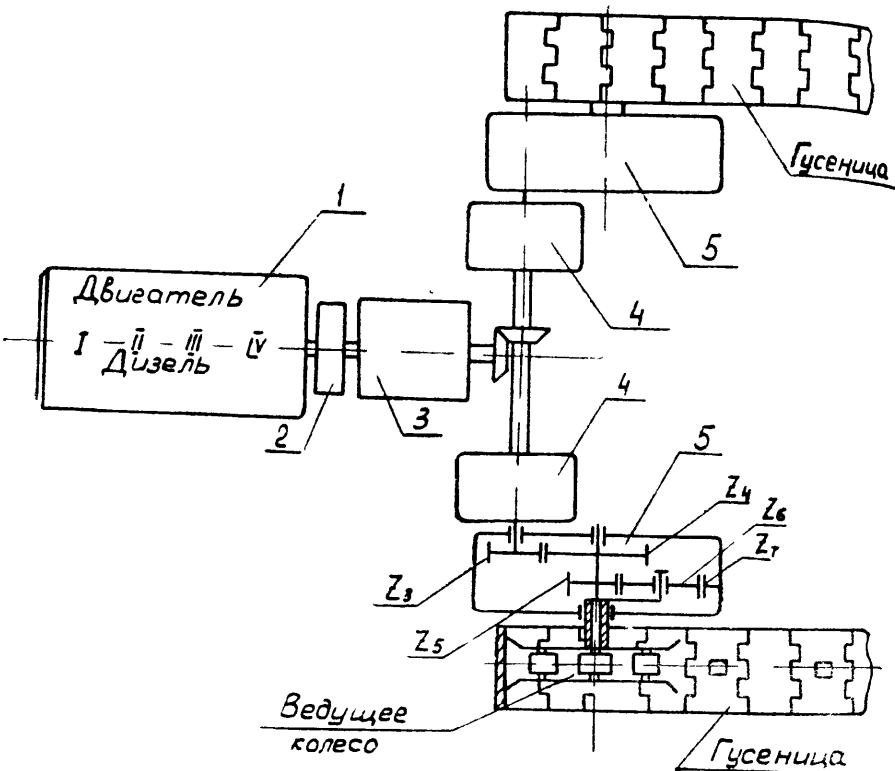


Рис 18—2. Схема расположения механизмов гусеничной машины

поршня при рабочем ходе (рис. 18—3а) и холостом ходе (рис. 18—3б).

Данные для построения индикаторных диаграмм приведены в табл. 18—2.

Основной механизм двигателя состоит из четырех кривошипно-ползунных механизмов, расположенных в параллельных плоскостях и приводимых в движение от одного коленчатого вала 1 (рис. 18—4). Кривошипы механизмов I и IV совпадают по своему расположению, кривошипы механиз-

мов II и III также совпадают, но по отношению к кривошипам механизмов I и IV повернуты на угол 180°.

Порядок работы механизмов и чередование процессов в цилиндрах двигателя следующий:

	Обороты коленчатого вала	Механизмы			
		I	II	III	IV
I оборот	1 полуоборот	Расширение (р. х.)	Сжатие	Выпуск	Всасывание
	2 полуоборот	Выпуск	Расширение (р. х.)	Всасывание	Сжатие
II оборот	3 полуоборот	Всасывание	Выпуск	Сжатие	Расширение (р. х.)
	4 полуоборот	Сжатие	Всасывание	Расширение (р. х.)	Выпуск

Газораспределение осуществляется при помощи кулачковых механизмов, воздействующих на впускные (или выпускные) клапаны двигателя. Кулачки расположены на распределительном валу С, вращению которому передается от коленчатого вала парой зубчатых колес  $z_1, z_2$  с передаточным отношением  $i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = 2$  (рис 18—4).

Закон движения толкателей кулачковых механизмов задан диаграммой ускорений толкателя в функции угла поворота распределительного вала (рис. 18—5).

Ведущие колеса гусеничной машины приводятся в движение от коленчатого вала через бортовые механизмы 5 (рис. 18—2). Бортовой механизм представляет собой редуктор с постоянным передаточным отношением, состоящий из простой зубчатой пары  $z_3, z_4$  и планетарного редуктора  $z_5, z_6, z_7$ .

При проектировании и исследовании механизмов гусеничной машины считать известными параметры, приведенные в табл 18 1.

### Объем и содержание курсового проекта

Лист 1. Проектирование основного механизма двигателя и определение закона его движения

1. Определение основных размеров звеньев механизма по заданным условиям (средняя скорость поршня; число оборо-

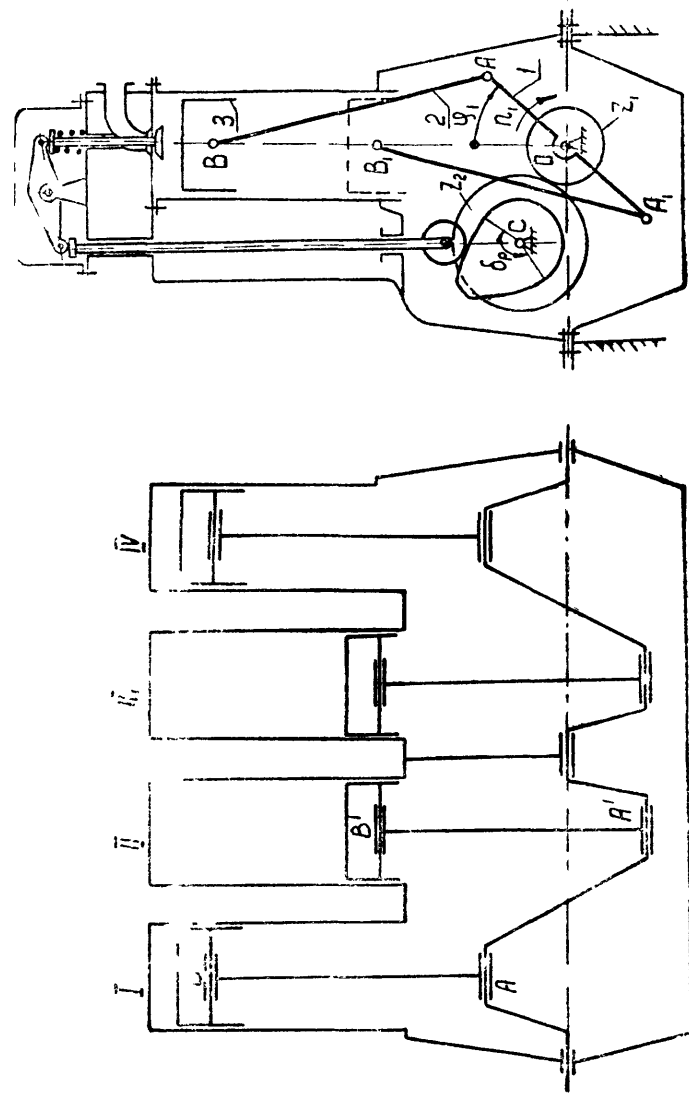
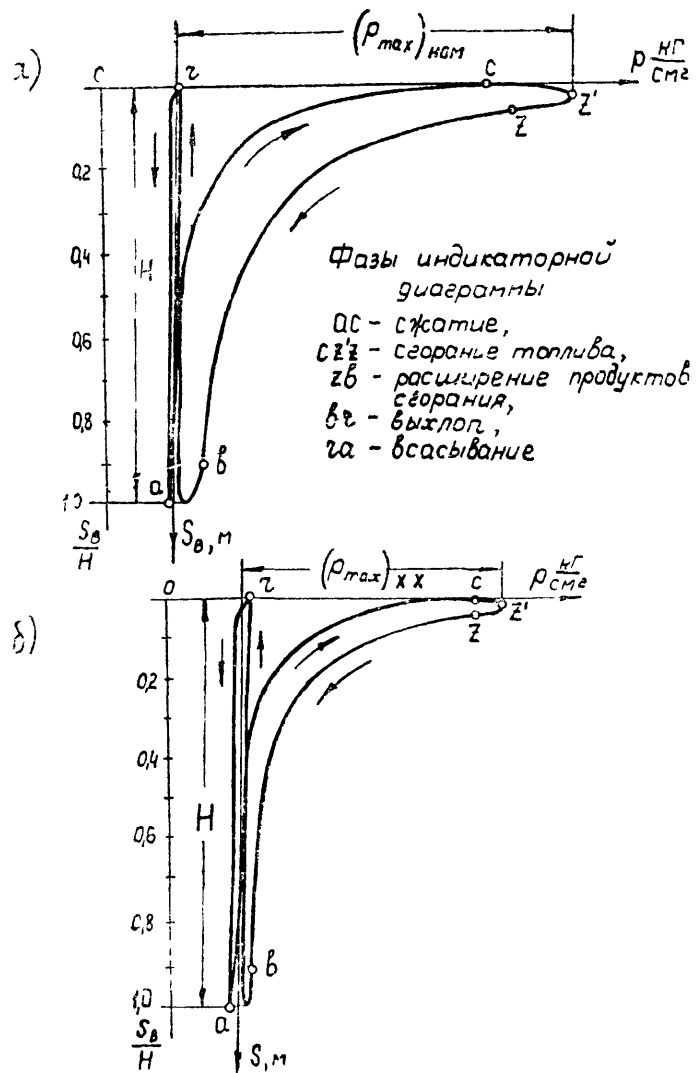


Рис 18—3 Индикаторные диаграммы двигателя а) при номинальной нагрузке, б) при холостом ходе

Рис 18—4 Схема основного механизма двигателя и кулачкового механизма клапанов

тов коленчатого вала при номинальной нагрузке двигателя; отношение длины шатуна к длине кривошипа).

2. Определение необходимого момента инерции маховых масс, обеспечивающих вращение коленчатого вала с заданным коэффициентом неравномерности при установившемся режиме работы на холостом ходу. Определение момента инерции дополнительной маховой массы (маховика), установленной на коленчатом валу.

3. Построение диаграммы изменения угловой скорости коленчатого вала двигателя за время одного цикла установившегося режима работы на холостом ходу.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—1 (Приложение I).

**Примечание.** 1 При построении диаграммы силы давления газов, действующей на поршень, силой при всасывании и выхлопе пренебречь.

2. Веса звеньев механизма и их моменты инерции даны ориентировочно

3. Центры тяжести поршней лежат соответственно в точке В.

**Лист 2.** Силовой расчет основного механизма двигателя при номинальном режиме с учетом динамических нагрузок

1. Определение углового ускорения звена привода по уравнению движения в дифференциальной форме в положении механизма, соответствующем заданному углу  $\varphi$ . Определение линейных ускорений центров тяжести и угловых ускорений звеньев.

2. Построение картины силового нагружения механизма.

3. Определение сил в кинематических парах механизма.

4. Оценка точности расчетов, выполненных на листах 1 и 2 проекта, по уровню моментов или уравнению сил для ведомого звена механизма.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—2 (Приложение I).

**Примечание.**

1. Для определения углового ускорения коленчатого вала при номинальном режиме: а) угловая скорость вала принимается равной  $\omega_{1 \text{ ном}}$ .

б) суммарный приведенный момент на коленчатом валу двигателя определяется по формуле

$$M_{\text{пр}} = \sum M_{\text{д}}^{\text{пр}} + M_{\text{с}}^{\text{пр}},$$

где  $\sum M_{\text{д}}^{\text{пр}}$  — сумма приведенных моментов движущих сил, действующих на поршни;

$M_{\text{с}}^{\text{пр}}$  — приведенный момент сопротивления, определяемый по формуле

$$M_{\text{с}}^{\text{пр}} = M_{\text{с}} = 716,2 \frac{N_i}{n_{1 \text{ ном}}} = 716,2 \frac{N_{\text{е ном}}}{\eta n_{1 \text{ ном}}} \text{ кгм};$$

в) суммарный приведенный момент инерции механизма —  $I_{\text{пр}}$  определяется по формуле

$$I_{\text{пр}} = I_{10} + \sum I_{2-3}^{\text{пр}} + I_0^{\text{пр}}.$$

Здесь  $I_0^{\text{пр}}$  — приведенный к коленчатому валу двигателя момент инерции вращающихся деталей привода гусениц, а  $I_{10} + \sum I_{2-3}^{\text{пр}}$  берется из расчетов к листу 1.

2 При определении главного момента сил инерции коленчатого вала учесть приведенный момент инерции привода  $I_0^{\text{пр}}$

$$M_{\phi \text{ с1}} = (I_0^{\text{пр}} + I_{10}) \varepsilon_1.$$

**Лист 3.** Проектирование кулачкового механизма привода впускного (или выпускного) клапана

1. Определение числа оборотов кулачкового вала при номинальной нагрузке двигателя.

2. Построение кинематических диаграмм движения толкателя (ускорения, скорости и перемещения) с учетом заданного характера изменения ускорений толкателя (рис. 18—5).

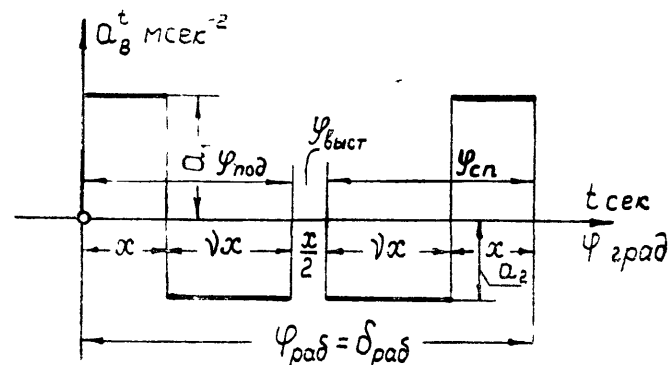


Рис 18—5. Закон изменения ускорения толкателя кулачкового механизма

3. Определение основных размеров кулачкового механизма наименьших габаритов с учетом максимально допустимого угла давления  $\alpha_{\text{доп}}$ .



4. Построение профиля кулачка (центрального и конструктивного).

5. Построение диаграммы изменения угла давления в функции угла поворота кулачка.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—3 (Приложение I).

#### Лист 4. Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора

1. Выполнение геометрического расчета эвольвентной зубчатой передачи  $z_3, z_4$  (рис. 18—2).

2. Построение схемы станочного зацепления при нарезании колеса с меньшим числом зубьев и профилирование зуба (включая галтель) методом огибания.

3. Вычерчивание схемы зацепления колес с указанием основных размеров и элементов колес и передачи.

4. Проектирование планетарного редуктора (подбор чисел зубьев) по заданному передаточному отношению редуктора и числу сателлитов. Допустимое отклонение  $i_{ред}$  5%. Колеса планетарного редуктора нулевые; модуль колес принять равным единице.

5. Определение передаточного отношения, линейных скоростей и чисел оборотов звеньев спроектированного редуктора графическим способом.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—4 (Приложение I).

Таблица 18—1

#### ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
1. Средняя скорость поршня	$v_{B, ср}$	м/сек	9,35	8,00	8,20	6,60	7,50
2. Отношение длины шатуна к длине кривошипа	$\frac{l_{AB}}{l_{OA}}$	—	3,72	3,74	3,7	3,5	3,6
3. Отношение расстояния от точки А до центра тяжести $S_2$ шатуна к общей длине шатуна	$\frac{l_{AS_2}}{l_{AB}}$	—	0,26	0,28	0,28	0,29	0,32
4. Диаметр цилиндра	$d$	мм	0,120	0,130	0,145	0,125	0,160
5. Число оборотов коленчатого вала при номинальной нагрузке	$n_{1 ном}$	об/мин	2000	1600	1200	1800	1500
6. Число оборотов коленчатого вала при холостом ходе	$n_{1 х х}$	об/мин	750	700	500	700	600
7. Максимальное давление в цилиндре двигателя при номинальной нагрузке	$(P_{max})_{ном}$	кг/см <sup>2</sup>	58,0	70,0	44,0	54,0	60,0
8. Максимальное давление в цилиндре двигателя при холостом ходе	$(P_{max})_{х х}$	кг/см <sup>2</sup>	40,0	50,0	31,0	36,0	43,0
9. Вес шатуна	$G_2$	кг	2,85	3,56	4,48	5,28	6,2

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
10 Вес поршня	$G_3$	кг	3,02	3,20	5,90	5,35	8,9
11 Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр тяжести	$I_{2S}$	кгмсек <sup>2</sup>	0,00170	0,00185	0,0095	0,010	0,0090
12. Момент инерции коленчатого вала (без маховика)	$I'_{10}$	кгмсек <sup>2</sup>	0,0039	0,0036	0,0190	0,0210	0,0190
13 Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала при холостом ходе двигателя	$\delta$	—	$\frac{1}{27}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{25}$	$\frac{1}{40}$	$\frac{1}{35}$
14. Угловая координата кривошипа для силового расчета (рис 18—4)	$\varphi_1$	град	90	90	90	90	90
15 Эффективная мощность двигателя при номинальной нагрузке	$N_{e \text{ ном}}$	л. с	130	190	140	110	125
16 Механический КПД двигателя	$\eta$	—	0,75	0,76	0,77	0,81	0,80
17 Приведенный к валу двигателя момент инерции вращающихся деталей привода гусениц	$I_0^{\text{пр}}$	кгмсек <sup>2</sup>	0,63	0,74	0,80	0,50	0,80
18 Ход толкателя кулачкового механизма	$h$	м	0,012	0,013	0,014	0,015	0,011

Продолжение табл 18—1

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
19 Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{\text{доп}}$	град	29	30	32	31	28
20 Угол рабочего профиля кулачка выпускного клапана	$\delta_{\text{раб}}$	град	130	120	135	125	123
21 Угол рабочего профиля кулачка впускного клапана	$\delta'_{\text{раб}}$	град	130	120	113	125	110
22. Отношение величин ускорения толкателя	$\nu = \frac{a_1}{a_2}$	—	1,8	2	1,9	2,1	2,2
23 Межосевое расстояние зубчатой передачи $z_3, z_4$ (рис. 18—2)	$A$	мм	91	77	102	84	89
24. Модуль зубчатых колес 3 и 4	$m$	мм	5,0	5,0	6,0	6,0	4,5
25 Число зубьев колес 3 и 4	$z_3$	—	14	12	11	12	18
	$z_4$	—	22	18	22	15	26
26 Передаточное отношение бортового редуктора $i_{\text{общ}} = i_{3-4} \cdot i_{\text{пр}}$	$i_{\text{общ}}$	—	11	12	14	15	10
27 Число сателлитов в планетарном редукторе	$k$	—	3	3	3	3	3
28. Параметры исходного контура реечного инструмента	$\alpha_0$	град	20°	20°	20°	20°	20°
	$\alpha_{\text{н}}$	—	1	1	1	1	1
	$\alpha_{\text{с}}$	—	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25

Значения давления в цилиндре двигателя в долях максимального давления  $p_{\max}$  в зависимости от положения поршня

Путь поршня (в долях хода $H$ )		$\frac{s_B}{H}$	0	0,025	0,05	0,1	0,2	0,3
Номинальный режим	Всасывание	$\frac{p}{(p_{\max})_{\text{ном}}}$	0,018	0	-0,018	-0,018	-0,018	-0,018
	Сжатие		0,65	0,44	0,29	0,22	0,095	0,043
	Расширение		0,65	1,00	0,90	0,71	0,48	0,37
	Выхлоп		0,018	0,018	0,018	0,018	0,018	0,018
Холостой ход	Всасывание	$\frac{p}{(p_{\max})_{\text{хх}}}$	0,025	0	-0,025	-0,025	-0,025	-0,025
	Сжатие		0,92	0,60	0,40	0,30	0,13	0,059
	Расширение		0,92	1,00	0,9	0,60	0,36	0,26
	Выхлоп		0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025

Продолжение таблицы 18

Путь поршня (в долях хода $H$ )		$\frac{s_B}{H}$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Номинальный режим	Всасывание	$\frac{p}{(p_{\max})_{\text{ном}}}$	-0,018	-0,018	-0,018	-0,018	-0,018	-0,018	-0,018
	Сжатие		0,023	0,011	0	-0,003	-0,006	-0,012	-0,018
	Расширение		0,28	0,22	0,19	0,15	0,125	0,095	0,030
	Выхлоп		0,018	0,018	0,018	0,018	0,018	0,018	0,030
Холостой ход	Всасывание	$\frac{p}{(p_{\max})_{\text{хх}}}$	-0,025	-0,025	-0,025	-0,025	-0,025	-0,025	-0,025
	Сжатие		0,032	0,015	0	-0,004	-0,008	-0,016	-0,025
	Расширение		0,18	0,14	0,104	0,090	0,065	0,052	0,044
	Выхлоп		0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,044

## ЗАДАНИЕ № 19

### ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

#### Краткое описание работы механизмов автомобиля

Двухосный грузовой автомобиль средней грузоподъемности приводится в движение двигателем внутреннего сгорания мощностью в 60—70 л. с. и может развивать скорость до 120 км/час.

Колесный ход автомобиля (рис 19-1) состоит из силовой установки (двигатель 1 с маховиком) и трансмиссии, включающей муфту сцепления, коробку передач 2, карданный вал 3 с дифференциалом и ведущие колеса 4.

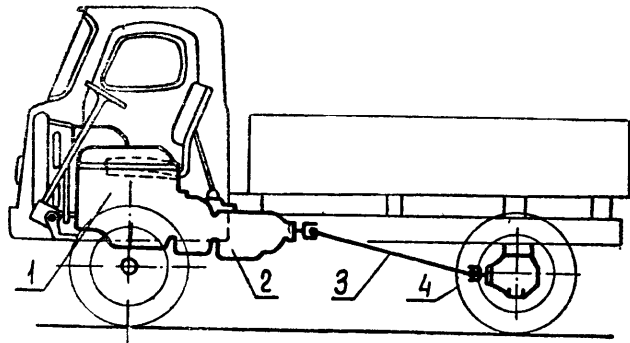


Рис 19-1 Общий вид установки

Двигатель установки четырехтактный, четырехцилиндровый с вертикальным рядным расположением цилиндров и водяным охлаждением.

Различают два режима работы двигателя: 1) при холостом ходе, когда муфта сцепления выключена, и 2) при движении автомобиля (номинальный режим), когда муфта сцепления соединяет коленчатый вал с остальными механизмами автомобиля. Рабочий цикл в каждом цилиндре дви-

гателя совершается за два оборота коленчатого вала и характеризуется индикаторной диаграммой, показывающей изменение давления газов в каждом цилиндре двигателя (рис. 19-2). Сплошной линией очерчена индикаторная диаграмма номинального режима, пунктирной — индикаторная диаграмма холостого хода.

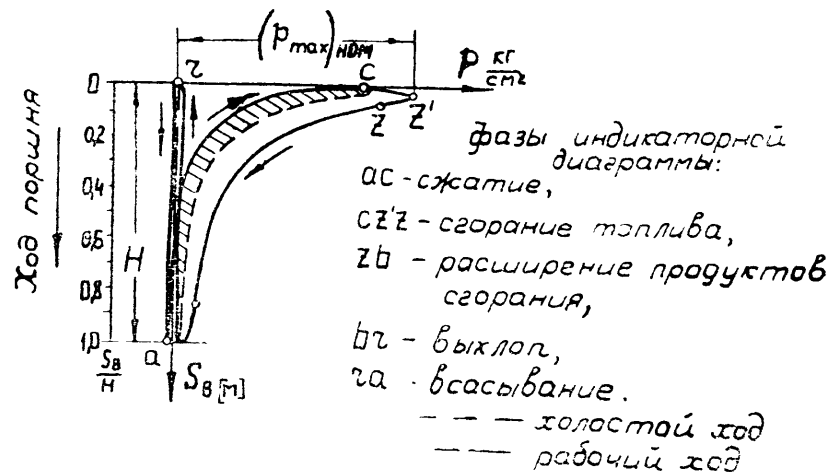


Рис 19-2 Индикаторная диаграмма двигателя

Данные для построения индикаторных диаграмм приведены в табл. 19-2.

Основной механизм двигателя состоит из четырех одинаковых кривошипно-ползунных механизмов 1, 2, 3, расположенных в параллельных плоскостях I, II, III, IV, кривошпы которых размещены на одном коленчатом валу со сдвигом в 180° (рис. 19-3).

Порядок работы механизмов и чередование процессов в цилиндрах двигателя следующие:

Угол поворота коленчатого вала	I механизм	II механизм	III механизм	IV механизм
0—180°	Расширение	Сжатие	Выпуск	Всасывание
180—360°	Выпуск	Расширение	Всасывание	Сжатие
360—540°	Всасывание	Выпуск	Сжатие	Расширение
540—720°	Сжатие	Всасывание	Расширение	Выпуск

Управление газораспределением осуществляется клапанами 4, которые приводятся в движение кулачковыми механизмами (рис. 19—3). Кулачки 6 закреплены на валу  $O_8$ , который кинематически связан с коленчатым валом через зубчатую передачу  $z_8, z_7$ . Толкатель 5 движется поступательно, и ускорение его изменяется по закону, представленному на рис. 19—4. Работа клапанов строго увязана по фазам с вращением коленчатого вала, угловая скорость которого в два раза больше угловой скорости кулачкового вала.

Вентилятор охлаждающего устройства приводится в движение от коленчатого вала двигателя через зубчатый механизм (рис. 19—5), состоящий из передачи  $z_1, z_2$  с неподвижными осями и планетарного редуктора  $z_3, z_4, z_5$ .

При проектировании и исследовании механизмов автомобиля считать известными параметры, приведенные в табл. 19—1.

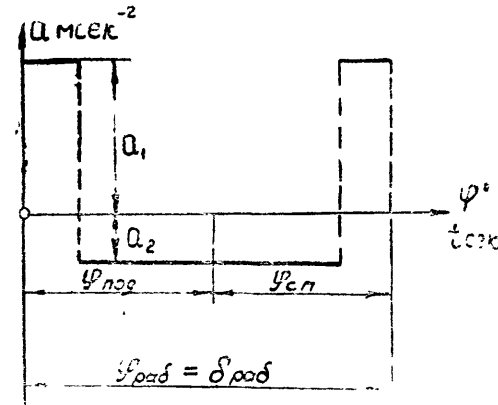


Рис. 19—4. Закон изменения ускорения толкателя кулачкового механизма

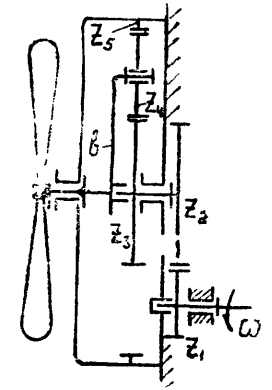


Рис. 19—5. Схема планетарного механизма

### Объем и содержание курсового проекта

#### Лист 1. Проектирование основного механизма и определение закона его движения

1. Определение основных размеров звеньев механизма по заданным условиям (средняя скорость поршня; число оборотов коленчатого вала при номинальной нагрузке двигателя; отношение длины шатуна к длине кривошипа).

2. Определение необходимого момента инерции маховых масс, обеспечивающих вращение коленчатого вала с заданным коэффициентом неравномерности при установившемся

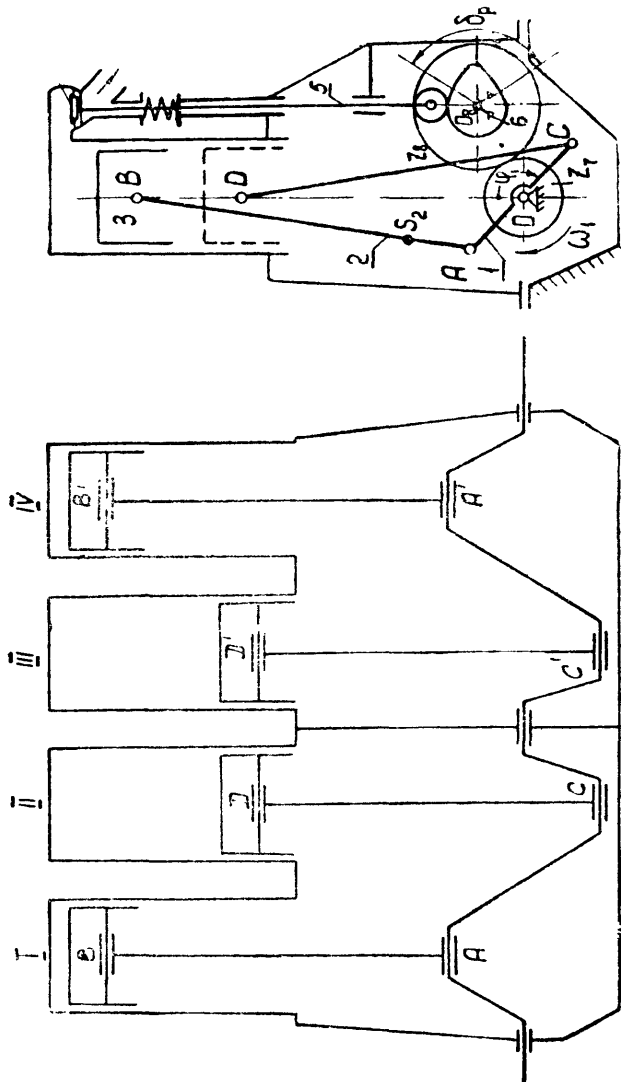


Рис 19—3. Схема механизма двигателя и кулачкового привода клапанов

режиме работы на холостом ходу. Определение момента инерции дополнительной маховой массы (маховика), установленной на коленчатом валу.

3. Построение диаграммы изменения угловой скорости коленчатого вала двигателя за время одного цикла установившегося режима работы на холостом ходу.

Основные результаты расчета привести в табл. 1— (Приложение I).

**Примечание.** 1. При построении диаграммы силы давления газов действующих на поршень, силой при всасывании и выхлопе пренебречь.

2. Веса звеньев механизма и их моменты инерции даны ориентировочно.

3. Центры тяжести поршней лежат соответственно в точках *B* и *D*.

**Лист 2.** Силовой расчет основного механизма двигателя при номинальном режиме с учетом динамических нагрузок

1. Определение углового ускорения звена привода по уравнению движения в дифференциальной форме в положении механизма, соответствующем заданному углу  $\varphi_1$ . Определение линейных ускорений центров тяжести и угловых ускорений звеньев.

2. Построение картины силового нагружения механизма

3. Определение сил в кинематических парах механизма

4. Оценка точности расчетов, выполненных на листах 1 и 2 проекта, по уравнению моментов или уравнению сил для ведомого звена механизма.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—2 (Приложение I).

**Примечание.**

1. Для определения углового ускорения коленчатого вала при номинальном режиме:

а) угловая скорость вала принимается равной  $\omega_{1 \text{ ном}}$ ;

б) суммарный приведенный момент на коленчатом валу двигателя определяется по формуле

$$M_{\text{пр}} = \Sigma M_{\text{д}}^{\text{пр}} + M_{\text{с}}^{\text{пр}},$$

где  $\Sigma M_{\text{д}}^{\text{пр}}$  — сумма приведенных моментов движущих сил, действующих на поршни;

$M_{\text{с}}^{\text{пр}}$  — приведенный момент сопротивления, определяемый по формуле

$$M_{\text{с}}^{\text{пр}} = M_{\text{с}} = 716,2 \frac{N_I}{n_{1 \text{ ном}}} = 716,2 \frac{N_{\text{е ном}}}{\eta n_{1 \text{ ном}}} \text{ кгм};$$

в) суммарный приведенный момент инерции механизма  $I_{\text{пр}}$  определяется по формуле

$$I_{\text{пр}} = I_{10} + \Sigma I_{2-3}^{\text{пр}} + I_0^{\text{пр}},$$

где  $I_0^{\text{пр}}$  — приведенный момент инерции вращающихся деталей привода автомобиля, а  $I_{10} + \Sigma I_{2-3}^{\text{пр}}$  берется из расчетов к листу 1.

2. При определении главного момента сил инерции коленчатого вала учесть приведенный момент инерции привода  $I_0^{\text{пр}}$ ;

$$M_{\text{ф ст}} = (I_0^{\text{пр}} + I_{10}) \varepsilon_1.$$

**Лист 3.** Проектирование кулачкового механизма привода впускного клапана

1. Определение числа оборотов кулачкового вала при номинальной нагрузке двигателя.

2. Построение кинематических диаграмм движения толкателя (перемещения, скорости и ускорения) по заданному закону изменения ускорения толкателя (рис 19—4).

3. Определение основных размеров кулачкового механизма наименьших габаритов с учетом максимально допустимого угла давления  $\alpha_{\text{лон}}$ .

4. Построение профиля кулачка (центрового и конструктивного).

5. Построение диаграммы изменения угла давления в функции угла поворота кулачка.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—3 (Приложение 1).

**Лист 4.** Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора

1. Выполнение геометрического расчета эвольвентной зубчатой передачи  $z_1, z_2$  (рис. 19—5).

2. Построение схемы станочного зацепления при нарезании колеса с меньшим числом зубьев и профилирование зуба (включая галтель) методом огибания.

3. Вычерчивание схемы зацепления колес с указанием основных размеров и элементов колес и передачи.

4. Проектирование планетарного редуктора (подбор чисел зубьев) по передаточному отношению редуктора и числу сателлитов (рис. 19—5). Допустимое отклонение  $i_{\text{ред}} \pm 5\%$ . Колеса планетарного редуктора нулевые, модуль колес принять равным единице.

5. Определение передаточного отношения, линейных скоростей и чисел оборотов звеньев спроектированного редуктора графическим способом.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—4 (Приложение 1).

## ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Таблица 19—1

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов					
			А	Б	В	Г	Д	Е
1. Средняя скорость поршня при номинальной нагрузке	$v_{ср}$	м/сек	8,64	7,20	7,56	8,80	9,53	10,45
2. Диаметр цилиндров	$d$	м	0,098	0,098	0,082	0,098	0,080	0,082
3. Отношение длины шатуна к длине кривошипа	$\frac{l_{AB}}{l_{OA}} ; \frac{l_{CD}}{l_{OC}}$	—	3,56	3,63	3,63	4,0	4,00	4,00
4. Отношение расстояния от точки А до центра тяжести шатуна к длине шатуна	$\frac{l_{AS2}}{l_{AB}}$	—	0,260	0,276	0,271	0,282	0,268	0,282
5. Вес шатуна	$G_2$	кг	0,8	1,10	1,00	1,20	0,90	0,77
6. Вес поршня	$G_3$	кг	0,75	0,92	0,80	1,05	0,82	0,70
7. Момент инерции коленчатого вала (без маховика)	$I_{10}$	кгмсек <sup>2</sup>	0,0036	0,0038	0,0028	0,0037	0,0028	0,0029
8. Момент инерции шатуна относительно оси $S_2$ , проходящей через центр тяжести шатуна	$I_{2S}$	кгмсек <sup>2</sup>	0,00082	0,0010	0,00105	0,0013	0,00092	0,00075
9. Максимальное давление в цилиндре при номинальной нагрузке	$(P_{max})_{ном}$	кгсм <sup>-2</sup>	61,0	63,8	63,0	57,8	61,0	52,6

Продолжение табл. 19—1

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов					
			А	Б	В	Г	Д	Е
10. Эффективная мощность двигателя при номинальной нагрузке	$N_{e ном}$	л. с.	60,0	50,0	39,0	60,0	43,0	48,0
11. Механический к. п. д. двигателя	$\eta$	—	0,820	0,805	0,826	0,815	0,804	0,82
12. Приведенный к валу двигателя момент инерции вращающихся деталей привода автомобиля	$I_0^{пр}$	кгмсек <sup>2</sup>	0,60	0,48	0,44	0,68	0,52	0,44
13. Число оборотов коленчатого вала при режиме холостого хода	$n_{1 х х}$	об/мин	1000	955	850	900	1100	1200
14. Число оборотов коленчатого вала двигателя при номинальной нагрузке	$n_{1 ном}$	об/мин	2400	2000	2100	2200	2600	2800
15. Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала при режиме холостого хода	$\delta_{х х}$	—	$\frac{1}{20}$	$\frac{1}{21}$	$\frac{1}{25}$	$\frac{1}{22}$	$\frac{1}{29}$	$\frac{1}{50}$
16. Угловая координата кривошипа для силового расчета	$\varphi_1$	град	30	60	405	210	270	390
17. Ход толкателя в кулачковом приводе клапанов	$h$	м	0,010	0,009	0,0075	0,0085	0,0080	0,007
18. Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	30	28	28	29	30	30

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов					
			А	Б	В	Г	Д	Е
19 Соотношение между ускорениями толкателя (рис 19—4)	$v = \frac{a_1}{a_2}$	—	3,05	2,95	3,2	3,1	3,0	3,05
20 Передаточное отношение колес 1 и 2	$i_{12}$	—	1,5	1,57	1,92	1,53	1,50	2,0
21 Модуль зубчатых колес и 1 и 2	$m_{1-2}$	мм	3,5	3,5	4,0	3,5	4,0	3,0
22 Число зубьев колеса 1	$z_1$	—	14	16	13	15	16	14
23 Угол наклона зуба для колес 1 и 2	$\beta$	град	25	30	23	30	25	25
24 Рабочий угол профиля кулачка	$\delta_{\text{раб}}$	град	110	112	108	110	116	120
25 Радиус ролика	$R_p$	мм	0,010	0,010	0,008	0,010	0,010	0,009
26 Число оборотов вала вентилятора	$n_v$	об/мин	422	445	420	424	400	400
27 Число сателлитов в планетарном редукторе	$K$	—	3	4	3	4	3	4
28. Параметры исходного контура реечного инструмента	$\alpha_0$	град	20	20	20	20	20	20
	$\chi_{\text{н}}$	—	1	0,8	1	1	0,8	1
	$\chi_{\text{с}}$	—	0,25	0,3	0,25	0,25	0,3	0,25

† 3,2\*

Значения давления в цилиндре двигателя в долях максимального давления  $p_{\text{max}}$  в зависимости от положения поршня

Таблица 19—2

Режим работы	Путь поршня (в долях хода $H$ )	$\frac{s_B}{H}$	0	0,025	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
			Номинальный при $n_{1\text{ном}}$	Расширение	0,69	1,0	0,590	0,328	0,214	0,148	0,100	0,079	0,069	0,062	0,043
	Выпуск			+0,013											
	Всасывание			—0,013											
	Сжатие	0,626	—	0,360	0,260	0,130	0,061	0,024	0,013	+0,009	—0,002	—0,008	0,010	—0,013	
Холостой при $n_{1\text{х}}$	Расширение	0,630	0,692	0,560	0,475	0,202	0,147	0,086	0,056	0,050	0,039	0,035	0,030	0,027	
	Выпуск				+0,012										
	Всасывание				—0,013										
	Сжатие	0,630	0,424	0,390	0,268	0,120	0,060	0,024	0,011	0,008	—0,002	—0,008	—0,010	—0,013	



## ЗАДАНИЕ № 20

### ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ БУРОВОЙ УСТАНОВКИ

#### Краткое описание установки

Буровая установка состоит из двигателя дизеля Д и бурового станка БС, связанных между собой клиноременной передачей (рис. 20—1). При бурении движение колонны труб

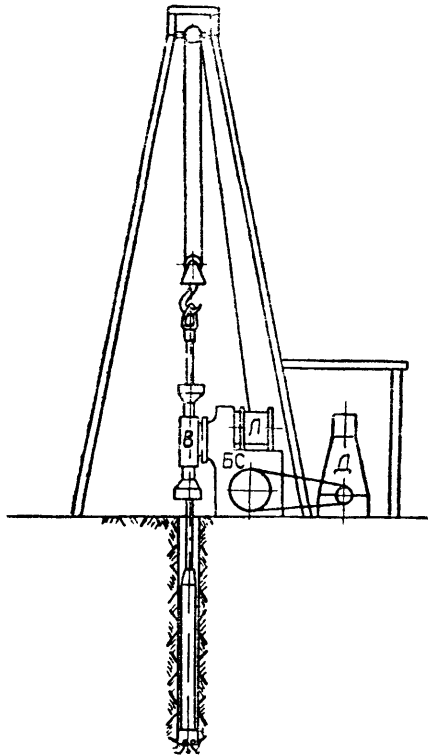


Рис 20—1 Общий вид буровой установки

с буровым инструментом на конце осуществляется при помощи вращателя В, связанного с приводным шкивом станка системой зубчатых механизмов (рис. 20—2). Подъем бурового инструмента и труб из скважины и опускание их в сква-

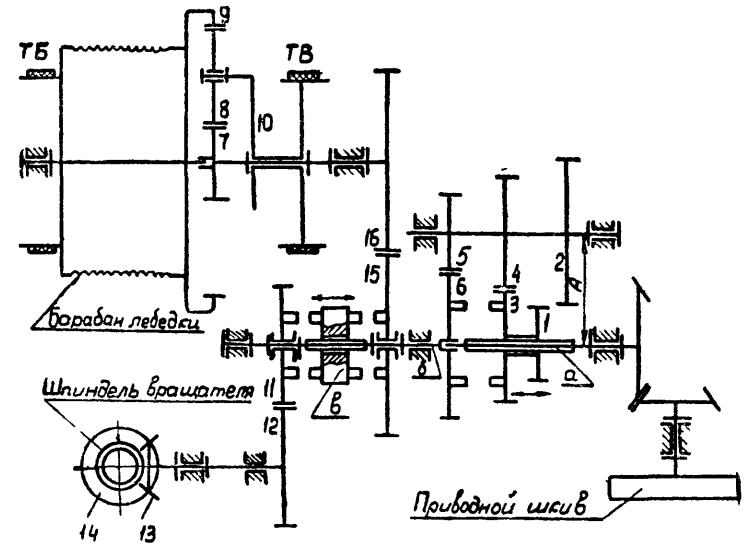


Рис 20—2 Кинематическая схема бурового станка

жину осуществляются при помощи лебедки Л (рис 20—1). Двигатель дизеля представляет собой одноцилиндровую, вертикальную, двухтактную машину, основным механизмом которой является кривошипно-ползунный (рис 20—3). Продолжительность цикла работы двухтактного двигателя соответствует одному обороту его коленчатого вала. Изменение давления газа на поршень в процессе движения поршня представлено индикаторной диаграммой (рис 20—4), данные для построения которой приведены в табл. 20—2

Момент сопротивления при бурении и момент собственных потерь двигателя не зависят от угла поворота вала

Очистка рабочего цилиндра двигателя от продуктов сгорания производится через выхлопные клапаны, которые при необходимости открываются по заданному закону (рис. 20—5 а) посредством кулачкового механизма с качающимся толкателем (рис 20—3). Кулачковый вал, кинематически связанный с коленчатым валом посредством зубчатой передачи (не показана на рис. 20—3), должен в двухтактном двигателе

ле вращаться с той же угловой скоростью, что и коленчатый вал. Выхлопные клапаны начинают открываться, когда коленчатый вал не дошел до нижней мертвой точки на угол  $\varphi'$ , и окончательно закрываются, когда коленчатый вал повернулся после нижней мертвой точки на угол  $\varphi''$  (рис. 20—5 б). Таким образом, работа клапанов строго увязана по фазам с вращением коленчатого вала, а следовательно, и с движением поршня.

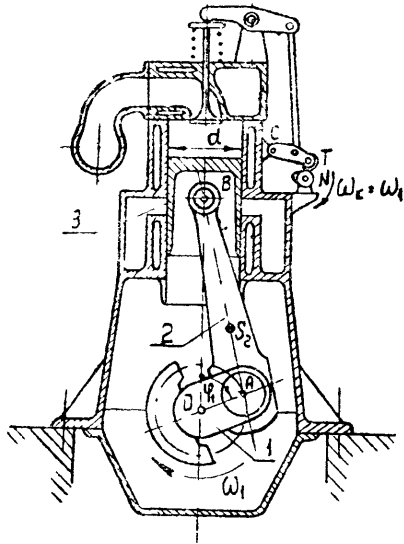


Рис 20—3 Поперечный разрез двигателя

Движение от приводного шкива станка (рис. 20—2) через коническую зубчатую передачу передается на первичный вал  $a$  коробки скоростей, откуда через зубчатые колеса 3—4 и 5—6 — на вторичный вал  $b$ , вдоль которого по шлицам может перемещаться кулачковая муфта  $v$ . На вторичном валу свободно сидят два колеса 11 и 15. При бурении кулачковая муфта передвинута в крайнее левое положение, вследствие чего ее кулачки введены в зацепление с кулачками зубчатого колеса 11, которое получает, таким образом, вращение. Далее движение через зацепление 11—12 и конические колеса 13—14

будет передано вертикальному шпинделю вращателя бурового станка. В то же время колесо 15 не будет вращаться, так как его кулачки не будут находиться в зацеплении с кулачками муфты. Следовательно, при бурении планетарный механизм лебедки и ее барабан остаются неподвижными.

Если бурение производится в твердой породе, то скорость вращения шпинделя надо уменьшить. Для этого перемещением блока зубчатых колес 1—3 колеса 3—4 выводятся из зацепления, а колеса 1—2 вводятся в зацепление. Для ускорения вращения шпинделя (при бурении в мягкой породе) блок зубчатых колес 1—3 передвигается в крайнее левое положение, в результате чего кулачки колеса 3 вводятся в за-

цепление с кулачками колеса 6; таким образом, первичный и вторичный валы коробки скоростей соединяются непосредственно.

При подъеме и опускании бурового инструмента и бурильных труб кулачковая муфта  $v$  передвинута в крайнее правое положение, и колесо 15 получает вращение. В то же

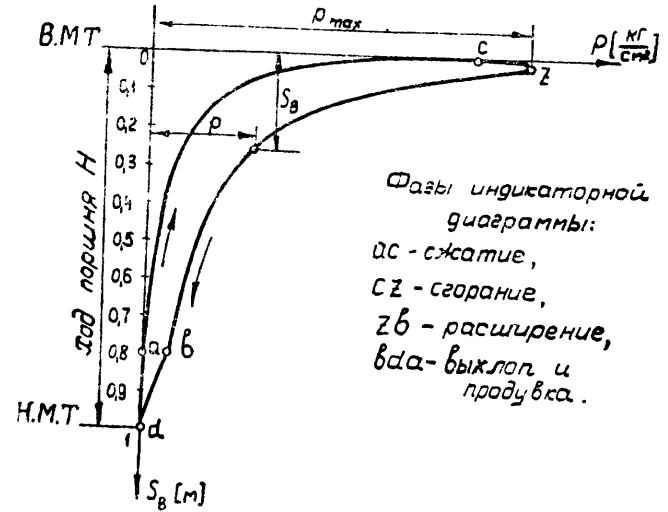


Рис. 20—4 Индикаторная диаграмма двигателя

время колесо 11, а следовательно, и шпиндель вращателя отсоединены от вторичного вала и неподвижны. Движение от колеса 15 через зацепление 15—16 передается колесу 7 планетарного механизма лебедки.

При подъеме тормоз барабана ТБ отпущен, а тормоз водила ТВ затянут, поэтому водило 10 остановлено и ось колеса 8 неподвижна. При этом механизм лебедки работает как обычная рядовая передача. При спуске тормоз водила ТВ отпускается, водило начинает вращаться, так что механизм лебедки превращается в планетарный и работает как дифференциал. Скорость вращения барабана при спуске регулируется тормозом ТБ.

## Объем и содержание курсового проекта

**Лист 1.** Проектирование основного механизма двигателя и определение его закона движения

1. Определение основных размеров звеньев механизма по заданным условиям (средняя скорость поршня; число оборотов вала в минуту; отношение длины шатуна к длине кривошипа).

2. Определение необходимого момента инерции маховых масс, обеспечивающих вращение коленчатого вала при установившемся режиме с заданным коэффициентом неравномерности. Определение момента инерции дополнительной маховой массы (маховика), устанавливаемой на коленчатом валу.

3. Построение диаграммы изменения угловой скорости коленчатого вала за время одного цикла установившегося режима работы.

Основные результаты расчета привести в табл. 1-1 (Приложение I).

**Примечание.** Веса звеньев и их моменты инерции даны приближенно. Центр тяжести коленчатого вала находится на его оси вращения, а центр тяжести поршня — в точке В.

**Лист 2.** Силовой расчет основного механизма двигателя с учетом динамических нагрузок

1. Определение углового ускорения звена привода по уравнению движения в дифференциальной форме (на основании исследования, выполненного на листе 1 проекта) в положении механизма, соответствующем заданному углу  $\varphi_1$ . Определение линейных ускорений центров тяжести и угловых ускорений звеньев.

2. Построение картины силового нагружения механизма.

3. Определение сил в кинематических парах механизма.

4. Оценка точности расчетов, выполненных на листах 1 и 2 проекта, по уравнению моментов или уравнению сил для ведущего или ведомого звена механизма.

Основные результаты расчета привести в табл. 1-2 (Приложение I).

**Лист 3.** Проектирование кулачкового механизма привода выхлопного клапана

1. Построение кинематических диаграмм движения толкателя (ускорения, скорости, перемещения) с учетом заданно-

го закона изменения тангенциального ускорения центра ролика толкателя (рис. 20—5 а).

2. Определение основных размеров кулачкового механизма наименьших габаритов с учетом максимально допустимого угла давления  $\alpha_{\text{доп}}$ .

3. Построение профиля кулачка (центрального и конструктивного).

4. Построение диаграммы угла давления в функции угла оворота кулачка.

Основные результаты расчета привести в табл. 1-3 (Приложение I).

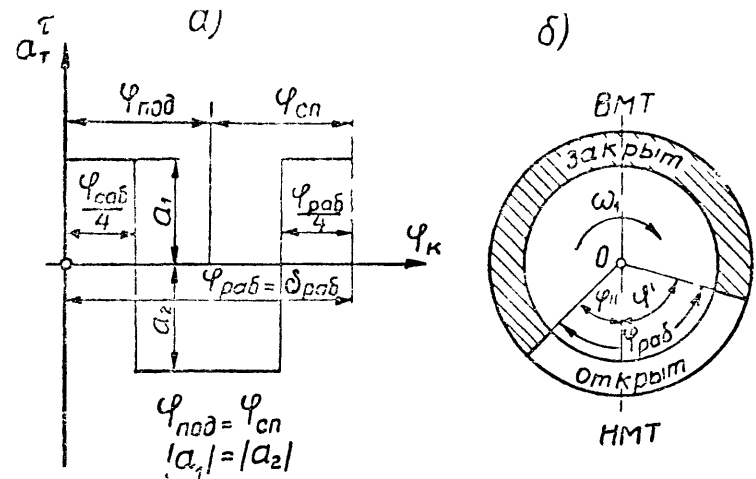


Рис. 20—5. а) Закон изменения ускорения центра ролика толкателя. б) Циклограмма фаз работы выхлопного клапана

**Лист 4.** Проектирование зубчатой передачи 1-й ступени коробки скоростей и планетарного механизма лебедки

1. Выполнение геометрического расчета эвольвентной зубчатой передачи  $z_1, z_2$  (рис. 20—2).

2. Построение схемы станочного зацепления при нарезании колеса с меньшим числом зубьев и профилирование зуба (включая галтель) методом огибания.

3. Вычерчивание схемы проектируемого зацепления с указанием основных размеров и элементов колес и передачи.

4. Проектирование планетарного механизма (подбор чисел зубьев) по заданному передаточному отношению механизма и числу сателлитов (рис 20—2). Допустимое отклонение  $i_{ред} \pm 5\%$ . Колеса механизма нулевые.

5. Построение треугольников линейных скоростей для звеньев планетарного механизма при работе лебедки на подъем бурового инструмента из скважины и при работе на спуск. Графическое определение угловых скоростей всех звеньев планетарного механизма при подъеме и спуске и передаточного отношения  $i_{7-9}$  при подъеме.

Основные результаты расчета привести в табл 1—4 (Приложение I).

**Примечание.** При подъеме водило планетарного механизма заторможено. При этом передаточное отношение  $i_{7-9}$  должно быть на единицу меньше заданного передаточного отношения,  $i_{7-10}$ . При спуске угловая скорость барабана лебедки в 2 раза больше, чем при подъеме, при спуске и подъеме угловая скорость колеса 7 одинакова

Таблица 20—1

Исходные данные	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
1 Средняя скорость поршня	$\frac{v_{ср}}{l_{AB}}$	м/сек	4,4	4,2	4,0	3,8	3,6
2 Отношение длины шатуна к длине кривошипа	$\frac{l_{OA}}{l_{AS2}}$	—	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4
3 Отношение расстояния от точки А до центра тяжести шатуна к длине шатуна	$\frac{l_{AB}}{d}$	—	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32
4 Диаметр цилиндра	$n_1$	м	0,18	0,19	0,20	0,21	0,22
5 Число оборотов коленчатого вала двигателя	$P_{max}$	об/мин	550	525	500	475	450
6 Максимальное давление в цилиндре двигателя	$P_{max}$	кг/см <sup>2</sup>	44	44	44	44	44
7 Вес шатуна	$G_2$	кг	16,2	18,0	20,0	22,1	24,2
8 Вес поршня	$G_3$	кг	24,3	27,1	30	33,1	36,2
9 Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр тяжести	$I_{2S}$	кг·м·сек <sup>2</sup>	0,081	0,090	0,10	0,11	0,121
10 Момент инерции коленчатого вала (без маховика)	$I'_{10}$	кг·м·сек <sup>2</sup>	0,182	0,203	0,225	0,248	0,272
11 Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала	$\delta$	—	1	1	1	1	1
12 Угловая координата кривошипа для силового расчёта ( $\angle BOA$ на рис. 20—3)	$\varphi_1$	град	120	110	100	90	80
13 Ход центра ролика толкателя (точки Г) кулачкового механизма (по дуге)	$h$	м	30	60	90	60	30
14 Длина коромысла толкателя	$l_{CT}$	м	0,016	0,017	0,018	0,019	0,020
			0,064	0,068	0,072	0,076	0,008

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
15. Радиус ролика толкателя	$R_p$	мм	0,013	0,014	0,015	0,016	0,017
16 Угловая координата начала открытия выхлопного клапана (рис 20—5б) — начала подъема толкателя	$\varphi'$	град	83	79	75	71	67
17 Угловая координата конца закрытия выхлопного клапана — конца спуска толкателя	$\varphi''$	град	50	47	45	43	40
18 Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	36	38	40	42	44
19 Межосевое расстояние в коробке передач (рис 20—2)	$A$	мм	156	148	140	136	132
20 Передаточное отношение первой ступени (рис 20—2)	$i_{12}$	—	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3
21 Модуль зубчатых колес 1 и 2	$m$	мм	8	8	8	8	8
22 Передаточное отношение планетарного механизма от колеса 7 к водителю 10 в случае, когда барабан лебедки неподвижен	$i_{7-10}$	—	3,5	3,8	4,0	4,2	4,5
23 Модуль зубчатых колес планетарного механизма	$m'$	мм	8	8	8	8	8
24 Число сателлитов в планетарном механизме	$K$	—	3	3	3	3	3
25 Число оборотов барабана лебедки в минуту при подъеме (на 1-й ступени коробки скоростей)	$n_9$	об/мин	23	22	22	22	21
26 Параметры исходного контура реечного инструмента	$\alpha_0$	град	20	20	20	20	20
	$\alpha_{и1}$	—	1	1	1	1	1
	$\alpha_{и2}$	—	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25

Таблица 20—2

Значения давления в цилиндре двигателя в долях максимального давления  $p_{max}$  в зависимости от положения поршня

Координата поршня (в долях хода $H$ )	$\frac{s_B}{H}$	0	0,02	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	
		Давление газа (в долях $p_{max}$ )	$\frac{p}{p_{max}}$	Для движения поршня вниз (фиг 20—3)											
0,863	1			0,863	0,602	0,340	0,238	0,170	0,129	0,10	0,082	0,068	0,034	0	
Для движения поршня вверх (фиг 20—3)															
		0,863	0,5	0,318	0,204	0,114	0,073	0,045	0,025	0,014	0,005	0,001	0	0	

## ЗАДАНИЕ № 21

### ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ АВТОМОБИЛЯ ПОВЫШЕННОЙ ПРОХОДИМОСТИ

#### Краткое описание работы механизмов автомобиля

Легкий автомобиль повышенной проходимости имеет четыре ведущих колеса и предназначен для перевозки грузов до 500 кг по горным и лесным дорогам со скоростью до 58 км/час. Колесный ход автомобиля (рис. 21—1) состоит из силовой установки (двигатель 1 с маховиком) и трансмис-

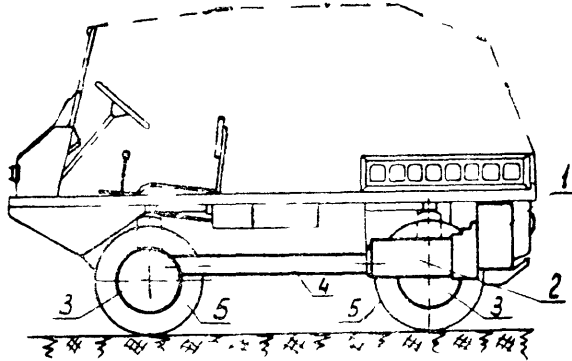


Рис. 21—1 Общий вид автомобиля

сии, включающей муфту сцепления с коробкой передач 2, ходовой механизм 3—4 и ведущие колеса 5.

Двухцилиндровый четырехтактный двигатель внутреннего сгорания (рис. 21—3) развивает мощность до 25 л с. Различают два режима работы двигателя: 1) номинальный режим (при движении автомобиля), когда муфта сцепления включена (коленчатый вал соединяется с остальными механизмами трансмиссии) и 2) холостой режим работы, когда муфта сцепления выключена. Рабочий цикл в каждом цилиндре двигателя совершается за два оборота коленчатого вала и характеризуется индикаторной диаграммой

(рис. 21—2) сплошной линией очерчена индикаторная диаграмма для номинального режима работы двигателя; пунктирной — для холостого режима

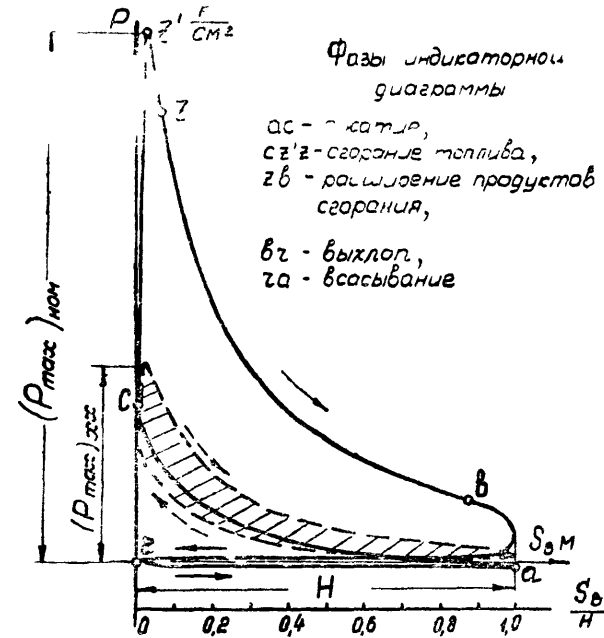


Рис. 21—2 Индикаторная диаграмма двигателя

данные для построения индикаторных диаграмм приведены в табл. 21—2. Основной механизм двигателя (рис. 21—3) состоит из двух одинаковых горизонтально-кривошипных механизмов (1—2—3 и 1—4—5), кривошипы которых располагаются под углом 180° друг к другу на одном оленчатом валу, на котором размещен маховик 17.

Порядок работы механизмов и чередование процессов в цилиндрах двигателя следующие

	Угол поворота коленчатого вала			
	0—180°	180—360°	360—540°	540—720°
Левый цилиндр	Расширение (р х)	Выпуск	Всасывание	Сжатие
Правый цилиндр	Всасывание	Сжатие	Расширение (р х)	Выпуск

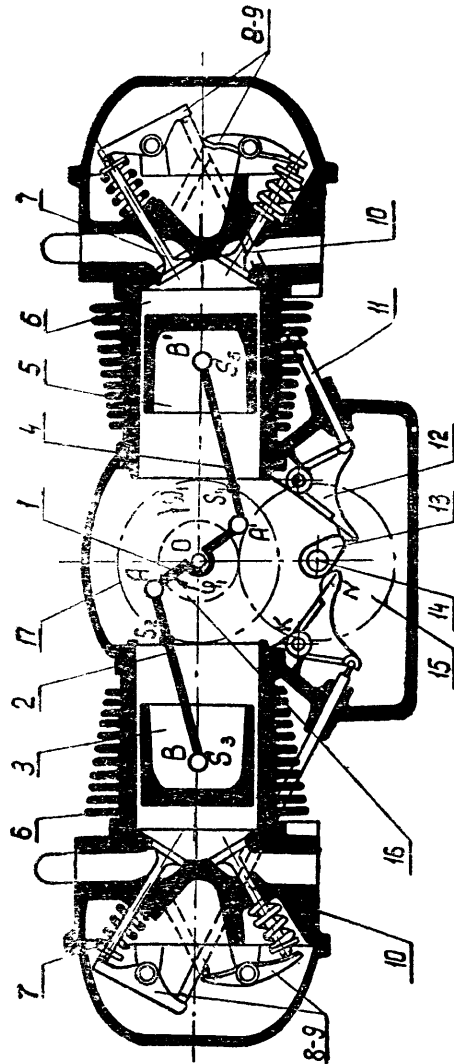


Рис 21—3. Схема расположения механизмов двигателя

Управление газораспределением в цилиндрах 6 осуществляется подвесными клапанами 7—10, которые приводятся в движение кулачковым механизмом 12—13 (рис. 21—3). Кулачки закреплены на валу 14, который кинематически связан с коленчатым валом через зубчатую передачу 15—16. Движение клапанам передается через рычажную систему 8—9—11—12, передаточное отношение которой  $i_{12-9} = \frac{\varphi_{12}}{\varphi_9}$ .

Качающийся толкатель 12 имеет ускорение, которое изменяется по закону, представленному на рис. 21—4. Работа клапанов строго увязана по фазам с вращением коленчатого вала, угловая скорость которого в два раза больше угло-

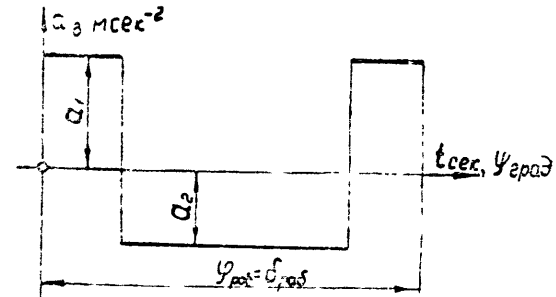


Рис. 21—4. Закон изменения ускорения толкателя кулачкового механизма

вон скорости кулачкового вала. Движение каждому ведущему колесу автомобиля передается от дифференциалов через карданный вал 18 и зубчатую передачу 19—20 (рис. 21—5). Планетарная коробка скоростей обеспечивает получение четырех скоростей и задний ход. 1-я передача, кинематическая схема которой представлена на рис. 21—6, состоит из колес 3—2—1—7—8—9 и водила в, образующих двойной планетарный механизм. Передаточное отношение коробки передач в этом случае  $i_1 = i_{3в} = i_{37} \cdot i_{7в}$ .

При проектировании и исследовании механизмов автомобиля считать известными параметры, приведенные в табл. 21—1.

**Лист 1. Проектирование основного механизма двигателя и определение закона его движения**

1 Определение основных размеров звеньев механизма по заданным условиям (средняя скорость поршня; число оборотов коленчатого вала при номинальной нагрузке двигателя; отношение длины шатуна к длине кривошипа)

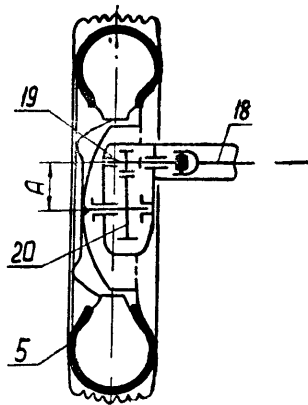


Рис 21—5 Схема механизма привода колеса

2. Определение необходимого момента инерции маховых масс, обеспечивающих вращение коленчатого вала с заданным коэффициентом неравномерности при установившемся

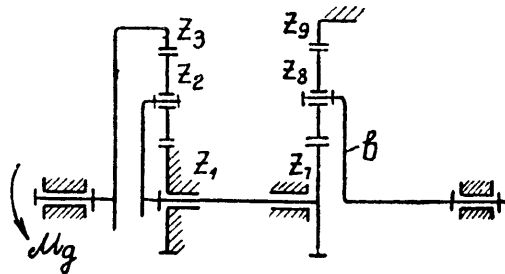


Рис 21—6 Схема 1-й передачи коробки скоростей.

режиме работы на холостом ходу. Определение момента инерции дополнительной маховой массы (маховика), установленной на коленчатом валу.

3 Построение диаграммы изменения угловой скорости коленчатого вала двигателя за время одного цикла установившегося режима работы на холостом ходу.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—1 (Приложение I).

**Примечание. 1.** При построении диаграммы силы давления газов, действующих на поршень, силой при всасывании и выхлопе пренебречь.

**2** Веса звеньев механизма и их моменты инерции даны ориентировочно

**Лист 2. Силовой расчет основного механизма двигателя**

1 Определение углового ускорения звена привода по уравнению движения в дифференциальной форме в положении механизма, соответствующем заданному углу  $\varphi_1$ . Определение линейных ускорений центров тяжести и угловых ускорений звеньев

2 Построение картины силового нагружения механизма

3 Определение сил в кинематических парах механизма.

4 Оценка точности расчетов, выполненных на листах 1 и 2 проекта, по уравнению моментов или уравнению сил для вводимого звена механизма.

Основные результаты расчета привести в табл 1—2 (Приложение 1)

**Примечание.** Для определения углового ускорения коленчатого вала при номинальном режиме.

а) угловая скорость вала принимается равной  $\omega_{1\text{ном}}$ ,

б) суммарный приведенный момент на коленчатом валу двигателя определяется по формуле

$$M^{\text{пр}} = \sum M_{\text{д}}^{\text{пр}} + M_{\text{с}}^{\text{пр}},$$

где  $\sum M_{\text{д}}^{\text{пр}}$  — сумма приведенных моментов движущих сил, действующих на поршни;

$M_{\text{с}}^{\text{пр}}$  — приведенный момент сопротивления, определяемый по формуле

$$M_{\text{с}}^{\text{пр}} = M_{\text{с}} = 716,2 \frac{N_{\text{л}}}{n_{1\text{ном}}} = 716,2 \frac{N_{\text{е ном}}}{\eta n_{\text{нм}}} \text{ кг},$$

в) суммарный приведенный момент инерции механизма определяется по формуле

$$I^{\text{пр}} = I_{10} + \sum I_{2-3}^{\text{пр}} + I_{10}^{\text{пр}};$$

здесь  $I_{10}^{\text{пр}}$  — приведенный момент инерции вращающихся деталей при-



вода от колеччатого вала к колесам (включая и колеса), а  $I_{10}$  и  $\Sigma I_{2-3}$  берутся из расчетов к листу 1.

2 При определении главного момента сил инерции колеччатого вала учесть приведенный момент инерции привода

$$M_{\phi S1} = (I_0^{пр} + I_{10}) \varepsilon_1.$$

### Лист 3. Проектирование кулачкового механизма привода впускного клапана

1. Определение числа оборотов кулачкового вала при номинальной нагрузке двигателя.

2. Построение кинематических диаграмм движения толкателя (перемещения, скорости и ускорения) по заданному закону изменения ускорения толкателя (рис. 21—4).

3. Определение основных размеров кулачкового механизма наименьших габаритов с учетом максимально допустимого угла давления  $\alpha_{дон}$ .

4. Построение профиля кулачка (центрового и конструктивного).

5. Построение диаграммы изменения угла давления в функции угла поворота кулачка.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—3 (Приложение I).

### Лист 4. Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора

1. Выполнение геометрического расчета эвольвентной зубчатой передачи  $z_{19}, z_{20}$  (рис. 21—5).

2. Построение схемы станочного зацепления при нарезании колеса с меньшим числом зубьев и профилирование зуба (включая галтель) методом огибания.

3. Вычерчивание схемы зацепления колес с указанием основных размеров и элементов колес и передачи.

4. Проектирование планетарного редуктора (выбор чисел зубьев) по заданному передаточному отношению  $i_{3a}$  редуктора и числу сателлитов. Допустимое отклонение  $i_{ред} \pm 5\%$ . Колеса планетарного редуктора нулевые; модуль колес принять равным единице.

5. Определение передаточного отношения, линейных скоростей и чисел оборотов звеньев спроектированного редуктора графическим способом.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—4 (Приложение I).

Таблица 21—1

### ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Наименование параметра	Обозначения	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
1. Средняя скорость поршня	$(v_B)_{cp}; (v_{B'})_{cp}$	м/сек	10,26	9,35	9,84	10,5	9,87
2. Диаметр цилиндра	$d$	мм	0,08	0,08	0,078	0,082	0,076
3. Отношение длины шатуна к длине кривошипа	$\frac{l_{AB}}{l_{OA}}; \frac{l_{A'B'}}{l_{OA'}}; \frac{l_{AS2}}{l_{A'S2}}$	—	3,6	3,57	3,48	3,46	3,58
4. Отношение расстояния от центра тяжести шатуна до точки А к длине шатуна	$\frac{l_{AB}}{l_{AB}}; \frac{l_{A'B'}}{l_{A'B'}}; \frac{l_{AS2}}{l_{AS2}}$	—	0,28	0,27	0,26	0,30	0,29
5. Число оборотов колеччатого вала двигателя при номинальной нагрузке	$n_{ном}$	об/мин	4400	4000	4100	4200	4300
6. Число оборотов колеччатого вала при холостом режиме	$n_{ix}$	об/мин	1600	1200	1250	1350	1450
7. Вес шатуна	$G_2; G_4$	кг	0,36	0,35	0,34	0,38	0,35
8. Вес поршня	$G_3; G_5$	кг	0,38	0,36	0,355	0,40	0,37
9. Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через центр тяжести шатуна	$I_{2S}; I_{4S}$	кг·мек <sup>2</sup>	0,00020	0,00018	0,00016	0,00022	0,00018
10. Максимальное давление в цилиндре двигателя при номинальной нагрузке	$(P_{max})_{ном}$	кгс/см <sup>2</sup>	28,8	25,4	26,5	26,8	27,0

Наименование параметра	Обозначения	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
11. Максимальное давление в цилиндре двигателя при холостом режиме	$(p_{\max})_x$	кгсм <sup>-2</sup>	10,8	9,9	10,3	10,5	10,6
12. Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала при холостом режиме	$\delta$	—	$\frac{1}{25}$	$\frac{1}{20}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{25}$
13. Момент инерции коленчатого вала (без маховика)	$I'_{10}$	кгмсек <sup>2</sup>	0,0006	0,0011	0,0010	0,0011	0,0009
14. Угловая координата кривошипа для силового расчета (рис. 21—3)	$\varphi_1$	град	30	60	150	90	120
15. Эффективная мощность двигателя при номинальной нагрузке	$N_{e \text{ ном}}$	л. с.	24,0	21,0	22,0	24,0	20,0
16. Механический к. п. д. двигателя	$\eta$	—	0,828	0,795	0,835	0,768	0,78
17. Приведенный к валу двигателя момент инерции вращающихся деталей привода автомобиля	$I_0^{\text{пр}}$	кгмсек <sup>2</sup>	0,10	0,11	0,098	0,10	0,11
18. Подъем клапана	$h_k$	м	0,0067	0,0075	0,0065	0,0067	0,007
19. Передаточное отношение рычажной системы привода клапана	$i_{12-9}$	—	0,9	0,8	0,99	0,96	0,93
20. Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{\text{доп}}$	град	28	29	30	28	28
21. Длина рычага толкателя (рис. 21—3)	$L_{NK}$	м	0,07	0,075	0,06	0,07	0,075

Продолжение табл. 21—1

Наименование параметра	Обозначения	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
22. Соотношение между ускорениями толкателя (рис. 21—4)	$\nu = \frac{a_1}{a_2}$	—	3,05	3,0	3,1	2,95	3,0
23. Угол рабочего профиля кулачка	$\delta_{\text{раб}}$	град	116	106	108	110	108
24. Радиус скругления толкателя кулачка	$R_T$	м	0,010	0,008	0,012	0,01	0,008
25. Межосевое расстояние колес 19 и 20 ходового механизма (рис. 21—5)	$A$	м	0,080	0,070	0,090	0,095	0,090
26. Передаточное отношение колес 19 и 20	$i_{19-20}$	—	2,71	2,4	2,72	2,63	2,56
27. Модуль зубчатых колес 19 и 20	$m$	мм	3,0	3,5	3,5	4,0	4,5
28. Угол наклона зуба для колес 19 и 20	$\beta$	град	0	30	35	30	35
29. Передаточное отношение 1-й передачи коробки скоростей (рис. 21—6)	$i_{36} = i_{37} \cdot i_{76}$	—	1,42·3,39	1,33·3,24	1,33·4,0	1,42·4,1	1,33× ×2,5
30. Число сателлитов в планетарном редукторе	$K$	—	3	3	3	3	3
31. Параметры исходного контура реечного инструмента	$\alpha_0$ $\chi_n$ $\chi_c$	град — —	20 1 0,25	20 1 0,25	20 1 0,25	20 1 0,25	20 1 0,25

Таблица 21—2

Значения давления в цилиндре двигателя в долях максимального давления  $p_{\max}$   
в зависимости от положения поршня

Путь поршня (в долях хода $H$ )		$\frac{s_B}{H}$	0	0,25	0,05	0,1	0,2	0,3
Холостой ход	Расширение	$\frac{p}{(p_{\max})_{\text{х х}}}$	0,60	1 0	0,81	0,62	0,4	0,29
	Выпуск		0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028
	Всасывание		+0,028	0	-0,028	-0,028	-0,028	-0,028
	Сжатие		0,60	0,46	0,40	0,30	0,18	0,11
Номинальный режим	Расширение	$\frac{p}{(p_{\max})_{\text{ном}}}$	0,40	1,0	0,96	0,83	0,62	0,46
	Выпуск		0,005	0,005	0,0054	0,005	0,005	0,005
	Всасывание		+0,005	0	-0,006	-0,006	-0,006	-0,006
	Сжатие		0,40	0,28	0,26	0,2	0,11	0,069

Продолжение табл. 21—2

Путь поршня (в долях хода $H$ )		$\frac{s_B}{H}$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Холостой ход	Расширение	$\frac{p}{(p_{\max})_{\text{х х}}}$	0,21	0,15	0,12	0,09	0,064	0,046	0,032
	Выпуск		0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,032
	Всасывание		-0,028	-0,028	-0,028	-0,028	-0,028	-0,028	-0,028
	Сжатие		0,068	0,038	0,018	0	-0,011	-0,02	-0,028
Номинальный режим	Расширение	$\frac{p}{(p_{\max})_{\text{ном}}}$	0,36	0,28	0,22	0,19	0,15	0,12	0,094
	Выпуск		0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,094
	Всасывание		-0,006	-0,006	-0,006	-0,006	-0,006	-0,006	-0,006
	Сжатие		0,046	0,03	0,014	0	-0,0014	-0,003	-0,006

## ЗАДАНИЕ № 22

### ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ СУДОВОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ С ДВИГАТЕЛЕМ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

#### Краткое описание работы механизмов силовой установки

Судовая силовая установка с двигателем внутреннего сгорания мощностью 40—80 л с используется в качестве главной на буксирных катерах небольшой мощности и транспортных судах речного флота. Такая силовая установка располагается в кормовой части судна (рис. 22—1) и состоит из следующих основных частей: двухцилиндрового двигателя внутреннего сгорания 1, реверс-редуктора 2, гребного вала 3 и гребного винта 4.

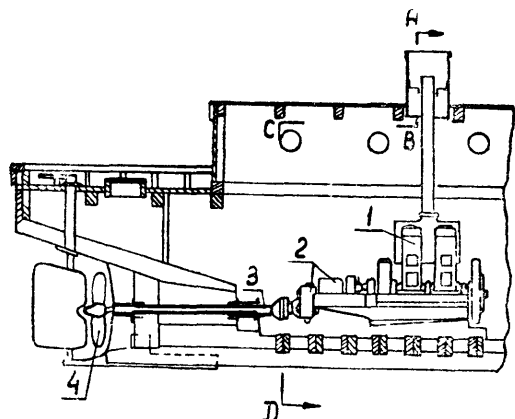


Рис 22-1 Общий вид установки

Двигатель в установке — нереверсивный вертикальный двухтактный с воспламенением от сжатия. Основной механизм двигателя согласно схеме (рис. 22—2) состоит из двух кривошипно-ползунных механизмов с общей стойкой 6 (каркасом, включающим цилиндры) и коленчатым валом 1,

с двумя шатунами 2 и 4 и с двумя поршнями (ползунами) 3 и 5. Угол между коленами (кривошипами) вала 1 равен  $180^\circ$ .

В двухтактном двигателе при движении поршня вниз в цилиндре происходит сгорание впрыснутого топлива и расширение продуктов сгорания, а при движении его вверх —

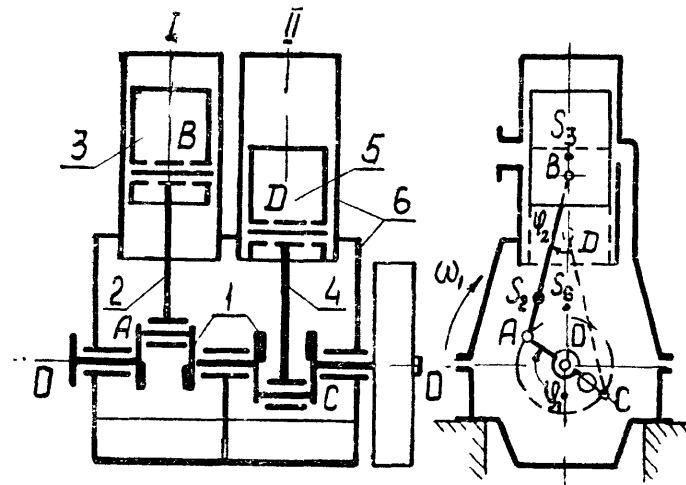


Рис 22-2 Кинематическая схема механизма двигателя

сжатие воздуха, нужного для сгорания. Закон изменения давления газа в цилиндре двигателя при перемещении поршня показан на индикаторной диаграмме (рис. 22—3), а данные для ее построения приведены в табл. 22—2.

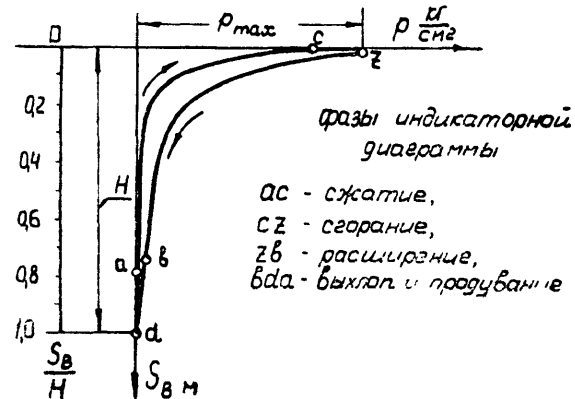


Рис 22-3 Индикаторная диаграмма двигателя

Кулачковый механизм топливного плунжерного насоса представлен на рис. 22—4. Его кулачок 1 насажен непосредственно на коленчатый вал двигателя. Коромысловый толкатель 2 в виде жесткого  $\triangle BCD$  с роликом 3 передает движение плунжерам 4 и 5. Точка  $D$  является центром сферической опорной поверхности радиуса  $R$ . Закон изменения ускорения плунжеров 4 и 5 дан на рис. 22—5.

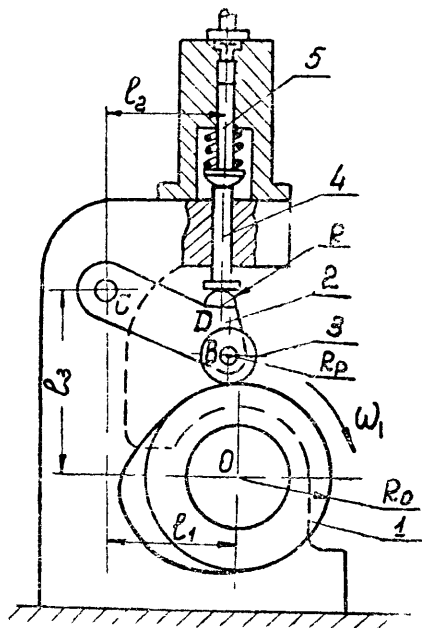


Рис 22—4 Схема кулачкового механизма

Реверс-редуктор (рис. 22—6) состоит из планетарного реверса (реверсивной муфты) и одноступенчатого редуктора из цилиндрических колес 6 и 7. Планетарный реверс представляет собой дифференциал с цилиндрическими прямозубыми ( $\beta = 0$ ) колесами 2, 3, 4 и 5. Вал водила 1 постоянно соединен с коленчатым валом двигателя. Колесо 7 редуктора передает вращение гребному валу и винту.

Для движения судна вперед включается фрикционная муфта  $L$ , связывающая колеса 2 и 5, вследствие чего водило 1, колеса 2, 3, 4 и 5 вращаются как одно целое вокруг геометрической оси колеса 2 и водила. Передаточное отношение реверса при этом будет равно  $i_{12пр} = +1$ .

При движении судна назад замыкается фрикционная муфта  $M$  (муфта  $L$  при этом выключается), вследствие чего колесо 5 останавливается и колесо 2 получает вращение в обратную сторону. Передаточное отношение реверса при этом станет  $i_{12об} = -1$ .

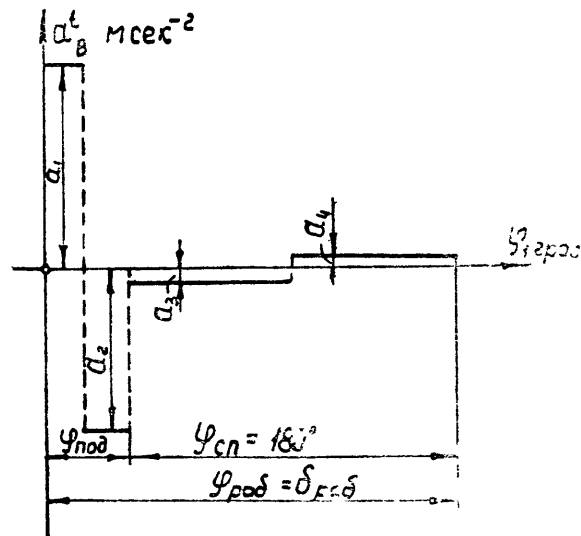


Рис 22—5 Закон изменения ускорения толкателя кулачкового механизма

Для остановки гребного вала, а следовательно, и судна, т. е. для холостого хода двигателя, необходимо выключить обе фрикционные муфты.

При проектировании и исследовании механизмов судовой установки считать известными параметры, приведенные в табл. 22—1.

### Объем и содержание курсового проекта

Лист 1. Проектирование основного механизма двигателя и определение закона его движения

1. Определение основных размеров звеньев механизма по заданным условиям (средняя скорость поршня; число оборотов коленчатого вала; отношение длины шатуна к длине кривошипа).

2. Определение необходимого момента инерции маховых масс, обеспечивающих вращение коленчатого вала с задан-

ным коэффициентом неравномерности при установившемся режиме работы. Определение момента инерции дополнительной маховой массы (маховика), закрепленной на коленчатом валу.

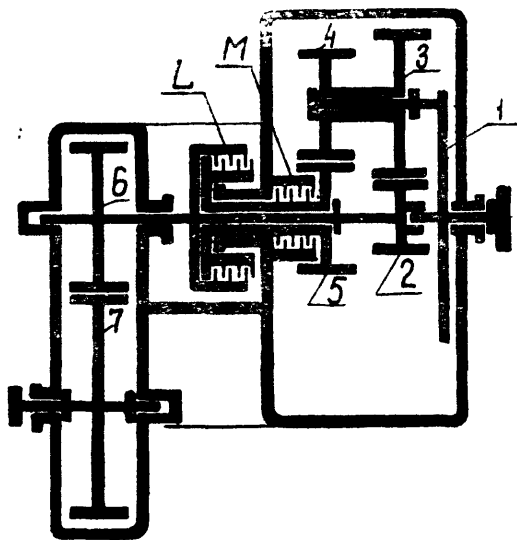


Рис 22—6. Кинематическая схема реверс-редуктора

3. Построение диаграммы изменения угловой скорости коленчатого вала за время одного цикла установившегося режима работы.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—1 (Приложение I).

**Примечание.** 1. Веса звеньев основного механизма и их моменты инерции даны ориентировочно.

2. Величину приведенного момента сопротивления  $M_{с1}^{пр}$  из диаграммы ( $M_{с1}^{пр}, \varphi_1$ ) сверить со значением этого момента, полученного по формуле

$$M_{с1}^{пр} = M_{с1} = 716,2 \frac{N_e}{\eta n_1} \text{ кгм.}$$

**Лист 2.** Силовой расчет основного механизма двигателя

1. Определение углового ускорения звена приведения по уравнению движения в дифференциальной форме (на осно-

вании исследования, выполненного на листе 1 проекта) в положении механизма, соответствующем заданному углу  $\varphi_1$ .  
Определение линейных ускорений центров тяжести и угловых ускорений звеньев.

2. Построение картины силового нагружения механизма.

3. Определение сил в кинематических парах механизма.

4. Оценка точности расчетов, выполненных на листах 1 и 2 проекта, по уравнению моментов или уравнению сил для ведущего или ведомого звена механизма.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—2 (Приложение I).

**Лист 3.** Проектирование кулачкового механизма топливного плунжерного насоса двигателя

1. Построение кинематических диаграмм движения толкателя (ускорения, скорости и перемещения) по заданному закону изменения ускорения толкателя (рис. 22—5).

2. Определение основных размеров кулачкового механизма наименьших габаритов с учетом максимально допустимого угла давления  $\alpha_{доп}$ .

3. Построение профиля кулачка (центрального и конструктивного).

4. Построение диаграммы изменения угла давления в функции угла поворота кулачка.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—3 (Приложение I).

**Примечание.** 1. Опускание толкателя происходит с постоянным ускорением, отношение абсолютных значений которого  $\omega_{оп} = |a_4| : |a_3| = 1$ , при повороте кулачка на  $180^\circ$ .

2. При построении схемы толкателя следует учесть, что прямая CD (рис. 22—5) на нем должна располагаться перпендикулярно оси плунжера 4 в момент, когда плунжер находится в середине своего хода.

3. При определении минимального радиуса ( $r_0$  и  $R_0$ ) кулачка следует учесть величину наименьшего по условиям прочности радиуса  $R_{им}$  кулачка.

**Лист 4.** Проектирование зубчатой передачи и планетарного реверс-редуктора

1. Выполнение геометрического расчета эвольвентной зубчатой передачи  $z_6, z_7$  (рис. 22—6).

2. Построение схемы станочного зацепления при нарезании колеса с меньшим числом зубьев и профилирование зуба (включая галтель) методом огибания.

3. Вычерчивание схемы зацепления колес с указанием основных размеров и элементов колес и передачи.

4. Проектирование планетарного реверс-редуктора (подбор чисел зубьев) по заданному передаточному отношению  $i_{12 об} = -1$  и числу сателлитов. Колеса реверс-редуктора нулевые.

5. Определение передаточного отношения, линейных скоростей и чисел оборотов звеньев спроектированного редуктора графическим способом.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—4 (Приложение I).

Примечание. При подборе чисел зубьев планетарного реверс-редуктора необходимо предварительно определить сумму чисел зубьев колес 2 и 3 или 4 и 5 из формулы:  $A = \frac{m}{2} (z_2 + z_3) = \frac{m}{2} (z_4 + z_5)$ .

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Таблица 22—1

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
1. Средняя скорость поршня	$(v_B)_{ср}; \frac{(v_D)_{ср}}{l_{AB}}$	мсек <sup>-1</sup>	5,0	5,0	5,0	4,95	4,3
2. Отношение длины шатуна к длине кривошипа	$\frac{l_{OA}}{l_{AS2}}, \frac{l_{OC}}{l_{CS4}}$	—	3,8	3,8	4,0	4,07	3,87
3. Отношение расстояния от точки А (С) до центра тяжести S <sub>2</sub> (S <sub>4</sub> ) к длине шатуна	$\frac{l_{AB}}{l_{AB}}, \frac{l_{CD}}{l_{CD}}$	—	0,37	0,37	0,333	0,365	0,31
4. Диаметр цилиндра	$d$	мм	0,165	0,165	0,190	0,160	0,200
5. Число оборотов коленчатого вала при номинальной нагрузке	$n_1$	об/мин	750	750	500	550	430
6. Число оборотов гребного винта при номинальной нагрузке	$n_в = n_1$	об/мин	405 ± 2%	360 ± 2%	304 ± 2%	400 ± 2%	340 ± 2%
7. Эффективная мощность двигателя при номинальной нагрузке	$N_e$	л. с.	40	60	85	60	50
8. Вес коленчатого вала с маховиком	$G_1$	кг	365	377	680	620	755
9. Вес шатуна	$G_2; G_4$	кг	19	19	33	21	43
10. Вес поршня	$G_3; G_5$	кг	16	16	31	19	41
11. Момент инерции коленчатого вала без маховика	$I_{10}$	кг·мсек <sup>2</sup>	0,125	0,125	0,485	0,325	0,625
12. Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр тяжести	$I_{2S}; I_{4S}$	кг·мсек <sup>2</sup>	0,055	0,055	0,18	0,12	0,25

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
13. Момент инерции движущихся частей реверс-редуктора (приведенный к входному валу)	$I_{pp}^{пр}$	кгмсек <sup>2</sup>	0,097	0,200	1,884	0,320	0,630
14. Маховой момент гребного вала с винтом	$GD^2$	кгм <sup>2</sup>	24	56	115	32	42
15. Механический к. п. д. двигателя	$\eta$	—	0,765	0,777	0,760	0,757	0,753
16. Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала при номинальной нагрузке	$\delta$	—	1/100	1/100	1/80	1/95	1/65
17. Угловая координата кривошипа для силового расчета (рис. 22—2)	$\varphi_1$	град	60	30	210	240	30
18. Наибольшее перемещение точки В толкателя (рис. 22—4)	$h_B$	м	0,005	0,008	0,020	0,010	0,013
19. Наименьший радиус кулачка, определяемый прочностью вала и кулачка	$R_{\text{нм}}$	м	0,050	0,050	0,075	0,060	0,080
20. Длина рычага BC толкателя (рис. 22—4)	$l_{BC} - l_2$	м	0,060	0,080	0,160	0,080	0,110
21. Горизонтальная проекция межосевого расстояния (рис. 22—4)	$l_1$	м	0,060	0,060	0,120	0,070	0,080
22. Отношение сторон $\triangle BCD$ на толкателе (рис. 22—4)	$l_{BC} : l_{CD} : l_{BD}$	—	1,0,8:0,5	1:0,6,0,5	1:0,6:0,6	1:0,7:0,4	1,0,6:0,5

Продолжение табл. 22—1

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
23. Угол рабочего профиля кулачка	$\delta_{\text{раб}}$	град	216	225	216	220	225
24. Отношение абсолютных значений ускорений толкателя при его подъеме	$\gamma_{\text{под}} = \frac{ a_1 }{ a_2 }$	—	1,0	1,25	1,25	1,5	1,0
25. Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{\text{доп}}$	град	38	40	37	39	38
26. Межосевое расстояние зубчатых колес планетарного реверса	$A_{23} = A_{45}$	мм	135,0	165,0	288,0	198,0	234,0
27. Модуль зубьев колес реверса	$m_{23} = m_{45}$	мм	5,0	5,5	8,0	6,0	6,0
28. Число сателлитов в планетарном реверсе	$K$	—	3	3	3	3	3
29. Межосевое расстояние колес редуктора	$A_{67}$	мм	150,0	170,0	225,0	175,0	190
30. Модуль зубьев колес редуктора	$m_{67}$	мм	8,0	9,0	12,0	9,0	11,0
31. Угол наклона линии зубьев колес редуктора	$\beta_{67}$	град	23	23	30	30	20
32. Параметры исходного контура режущего инструмента	$\alpha_0$ $\chi_{\text{н}}$ $\chi_{\text{с}}$	град — —	20 1 0,25	20 1 0,25	20 1 0,25	20 1 0,25	20 1 0,25



Координаты рабочей характеристики (индикаторной диаграммы)  
двухтактного двигателя внутреннего сгорания

Перемещение поршня в долях его хода, считая от верхнего крайнего положения $s/H$	Давление газа на поршень в $\kappa\Gamma\text{см}^{-2}$ при различных его положениях для вариантов									
	А		Б		В		Г		Д	
	расширение	сжатие	расширение	сжатие	расширение	сжатие	расширение	сжатие	расширение	сжатие
0	50,0	39,0	49,5	39,0	60,5	39,0	49,5	37,0	44,0	37,0
0,010	51,4	30,6	51,4	30,6	61,5	31,2	51,1	28,7	45,4	28,5
0,015	50,4	27,6	51,6	27,6	61,0	28,3	51,3	25,7	45,6	25,6
0,020	47,6	25,0	51,6	25,0	60,0	25,8	51,5	23,2	45,6	23,2
0,025	43,8	22,8	51,4	22,8	54,0	23,6	51,4	21,1	44,5	21,0
0,05	31,6	15,5	39,1	15,5	38,7	16,2	44,34	14,2	30,8	14,1
0,10	18,2	8,8	23,4	8,8	23,9	9,3	25,3	8,0	17,8	7,9
0,20	9,2	4,0	11,9	4,0	12,6	4,3	12,4	3,7	8,8	3,6
0,30	5,7	2,2	7,5	2,2	8,1	2,4	7,6	2,1	5,4	2,0
0,40	3,9	1,3	5,2	1,3	5,7	1,4	5,8	1,3	3,7	1,2
0,50	2,8	0,8	3,9	0,8	4,3	0,8	3,8	0,7	2,6	0,7
0,60	2,1	0,4	2,9	0,4	3,3	0,5	2,8	0,4	1,9	0,4
0,70	1,6	0,2	2,3	0,2	2,6	0,2	2,2	0,2	1,5	0,2
0,80	1,2	0,1	1,8	0,1	2,1	0,1	1,7	0,1	1,1	0,1
0,85	0,6	0,1	1,1	0,1	1,7	0,1	0,8	0,1	0,6	0,1
0,90	0,1	0,1	0,1	0,1	0,6	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
1,00	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1

## ЗАДАНИЕ № 23

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ  
ПРИВОДА АНТЕННЫ РАДИОЛОКАТОРА

## Краткое описание работы механизмов привода антенны

Антенна радиолокатора предназначена для обнаружения какой-либо цели в атмосфере. Рефлектор 3 антенны с облучателем 4 (рис. 23—1) совершает два основных движения: вращение вокруг вертикальной оси и одновременно колебание вокруг горизонтальной оси. Рефлектор укреплен на платформе 9, вращение которой вокруг вертикальной оси осуществляется механизмом кругового обзора, включающим электродвигатель 5, планетарный редуктор 6 и цилиндрическую зубчатую передачу 7—8. Колебание рефлектора антенны вокруг горизонтальной оси осуществляется механизмом секторного обзора, установленным на платформе. Механизм секторного обзора антенны имеет самостоятельный электродвигатель 10, который передает вращение кривошипу 1 через планетарный редуктор 11 и червячную передачу. При помощи шатуна 2 движение от кривошипа 1 передается рефлектору 3, который совершает колебательные движения, отклоняясь от горизонтальной оси на угол  $\gamma$ . При движении механизмов кругового и секторного обзора в опорах вращения платформы, а также рефлектора преодолеваются силы трения, величина которых пропорциональна ветровой нагрузке.

Момент сопротивления вращению платформы антенны (момент трения в опорах) приближенно определяется по формуле:

$$M_{c9} = M_{c9}^{пр} = 0,002 v^2 F |\cos \varphi| \kappa\Gamma\text{м},$$

где  $v$  — скорость ветра, м/сек,

$$F = \frac{\pi D^2}{4} \text{ — площадь рефлектора, воспринимающая силу ветра, м}^2,$$

$\varphi$  — угол поворота платформы антенны по отношению к начальному положению, в котором направление ветра перпендикулярно плоскости рефлектора.

При проектировании и исследовании механизмов антенны радиолокатора считать известными параметры, приведенные в табл. 23—1.

В радиолокационной установке отсутствует кулачковый механизм. Проектирование этого механизма провести по до-

полнительному заданию (Приложение II, рис. II—1 а, рис. II—2, табл. II—1).

### Объем и содержание курсового проекта

**Лист 1.** Проектирование механизма секторного обзора и определение законов движения ведущего кривошипа и платформы антенны

1. Определение необходимого момента инерции маховых масс, обеспечивающих вращение вала платформы антенны с заданным коэффициентом неравномерности при установившемся режиме работы.

2. Определение момента инерции дополнительной маховой массы (маховика), установленной на валу платформы.

3. Построение диаграммы изменения угловой скорости вала платформы антенны за время одного цикла установившегося режима работы.

4. Определение основных размеров звеньев механизма секторного обзора.

5. Построение диаграммы изменения угловой скорости ведущего кривошипа  $OA$  за время одного цикла установившегося режима работы.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—1 г (Приложение I).

**Примечание.** 1. Считать, что закон изменения приведенного к валу  $O$  момента сопротивления  $M_{C3}^{np}$  (момента трения при повороте рефлектора вокруг опор  $C$ ) за один оборот кривошипа  $OA$  аналогичен закону изменения момента сопротивления  $M_{C0}$  за один оборот платформы антенны, величина момента  $M_{C3}^{np}$  составляет 20% от величины  $M_{C0}$ .

При построении диаграммы ( $M_{C3}^{np}$ ,  $\varphi_1$ ) за начальное положение механизма принять то положение, при котором  $\varphi_1 = 0$  (рис. 23—1).

2. Момент инерции рефлектора относительно оси, проходящей через его центр тяжести, приближенно определяется по формуле

$$I_{3S} = \frac{m_3 D^2}{16} \text{ кг мсек}^2$$

**Лист 2.** Силовой расчет механизма секторного обзора

1. Определение углового ускорения звена привода по уравнению движения в дифференциальной форме (на основании исследования, выполненного на листе 1 проекта) в положении механизма, соответствующем заданному углу  $\varphi_1$ . Определение линейных ускорений центров тяжести и угловых ускорений звеньев.

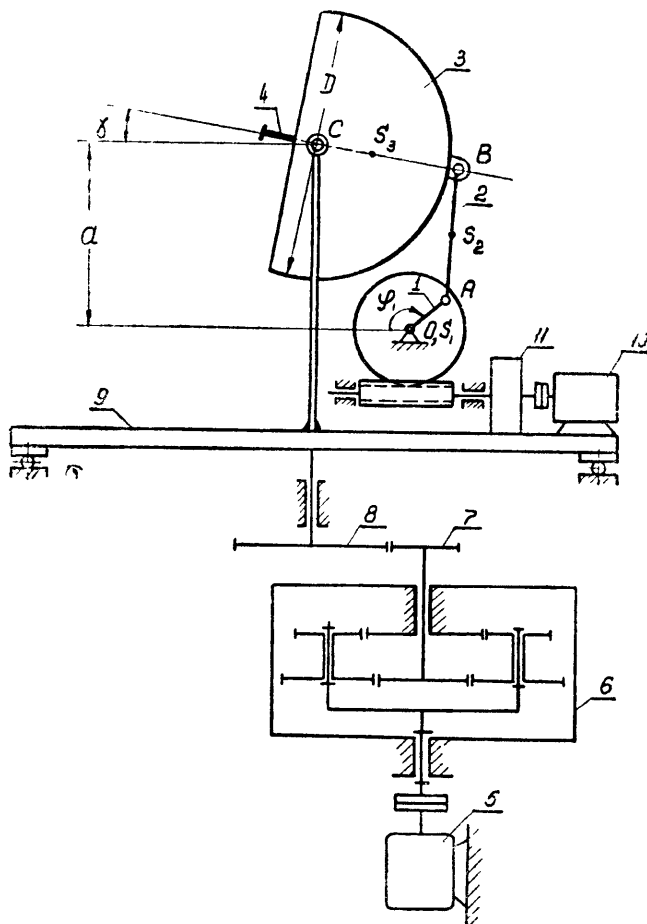


Рис 23 -1 Механизмы привода антенны радиолокатора

2. Построение картины силового нагружения механизма.
3. Определение сил в кинематических парах механизма.
4. Оценка точности расчетов, выполненных на листах 1 и 2 проекта, по уравнению моментов или уравнению сил для ведущего или ведомого звена механизма.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—2 (Приложение I).

Примечание. При определении сил в кинематических парах механизма условно считать, что опоры *C* расположены в плоскости механизма.

### Лист 3. Проектирование кулачкового механизма

1. Построение кинематических диаграмм движения толкателя (ускорения, скорости и перемещения) с учетом заданного закона движения толкателя (приложение II, рис. II—2).

2. Определение основных размеров кулачкового механизма наименьших габаритов с учетом максимально допустимого угла давления  $\alpha_{доп}$ .

3. Построение профиля кулачка (центрального и конструктивного).

4. Построение диаграммы изменения угла давления в функции угла поворота кулачка.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—3 (Приложение I).

### Лист 4. Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора привода платформы антенны

1. Выполнение геометрического расчета эвольвентной зубчатой передачи  $z_7, z_8$  (рис. 23—1).

2. Построение схемы станочного зацепления при нарезании колеса с меньшим числом зубьев и профилирование зуба (включая галтель) методом огибания.

3. Вычерчивание схемы зацепления колес с указанием основных размеров и элементов колес и передачи.

4. Проектирование планетарного редуктора (рис. 23—1) (подбор чисел зубьев) по передаточному отношению редуктора и числу сателлитов. Допустимое отклонение  $i_{ред} \pm 5\%$ . Колеса планетарного редуктора нулевые; модуль колес принять равным единице.

5. Определение передаточного отношения, линейных скоростей и чисел оборотов звеньев спроектированного редуктора графическим способом.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—4 (Приложение I).

Таблица 23—1

### ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
1. Число оборотов вала электродвигателя $5$	$n_5$	об/мин	1000	1100	900	1200	800
2. Число оборотов платформы антенны	$n_6$	об/мин	30	35	28	38	25
3. Число колебаний рефлектора	$n_3$	об/мин	28	33	26	36	24
4. Угол отклонения облучателя от горизонтальной оси	$\gamma$	град	10	10	10	10	10
5. Длина коромысла	$l_{BC}$	м	0,5	0,75	1,0	1,25	1,50
6. Расстояние между точками $O$ и $C$ механизма секторного обзора	$l_{OC}$	м	0,7	1,0	1,3	1,5	2
7. Вертикальная проекция межосевого расстояния	$a$	м	0,4	0,55	0,6	0,6	0,9
8. Вес кривошипа с валом	$G_1$	кг	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
9. Вес шатуна	$G_2$	кг	3,0	4,5	6,0	7,0	8,0
10. Вес рефлектора с облучателем	$G_3$	кг	5,0	7,5	9,0	10,5	12,0
11. Отношение расстояния от точки $A$ до центра тяжести $S_2$ шатуна к общей длине шатуна	$l_{AS2} / l_{AB}$	—	0,30	0,25	0,35	0,28	0,32
12. Отношение расстояния от точки $B$ до центра тяжести $S_3$ рефлектора к длине $l_{BC}$	$l_{BS3} / l_{BC}$	—	0,3	0,4	0,35	0,25	0,35
13. Диаметр рефлектора	$D$	м	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
14. Момент инерции кривошипа $I$ , редуктора $I_1$ , ротора двигателя $I_0$ относительно вала $O$	$I_1, I_0$	кг·м <sup>2</sup>	0,10	0,12	0,15	0,18	0,20

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
15. Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр тяжести	$I_{2S}$	кг·мсек <sup>2</sup>	0,010	0,015	0,020	0,025	0,030
16. Момент инерции платформы 9 (вместе с двигателем 10, редуктором 11, механизмом секторного обзора и рефлектором) относительно оси вращения платформы	$I_9$	кг·мсек <sup>2</sup>	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00
17. Момент инерции колеса 8 относительно оси вращения	$I_8$	кг·мсек <sup>2</sup>	0,0005	0,0006	0,0007	0,0008	0,0009
18. Момент инерции колеса 7 и планетарного редуктора 6 относительно оси вращения колеса 7	$I_7$	кг·мсек <sup>2</sup>	0,003	0,0035	0,004	0,0045	0,005
19. Маховой момент ротора двигателя 5	$GD_5^2$	кг·м <sup>2</sup>	0,028	0,030	0,025	0,035	0,024
20. Коэффициент неравномерности вращения платформы антенны	$\delta$	—	$\frac{1}{50}$	$\frac{1}{40}$	$\frac{1}{50}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{20}$
21. Скорость ветра	$v$	м/сек	30	28	35	33	25
22. Угловая координата кривошипа для силового расчета	$\varphi_1$	град	90	90	90	90	90
23. Число зубьев колеса 7	$z_7$	—	9	10	11	12	13
24. Число зубьев колеса 8	$z_8$	—	17	18	20	21	22
25. Модуль колес 7 и 8	$m$	мм	4	4	4	5	5
26. Угол наклона зубьев для колес 7 и 8	$\beta$	град	20	15	0	15	20
27. Параметры исходного контура реечного инструмента	$\alpha_0$ $\kappa_n$ $\kappa_c$	град — —	20 1 0,25	20 1 0,25	20 1 0,25	20 1 0,25	20 1 0,25

## ЗАДАНИЕ № 24

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ФОТОЗАТВОРА

## Краткое описание работы фотозатвора

Фотозатвор предназначен для регулирования выдержки съемки, с помощью фотозатвора открывают объектив на необходимый промежуток времени и вновь закрывают его (экспонирование пленки), т. е. регулируют продолжительность действия света на светочувствительный материал.

Механизм фотозатвора (рис. 24—1а и б) состоит из четырехшарнирного механизма OABF и присоединенного к нему кулисного механизма с ведомым коромыслом ED. На рис. 24—1а изображен центральный затвор, который открывает и закрывает объектив с помощью тонких лепестков 6, расположенных между его линзами.

Фотозатвор имеет следующие основные детали: заводную пружину 9, коромысло 1, шатун 2, кулису 4, штифты лепестков 3 и лепестки 6.

Фотозатвор работает следующим образом: при нажатии на спусковую кнопку (на чертеже не показана) под действием пружины 9 начинает поворачиваться коромысло 1 и с помощью шатуна 2 поворачивает кулису 4. Штифты 3 трех лепестков 6 скользят по прорезям 5 кулисы 4, в результате чего лепестки открывают и закрывают световое отверстие затвора, поворачиваясь вокруг осей 7, укрепленных в корпусе затвора 8.

В начальный момент механизм занимает положение OABFDE (рис. 24—1б). При повороте коромысла OA по часовой стрелке лепесток 6 (коромысло ED) переходит из крайнего левого положения в правое, открывая объектив. В момент наибольшего открытия объектива коромысло ED находится в крайнем правом положении, а коромысло OA и шатун AB располагаются на одной прямой. При дальнейшем повороте коромысла OA по часовой стрелке лепесток 6 возвращается в исходную позицию, и механизм занимает положение OA'BFDE.

Перед каждым циклом заводная пружина закручивается поворотом рукоятки по часовой стрелке. При этом, чтобы не засветить пленку, специальное устройство разъединяет шатун 2 с кулисой 4. В начальном положении механизма шатун и кулиса соединяются вновь.

В фотозатворе, изображенном на рис. 24—1 а и б, отсутствуют зубчатая передача, планетарный редуктор и кулачковый механизм.

Проектирование кулачкового механизма производится по дополнительной схеме (Приложение II, рис. II—1 а, табл. II—2); проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора — по дополнительной схеме (Приложение III, рис. III—2, табл. III—2).

При проектировании и исследовании механизма фотозатвора считать известными параметры, приведенные в табл. 24—1.

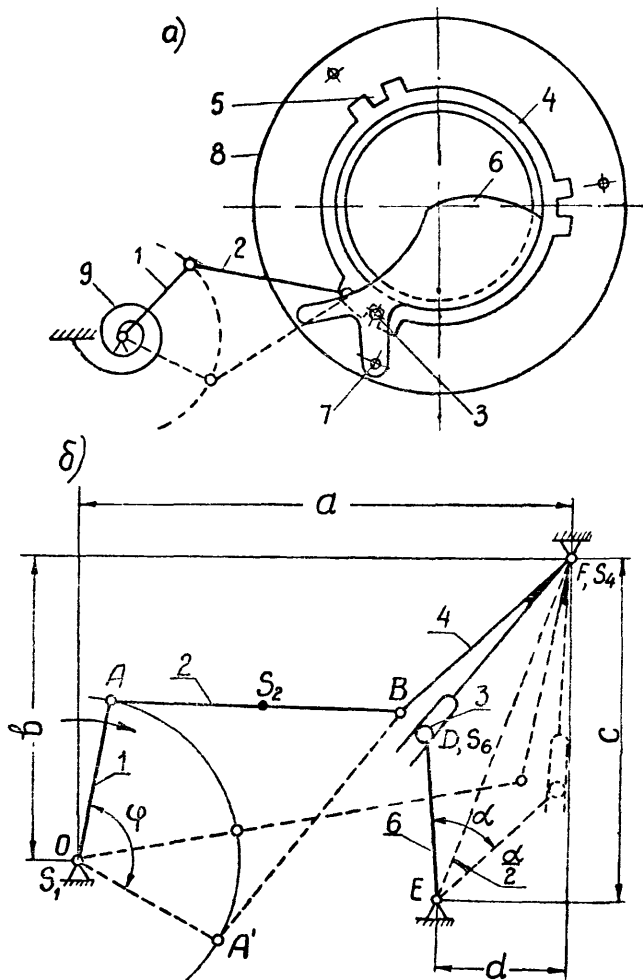


Рис. 24—1. Схема фотозатвора.

б) Кинематическая схема механизма фотозатвора

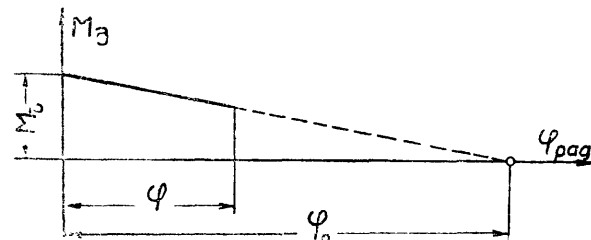


Рис. 24—2 Диаграмма крутящего момента заводной пружины

### Объем и содержание курсового проекта

**Лист 1.** Проектирование механизма фотозатвора и определение его закона движения в процессе разгона

1. Определение основных размеров механизма и угла поворота  $\varphi$  коромысла 1.
  2. Построение диаграммы изменения угловой скорости коромысла 1 за время одного цикла.
  3. Построение диаграммы времени экспонирования пленки.
  4. Построение диаграммы угловой скорости лепестка б по углу поворота коромысла 1.
- Основные результаты расчета привести в табл. 1—1 д (Приложение I).

Примечание. 1. Прямая, соединяющая точки E и G, делит угол поворота  $\alpha$  лепестка б пополам (рис. 24—1б)

2. В левом крайнем положении лепестка б длина  $BF$  звена 4 равна расстоянию между точками F и D.

3. Положение центра тяжести шатуна 2 определяется соотношением:  $I_{AS2} = 0,5I_{AB}$ .

4. Работой сил сопротивления (сил трения) пренебречь

5. Веса звеньев механизма и их моменты инерции даны ориентировочно

## Лист 2. Силовой расчет механизма фотозатвора

1. Определение углового ускорения коромысла  $1$  по уравнению движения в дифференциальной форме (на основании исследования, выполненного на листе 1 проекта) в положении механизма, соответствующем заданному углу  $\varphi_1$ . Определение линейных ускорений центров тяжести и угловых ускорений звеньев.

2. Построение картины силового нагружения механизма

3. Определение сил в кинематических парах механизма

4. Оценка точности расчетов, выполненных на листах 1 и 2 проекта, по уравнению моментов для ведущего или ведомого звена механизма.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—2 (Приложение I)

## Лист 3. Проектирование кулачкового механизма

1. Построение кинематических диаграмм движения толкателя (ускорения, скорости и перемещения) по заданному закону изменения ускорения толкателя (Приложение II, рис. II—1 а, рис. II—2, табл. II—2).

2. Определение основных размеров кулачкового механизма наименьших габаритов с учетом максимально допустимого угла давления  $\alpha_{\text{доп}}$ .

3. Построение профиля кулачка (центрового и конструктивного).

4. Построение диаграммы изменения угла давления в функции угла поворота кулачка.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—3 (Приложение I)

## Лист 4. Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора (Приложение III, рис. III—2, табл. III—2)

1. Выполнение геометрического расчета эвольвентной зубчатой передачи.

2. Построение схемы станочного зацепления при нарезании колеса с меньшим числом зубьев и профилирование зуба (включая галтель) методом огибания.

3. Вычерчивание схемы зацепления колес с указанием основных размеров и элементов колес и передачи.

4. Проектирование планетарного редуктора (подбор чисел зубьев) по заданному передаточному отношению редуктора и числу сателлитов. Допустимое отклонение  $i_{\text{ред}} \pm 5\%$ .

5. Определение передаточного отношения, линейных скоростей и чисел оборотов звеньев спроектированного редуктора графическим способом.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—4 (Приложение I)

## ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
1 Размеры стойки	$a$ $b$ $c$ $d$ $l_{OA}$ $\alpha$ $l_{DE}$ $G_1$ $G_2$ $G_4$ $G_6$ $I_{10}$	мм мм мм мм мм град мм г г г г г	52 27 34 11 9 46 15 0,6 1,3 2,8 1,0 0,03	57 29 37 12 10 48 16 0,6 1,3 2,8 1,0 0,03	62 32 4 13 11 50 18 0,6 1,3 2,8 1,0 0,03	46 24 3 10 8 42 13 0,6 1,3 2,8 1,0 0,03	41 21 27 9 7 4 12 0,6 1,3 2,8 1,0 0,03
2 Длина коромысла 1 (рис. 24—16)							
3 Угол поворота лепестка 6							
4 Длина коромысла DE							
5 Вес коромысла 1							
6 Вес шатуна 2							
7 Вес кулисы 4							
8 Вес лепестка 6							
9 Момент инерции коромысла 1 относительно оси O							
10. Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр тяжести							
11. Момент инерции кулисы относительно оси F							
12. Момент инерции лепестка 6 относительно оси E							
13. Крутящий момент заводной пружины в исходном положении механизма (рис. 24—2)							
14 Угол закручивания заводной пружины в исходном положении механизма							
15. Угловая координата коромысла 1 (для силового расчета), отсчитываемая от начального положения OA (рис 24—16)							
	$I_{2S}$ $I_{4F}$ $I_{6E}$ $M_d$ $\epsilon_0$ $\varphi_1$	Гммсек <sup>2</sup> Гммсек <sup>2</sup> Гммсек <sup>2</sup> Гмм рад град	0,07 0,15 0,05 300 10π 20	0,07 0,15 0,05 350 12π 30	0,07 0,15 0,05 400 10π 20	0,07 0,15 0,05 400 10π 20	

## ЗАДАНИЕ 25

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ ГРЕЙФЕРНОГО МЕХАНИЗМА КИНОСЪЕМОЧНОЙ КАМЕРЫ

## Краткое описание работы грейферного механизма

В киносъёмочной камере (рис. 25—1 а) пленка перематывается с подающей кассеты 4 на приемную кассету 7. Грейферный стержневой четырехшарнирный механизм OABD предназначен для прерывистой транспортировки кинопленки в фильмовом канале камеры. При нажатии на спусковую кнопку рычаг 8 отпускает зуб грейферной шайбы 1, и под действием заводной пружины барабана 6 механизм приходит в движение. Постоянство средней скорости вращения грейферной шайбы и обтюратора 9 при съемке обеспечивается тормозным регулятором 5.

При вращении грейферной шайбы против часовой стрелки зуб С грейфера 2 описывает D-образную кривую (рис. 25—1 б). Захватывающая пленку, зуб грейфера на участке 0—3—6 перемещает ее на один кадр. На участке 6—9—12 грейферный механизм совершает холостой ход, при котором пленка неподвижна. В это время обтюратор открывает путь свету, и происходит экспонирование пленки.

Таким образом, роль грейферного механизма в киносъёмочной камере состоит в преобразовании вращательного движения пружинного барабана 6 в прерывистое, поступательное движение пленки.

При проектировании и исследовании грейферного механизма считать известными параметры, приведенные в таблице 25—1.

Киносъёмочная камера не имеет планетарного редуктора и кулачкового механизма. Проектирование и исследование этих механизмов производится по дополнительным заданиям (Приложение II, рис. II—1 б, табл. II—3 и приложение III, рис. III—4, табл. III—4).

**Лист 1.** Проектирование грейферного механизма и определение закона движения грейферной шайбы

1. Определение основных размеров звеньев механизма по заданным условиям с вычерчиванием траектории точки  $C$  зуба грейфера. Траектория точки  $C$  на участке  $1-3-5$  должна достаточно точно совпадать с прямолинейной траекторией движения пленки в फिल्मовом канале.

2. Определение закона движения грейферной шайбы за время первого оборота при разгоне механизма, считая движущий момент увеличенным в  $K$  раз по сравнению с его величиной при установившемся движении (за счет уменьшения тормозящего действия регулятора числа оборотов).

3. Построение диаграммы времени движения.

4. Определение числа кадров, снимаемых в процессе разгона до заданной средней скорости съемки.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—1е (Приложение I).

**Примечание.** 1. Веса и моменты инерции звеньев заданы ориентировочно.

2. При построении диаграммы суммарного приведенного момента инерции учесть моменты инерции барабана, обтюратора, регулятора и приемной кассеты.

**Лист 2.** Силовой расчет грейферного механизма с учетом динамических нагрузок

1. Определение углового ускорения звена приведения по уравнению движения в дифференциальной форме (на основании исследования, выполненного на листе 1 проекта) в положении механизма, соответствующем заданному углу  $\varphi$ . Определение линейных ускорений центров тяжести и угловых ускорений звеньев.

2. Построение картины силового нагружения механизма

3. Определение сил в кинематических парах механизма

4. Оценка точности расчетов, выполненных на листах 1 и 2 проекта, по уравнению моментов или уравнению сил для ведущего или ведомого звена механизма. (Без учета усилий, возникающих при подмотке пленки).

Основные результаты расчета привести в табл. 1—2б (Приложение I).

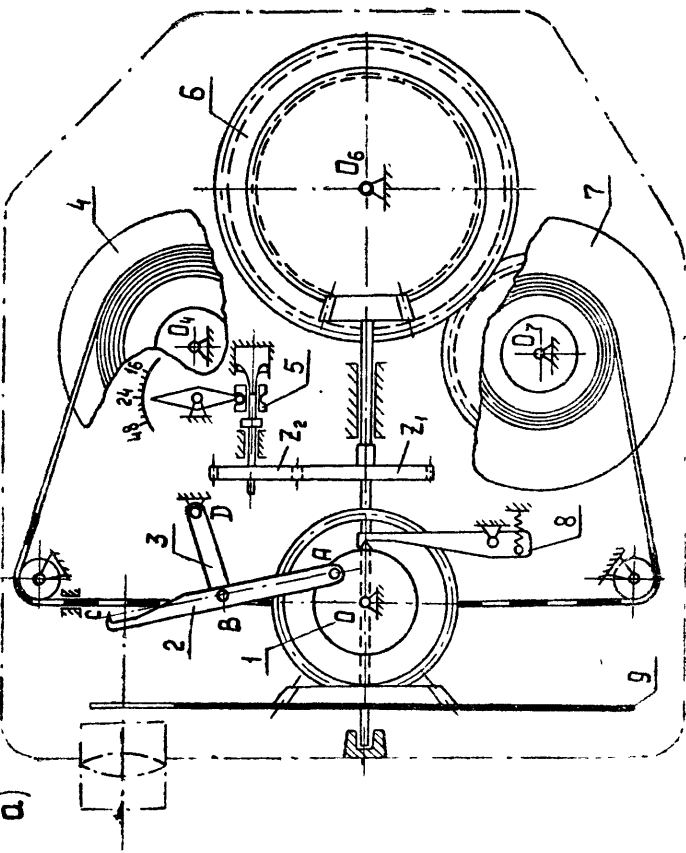
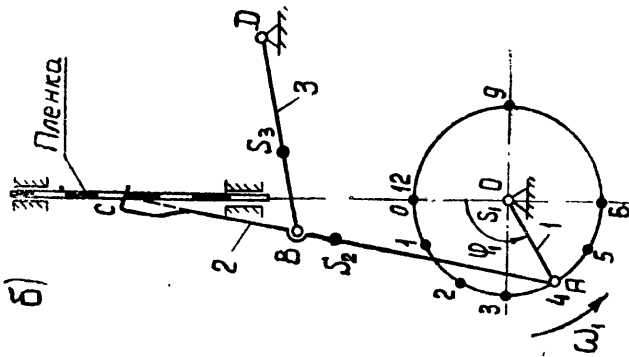


Рис 25—1 а) Схема механизмов киносъёмочной камеры. б) Кинематическая схема грейферного механизма



### Лист 3. Проектирование кулачкового механизма

1. Построение кинематических диаграмм движения толкателя (перемещения, скорости и ускорения) с учетом заданного закона движения толкателя (Приложение II, рис. II—1 а. рис. II—2, табл. II—3).

2. Определение основных размеров кулачкового механизма наименьших габаритов с учетом максимально допустимого угла давления  $\sigma_{\text{доп}}$

3. Построение профиля кулачка (центрового и конструктивного).

4. Построение диаграммы изменения угла давления в функции угла поворота кулачка.

Основные результаты расчета кулачкового механизма привести в табл. 1—3 (Приложение I).

### Лист 4. Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора

1. Выполнение геометрического расчета эвольвентной зубчатой передачи  $z_1, z_2$  (рис. 25—1 а).

2. Построение схемы станочного зацепления при нарезании колеса с меньшим числом зубьев и профилирование зуба (включая галтель) методом огибания.

3. Вычерчивание схемы зацепления колес с указанием основных размеров и элементов колес и передачи.

4. Проектирование планетарного редуктора (подбор чисел зубьев) по заданному передаточному отношению редуктора и числу сателлитов. (Приложение III, рис. III—4, табл. III—4). Допустимое отклонение  $i_{\text{ед}} \pm 5\%$ .

5. Определение передаточного отношения, линейных скоростей и чисел оборотов звеньев спроектированного редуктора графическим способом.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—4 (Приложение I).

Таблица 25—1

#### ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			A	B	B	Г	Д
1. Размеры кадра (высота × ширина)	$H \times B$	$\frac{\text{мм}}{\text{кадр}}$	$7,5 \times 10,4$	$7,5 \times 10,4$	$19 \times 24$	$19 \times 24$	$9 \times 24$
2. Скорость съемки	$f$	$\frac{\text{сек}}{\text{кадр}}$	16	24	48	16	24
3. Соотношения между размерами кривошипа и кадра	$\frac{l_{OA}}{H}$	—	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
рычага грейфера (шатуна) и кривошипа	$\frac{l_{AC}}{l_{OA}}$	—	4	4	4	4	4
	$\frac{l_{AB}}{l_{AC}}$	—	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
рычага грейфера	$\frac{l_{AC}}{l_{AS2}}$	—	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
	$\frac{l_{AC}}{l_{DS3}}$	—	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
4. Отношение расстояния от точки A до центра тяжести шатуна к длине шатуна	$\frac{l_{DV}}{P_c}$	Г	80	100	120	200	200
5. Отношение расстояния от точки D до центра тяжести коромысла к длине коромысла	$P_c$	Г	5	5	5	20	25
6. Усилие протягивания пленки в фильмовом канале	$G_1$	Г	2	2	2	5	5
7. Вес грейферной шайбы	$G_2$	Г	2	2	2	5	5
8. Вес шатуна							

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
9 Вес коромысла	$G_3$	Г	1,5	1,5	1,5	3	3
10 Моменты инерции звеньев относительно осей, проходящих через их центры тяжести							
грейферной шайбы	$I_{1S}$	Гсмсек <sup>2</sup>	0,04	0,05	0,04	0,1	0,15
шатуна	$I_{2S}$	Гсмсек <sup>2</sup>	0,0025	0,0025	0,0025	0,01	0,01
коромысла	$I_{3S}$	Гсмсек <sup>2</sup>	0,015	0,0015	0,0015	0,0010	0,005
пружинного барабана с зубчатым колесом	$I_{60}$	Гсмсек <sup>2</sup>	2,5	2,0	2,5	10,0	10,0
обтюлятора с валом и зубчатым колесом	$I_{90}$	Гсмсек <sup>2</sup>	0,1	0,1	0,1	0,25	0,25
регулятора	$I_{50}$	Гсмсек <sup>2</sup>	0,05	0,05	0,04	0,1	0,15
приемной кассеты с приводом	$I_{70}$	Гсмсек <sup>2</sup>	0,8	0,5	0,6	5,0	4,0
11 Передаточные отношения							
от барабана к обтюратору	$i_{69} = \frac{\omega_6}{\omega_9}$	—	1/50	1/50	1/60	1/50	1/50
от барабана к приемной кассете	$i_{67} = \frac{\omega_6}{\omega_7}$	—	1/5	1/5	1/6	1/5	1/5
от обтюлятора к валу регулятора	$i_{95} = \frac{\omega_9}{\omega_5}$	—	1/3	1/3	1/3	1/3	1/3
от обтюлятора к грейферной шайбе	$i_{91} = \frac{\omega_9}{\omega_1}$	—	1	1	1	1	1

Продолжение табл 25—1

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
12 Коэффициент увеличения $M_{д}^{пр}$ для разгона по сравнению с его величиной при установившемся движении	$K$	—	5	4	3	4	3
13 Угол, определяющий начальное положение кривошипа при разгоне	$\varphi_{10}$	град	180	180	180	180	180
14 Угловая координата кривошипа для силового расчета	$\varphi_1$	град	30	60	110	30	90
15 Числа зубьев колес передачи от вала обтюлятора к валу регулятора	$z_1$ $z_2$	—	40 16	35 14	36 16	35 15	48 16
16 Модуль зубьев колес $z_1, z_2$	$m$	мм	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
17 Угол наклона линии зуба колес $z_1, z_2$	$\beta$	град	20	20	30	20	30
18 Параметры исходного контура реечного инструмента	$\alpha_0$ $\alpha_n$ $\alpha_c$	град — —	20 1 0,25	20 1 0,25	20 1 0,25	20 1 0,25	20 1 0,25

## ПРИЛОЖЕНИЕ I

(для заданий 1—4, 6, 8—10, 12—22)

Основные результаты проектирования механизма и исследования его движения (лист 1)

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовое значение
1. Размеры звеньев проектируемого механизма		<i>м</i>	
2. Среднее число оборотов звена приведения		<i>об/мин</i>	
3. Максимальная величина приведенного движущего момента	$(M_d^{пр})_{\max}$	<i>кГм</i>	
4. Максимальная величина приведенного момента сопротивления	$(M_c^{пр})_{\max}$	<i>кГм</i>	
5. Наибольшее изменение кинетической энергии всего механизма в течение цикла	$\Delta T_{нб} = \Delta A_{нб}$	<i>кГм</i>	
6. Максимальные значения приведенных моментов инерции тех звеньев, у которых величина приведенных моментов инерции переменна		<i>кГмсек<sup>2</sup></i>	
7. Максимальное значение суммарного приведенного момента инерции тех звеньев, у которых величина приведенных моментов инерции переменна	$(\Sigma I_i^{пр})_{\max}$	<i>кГмсек<sup>2</sup></i>	
8. Максимальные значения кинетической энергии звеньев, приведенный момент инерции которых — величина переменная		<i>кГм</i>	

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовое значение
9. Максимальное значение суммарной кинетической энергии звеньев, приведенный момент инерции которых — величина переменная	$(\Sigma T_i)_{\max}$	<i>кГм</i>	
10. Наибольшее изменение в течение цикла кинетической энергии звеньев, приведенный момент инерции которых — величина постоянная	$(\Delta T_i)_{нб}$	<i>кГм</i>	
11. Необходимый момент инерции маховых масс	$I_{ю}$	<i>кГмсек<sup>2</sup></i>	
12. Момент инерции дополнительной маховой массы (маховика)	$I_m$	<i>кГмсек<sup>2</sup></i>	

**Примечания.** 1. Для многоцилиндровых поршневых машин в пункте 3 указывать максимальную величину приведенного движущего момента для одного цилиндра.

2. Для задания № 13 пункты 11 и 12 записать следующим образом:

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовое значение
11. Суммарный приведенный момент инерции звеньев, у которых величина приведенных моментов инерции постоянна	$I^{пр}$	<i>кГмсек<sup>2</sup></i>	
12. Коэффициент неравномерности (фактический)	$\delta$	—	

## (для задания № 5)

Основные результаты проектирования мальтийского механизма и исследования движения вала электродвигателя (лист 1)

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовое значение
1 Радиус креста мальтийского механизма (длина кулисы)	$l_k$	м	
2 Длина кривошипа (води́ла) $b$	$l_{OA}$	м	
3 Длина паза креста	$l_{II}$	м	
4 Максимальное значение передаточного отношения мальтийского механизма	$i_1$	—	
5 Величина приведенного момента всех сил сопротивления на рабочем ходу автомата	$M_c^{пр}$	кГм	
6 Средняя величина движущего момента на валу электродвигателя	$M_d$	кГм	
7 Величина кинетической энергии шпинделей на рабочем ходу	$T_{ш}$	кГм	
8 Максимальное значение кинетической энергии шпинделей и блока на холостом ходу	$(T_s)_{max}$	кГм	
9 Максимальное значение приведенного момента инерции шпинделей и блока на холостом ходу	$(I_c^{пр})_{max}$	кГмсек <sup>2</sup>	
10 Наибольшее изменение работы всех сил в течение цикла	$\Delta A_{max}$	кГм	
11 Коэффициент неравномерности вращения вала двигателя	$\delta$	—	
12 Максимальное значение момента на валу двигателя	$(M_d)_{max}$	кГм	

## (для задания № 7)

Основные результаты проектирования кулисного механизма и исследования его движения (лист 1)

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовое значение
1 Длина кулисы	$l_{DC}$	м	
2 Межосевое расстояние в кулисном механизме	$l_{OC}$	м	
3 Длина кривошипа	$l_{OA}$	м	
4 Вес перемещаемых деталей	$G_d$	кГ	
5 Вес штанги	$G_{ш}$	кГ	
6 Максимальная величина приведенного момента сил трения	$(M_c^{пр})_{max}$	кГм	
7 Величина приведенного движущего момента	$M_{d1}^{пр}$	кГм	
8 Наибольшее изменение кинетической энергии всего механизма в течение цикла	$\Delta T_{нб} = \Delta A_{нб}$	кГм	
9 Максимальные значения приведенных моментов инерции поступательно движущихся масс транспортера			
для рабочего хода	$(I_{5px}^{пр})_{max}$	кГмсек <sup>2</sup>	
для холостого хода	$(I_{5xx}^{пр})_{max}$	кГмсек <sup>2</sup>	
10 Максимальное значение кинетической энергии поступательно движущихся масс транспортера	$(\Delta T_s)_{max}$	кГм	
11 Наибольшее изменение в течение цикла кинетической энергии звеньев, приведенный момент инерции которых — величина постоянная	$(\Delta I_1)_{нб}$	кГм	
12 Необходимый момент инерции маховых масс	$I_1$	кГмсек <sup>2</sup>	
13 Момент инерции дополнительной маховой массы (маховика), установленной на валу электродвигателя	$I_m$	кГмсек <sup>2</sup>	

Таблица 1—16

## (для задания № 11)

Основные результаты проектирования и исследования движения кривошипно-ползунного и кривошипно-коромыслового механизма

(лист 1)

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовое значение
1. Полное перемещение шибера (ползуна)	$S_c$	м	
2. Длина кривошипа 1	$l_{OB}$	м	
3. Длина шатуна 2	$l_{BC}$	м	
4. Расчетное число оборотов вала 1	$n_1$	об/мин	
5. Длина кривошипа 6	$l_{OD}$	м	
6. Длина шатуна 7	$l_{DE}$	м	
7. Длина коромысла 8	$l_{OE}$	м	
8. Угловой ход коромысла 8	$\beta$	град	
9. Максимальное значение углового ускорения вала 9	$\epsilon_9$	сек <sup>-2</sup>	
10. Величина тормозного момента	$M_{\text{торм}}$	кГм	
11. Средняя величина приведенного момента сил сопротивления	$(M_c^{\text{пр}})_{\text{ср}}$	кГм	
12. Величина приведенного движущего момента	$M_d^{\text{пр}}$	кГм	
13. Максимальные значения приведенных моментов инерции:			
для шибера	$(I_3^{\text{пр}})_{\text{max}}$	кГмсек <sup>2</sup>	
для кассеты с храповым колесом	$(I_{90}^{\text{пр}})_{\text{max}}$	кГмсек <sup>2</sup>	
14. Максимальные значения кинетической энергии:			
для шибера	$(T_3)_{\text{max}}$	кГм	
для кассеты с храповым колесом	$(T_{90})_{\text{max}}$	кГм	
15. Наибольшее изменение кинетической энергии всего механизма в течение цикла	$(\Delta T)_{\text{нб}} = (\Delta A)_{\text{нб}}$	кГм	
16. Наибольшее изменение в течение цикла кинетической энергии звеньев, приведенный момент инерции которых — величина постоянная	$(\Delta T_6)_{\text{нб}}$	кГм	
17. Необходимый момент инерции маховых масс	$I_{60}$	кГмсек <sup>2</sup>	
18. Момент инерции дополнительной маховой массы (маховика)	$I_m$	кГмсек <sup>2</sup>	

## (для задания № 23)

Основные результаты проектирования механизма секторного обзора и исследования движения механизмов секторного и кругового обзоров (лист 1)

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовое значение
1. Максимальная величина приведенного к валу платформы момента сопротивления вращению платформы	$M_{c,9}^{\text{пр}}$	кГм	
2. Величина приведенного к валу платформы движущего момента	$M_{d,9}^{\text{пр}}$	кГм	
3. Наибольшее изменение работы внешних сил привода механизма кругового обзора в течение цикла	$(\Delta A)_{\text{нб}}$	кГм	
4. Наибольшее изменение в течение цикла кинетической энергии звеньев, приведенный момент инерции которых — величина постоянная	$(\Delta T_9)_{\text{нб}}$	кГм	
5. Необходимый момент инерции маховых масс платформы антенны	$I_9$	кГмсек <sup>2</sup>	
6. Момент инерции дополнительной маховой массы (маховика), установленной на валу платформы	$I_m$	кГмсек <sup>2</sup>	
7. Длина кривошипа механизма секторного обзора	$l_{OA}$	м	
8. Длина шатуна механизма секторного обзора	$l_{AB}$	м	
9. Максимальная величина приведенного момента сопротивления вращению рефлектора вокруг оси С	$M_{c,3}^{\text{пр}}$	кГм	
10. Величина приведенного к валу О движущего момента	$M_{d,1}^{\text{пр}}$	кГм	
11. Наибольшее изменение в течение цикла кинетической энергии привода механизма секторного обзора	$(\Delta T)_{\text{нб}} = (\Delta A)_{\text{нб}}$	кГм	

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовое значение
12. Максимальные значения приведенных моментов инерции: для шатуна	$(I_{2п}^{пр})_{\max}$	кГмсек <sup>2</sup>	
для коромысла	$(I_{2в}^{пр})_{\max}$	кГмсек <sup>2</sup>	
13 Максимальное значение кинетической энергии для шатуна	$(I_3^{пр})_{\max}$	кГмсек <sup>2</sup>	
для коромысла	$(T_{2п})_{\max}$	кГм	
14 Наибольшее изменение в течение цикла кинетической энергии тех звеньев механизма секторного обзора, приведенный момент инерции которых — величина постоянная	$(T_{2в})_{\max}$	кГм	
	$(T_3)_{\max}$	кГм	
15. Необходимый момент инерции маховых масс механизма секторного обзора	$(\Delta T_1)_{нб}$	кГм	
	$I_{10}$	кГмсек <sup>2</sup>	

Таблица 1—1д

(для задания № 24)

Основные результаты проектирования механизма фотозатвора и исследования его движения (лист. 1)

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовое значение
1. Размер коромысла	$l_{BF}$	мм	
2. Длина шатуна	$l_{AB}$	мм	
3. Угол поворота коромысла ОА	$\varphi$	град	
4 Максимальные значения приведенных моментов инерции. для шатуна АВ	$I_{2п}^{пр}$	Гммсек <sup>2</sup>	
	$I_{2в}^{пр}$	Гммсек <sup>2</sup>	
» коромысла ДЕ	$I_6^{пр}$	Гммсек <sup>2</sup>	
» кулисы 4	$I_4^{пр}$	Гммсек <sup>2</sup>	
суммарное значение	$I^{пр}$	Гммсек <sup>2</sup>	
5 Максимальное значение работы движущих сил	$A_{\max}$	Гмм 1	
6 Максимальное значение угловой скорости коромысла ОА	$\omega_1 \max$	сек	
7. Время экспонирования пленки	$t$	сек	

(для задания № 25)

Основные результаты проектирования грейферного механизма и исследование его движения (лист 1)

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовое значение
1. Длина кривошипа	$l_{OA}$	см	
2 Длина шатуна	$l_{AC}$	см	
3. Длина коромысла	$l_{BD}$	см	
4 Межцентровое расстояние	$l_{O1-D}$	см	
5 Максимальная величина приведенного момента сил сопротивления	$(M_c^{пр})_{\max}$	Гсм	
6 Величина приведенного движущего момента в период разгона	$(M_d^{пр})_{\max}$	Гсм	
7. Максимальное значение суммарного приведенного момента инерции маховика	$(\Sigma I^{пр})_{\max}$	Гсмсек <sup>2</sup>	
8 Изменение кинетической энергии звена приведения за 1 оборот	$(\Delta T_1)_{\max}$	Гсм	
9 Время, за которое грейферная шайба совершает 1 оборот	$t$	сек	
10 Число кадров, снимаемых в процессе разгона до заданной средней скорости съемки	$f$	кадр	

Таблица 1—2

(для всех заданий, кроме заданий № 5 и № 25)

Основные результаты силового расчета механизма (лист 2)

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовое значение
1. Угловая координата звена приведения	$\varphi_1$	град	
2. Угловое ускорение звена приведения	$\varepsilon_1$	сек <sup>-2</sup>	
3 Главные векторы сил инерции звеньев механизма	$\Phi_{si}$	кГ	

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовое значение
4. Главные моменты сил инерции звеньев механизма	$M_{\Phi si}$	кГм	
5. Силы во всех кинематических парах	$Q_{ij}$	кГ	
6. Момент сопротивления (или движущий) для звена приведения (в результате силового расчета)	$M_c^*$ ( $M_d^*$ )	кГм	

(для задания № 5)

Основные результаты силового расчета мальтийского механизма  
(лист 2)

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовое значение
1. Угловое ускорение звена приведения	$\epsilon_1$	сек <sup>-2</sup>	
2. Угловое ускорение креста (блока)	$\epsilon_7$	сек <sup>-2</sup>	
3. Сила инерции звена 6, 13	$\Phi_{S6}$	кГ	
4. Момент пары сил инерции блока	$M_{\Phi S7}$	кГм	
5. Сила в кинематической паре А	$Q_{87}$	кГ	
6. Сила в опоре О	$Q_{06}$	кГ	
7. Сила в опоре О <sub>7</sub>	$Q_{07}$	кГ	
8. Сила в зацеплении колес 12, 13	$Q_{12-13}$	кГ	

(для задания № 25)

Основные результаты силового расчета грейферного механизма  
(лист 2)

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовое значение
1. Угловая координата кривошипа	$\varphi_1$	град	
2. Угловое ускорение звена приведения	$\epsilon_1$	сек <sup>-2</sup>	
3. Суммарный момент инерции, приведенный к звену I	$I_{10}$	Гсмсек <sup>2</sup>	
4. Движущий момент на валу грейферной шайбы	$M_{d1}^*$	Гсм	
5. Движущий момент на валу пружинного барабана	$M_{d6}^*$	Гсм	
6. Силы в кинематических парах шарнир А	$Q_{12}$	г	
шарнир В	$Q_{23}$	г	

Таблица 1—2а

(для всех заданий)

Основные результаты проектирования кулачкового механизма  
(лист 3)

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовое значение
1. Максимальная скорость центра ролика толкателя	$u_{\max}$	м/сек	
2. Максимальное тангенциальное ускорение центра ролика толкателя	$a_{\max}^t$	м/сек <sup>2</sup>	
3. Минимально допустимый радиус кулачка (по центральному профилю)	$r_0$	м	
4. Расстояние между осями вращений кулачка и толкателя (или внеосность при поступательно движущемся толкателе)		м	

(для всех заданий)

Основные результаты геометрического расчета зубчатой передачи и планетарного редуктора (лист 4)

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовое значение
1. Числа зубьев колес зубчатой передачи	$z_j$ $z_k$	— —	— —
2. Модуль зубчатой передачи (для косозубых передач — торцевой модуль $m_t$ )	$m$	мм	—
3. Выбранные коэффициенты смещения инструмента для колеса $z_j$ для колеса $z_k$	$\xi_j$ $\xi_k$	— —	— —
4. Угол зацепления	$\alpha$	град	—
5. Коэффициент воспринимаемого смещения	$\xi_B$	—	—
6. Межосевое расстояние	$A$	мм	—
7. Коэффициент перекрытия	$e$	—	—
8. Передаточное отношение редуктора	$i_{ред}$	—	—
9. Числа зубьев колес редуктора колесо № колесо № колесо № колесо №	$z$ $z$ $z$ $z$	— — — —	— — — —

ПРИЛОЖЕНИЕ II

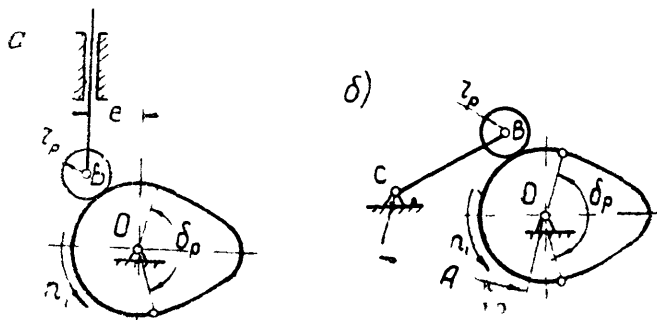


Рис II—1 Схемы кулачковых механизмов

Исходные данные к схеме (рис. II—1а)

Таблица II—1

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
1 Число оборотов кулачка	$n$	об/мин	400	300	150	420	660
2 Угол рабочего профиля кулачка	$\delta$	град	150	128	144	170	162
3 Внеосность толкателя в кулачковом механизме	$e$	мм	0,020	0,030	0,012	0,017	0,012
4 Ход толкателя	$h_B$	мм	0,036	0,045	0,016	0,038	0,030
5 Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	30	25	30	28	30

Исходные данные к схеме (рис. II—1а)

Таблица II—2

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
1 Число оборотов кулачка	$n$	об/мин	800	550	1100	1200	940
2 Угол рабочего профиля кулачка	$\delta$	град	110	140	125	160	115
3 Внеосность толкателя в кулачковом механизме	$e$	мм	0,015	0,020	0,012	0,010	0,016
4 Ход толкателя	$h_B$	мм	0,020	0,028	0,014	0,017	0,022
5 Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	28	30	29	30	28



Исходные данные к схеме (рис. II-16)

Таблица II-3

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
1. Число оборотов кулачка	$n$	об/мин	600	900	880	1000	360
2. Угол рабочего профиля кулачка	$\delta$	град	130	160	138	100	135
3. Перемещение толкателя	$h_B$	м	0,062	0,026	0,028	0,042	0,030
4. Длина рычага толкателя	$l_{BC}$	м	0,18	0,078	0,070	0,120	0,100
5. Максимально допустимый угол давления	$\alpha_{доп}$	град	30	35	32	30	35

Исходные данные к схеме (рис. II-16)

Таблица II-4

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
1. Число оборотов кулачка	$n$	об/мин	650	340	530	700	280
2. Угол рабочего профиля кулачка	$\delta$	град	160	96	150	100	117
3. Перемещение толкателя	$h_B$	м	0,024	0,037	0,033	0,024	0,009
4. Длина рычага толкателя	$l_{BC}$	м	0,072	0,112	0,099	0,072	0,027
5. Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	35	35	30	32	34

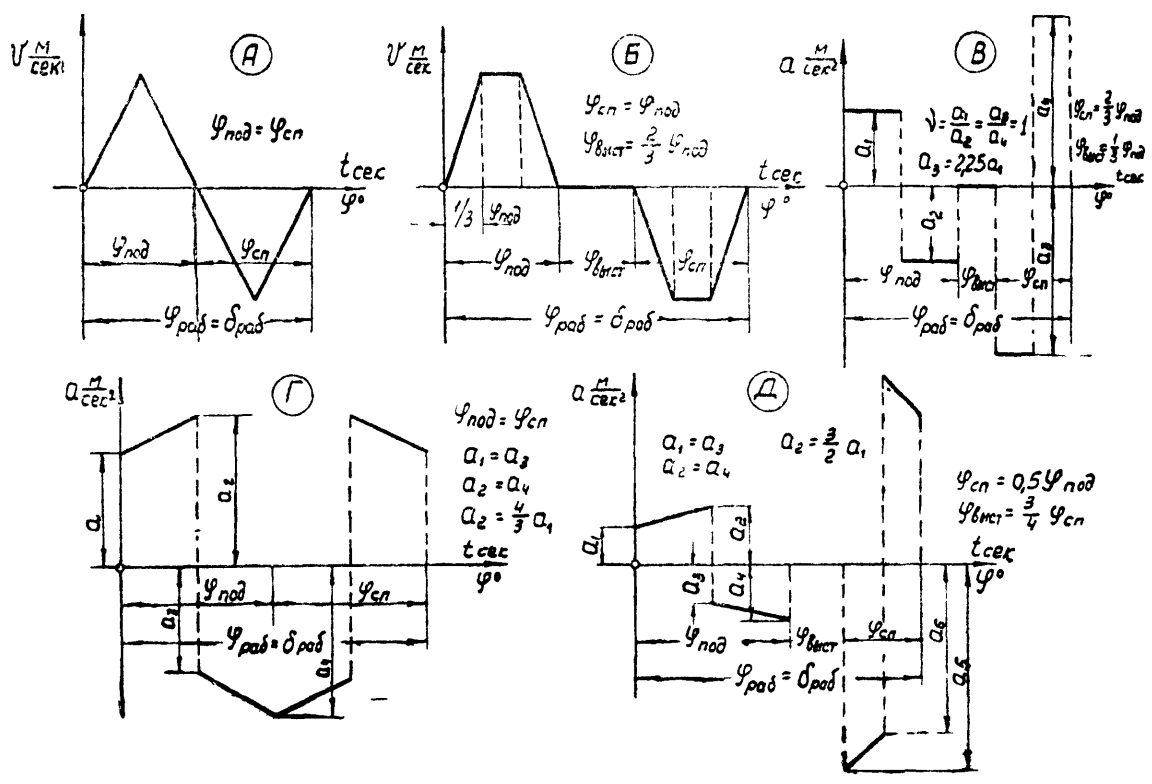


Рис. II-2. Законы изменения скорости толкателя (варианты А, Б) и законы изменения ускорения толкателя (варианты В, Г, Д) кулачкового механизма В варианте Д  $a_5=5,5 a_1$ ;  $a_6=4,5 a_1$

Исходные данные к схеме (рис. III-1)

Таблица III-1

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
1. Передаточное отношение механизма	$i_{16}$	—	13	15	17	19	11
2. Числа зубьев колес 5, 6	$z_5$	—	11	12	13	14	11
	$z_6$	—	18	20	18	20	21
3. Модуль зубчатых колес 5, 6	$m$	мм	4	8	6	8	4
4. Угол наклона линии зуба колес 5, 6	$\beta$	град	10	18	20	10	20
5. Число сателлитов в планетарном редукторе	$K$	—	3	4	3	3	3
6. Параметры исходного контура реечного инструмента			$\alpha_0 = 20^\circ$	$x_n = 1$	$x_c = 0,25$		

Примечание. Колеса планетарного редуктора нулевые; модуль колес принять равным 1.

Исходные данные к схеме (рис. III-2)

Таблица III-2

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
1. Передаточное отношение механизма	$i_{16}$	—	27	-40	-45	43	41
2. Числа зубьев колес 1, 2	$z_1$	—	11	11	15	14	11
	$z_2$	—	20	22	21	20	18
3. Модуль зубчатых колес 1, 2	$m$	мм	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
4. Угол наклона линии зуба колес 1, 2	$\beta$	град	15	10	0	10	0
5. Число сателлитов в планетарном редукторе	$K$	—	3	3	3	3	3
6. Параметры исходного контура реечного инструмента			$\alpha_0 = 20^\circ$	$x_n = 1$	$x_c = 0,25$		

Примечание. Колеса планетарного редуктора нулевые; модуль колес принять равным 1.

Исходные данные к схеме (рис. III-3)

Таблица III-3

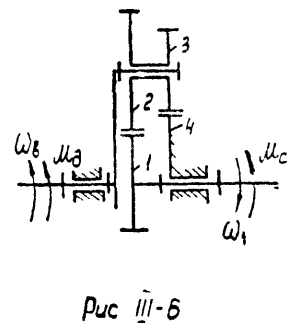
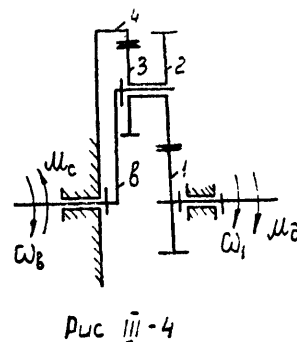
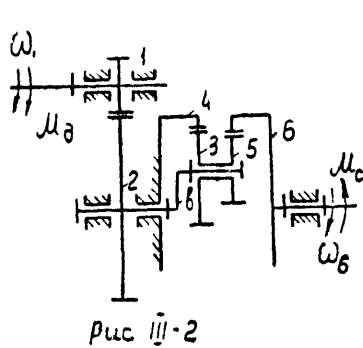
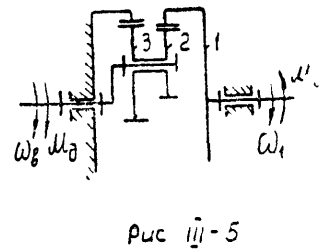
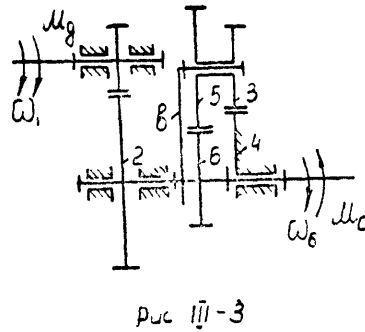
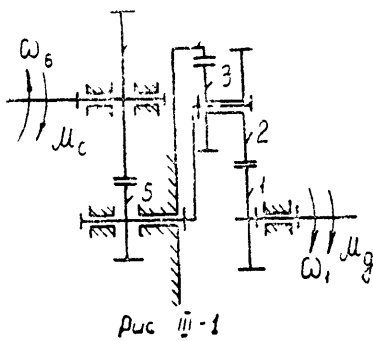
Наименование параметров	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
1. Передаточное отношение механизма	$i_{16}$	—	53	-52	-87	64	80
2. Числа зубьев колес 1, 2	$z_1$	—	12	12	10	11	10
	$z_2$	—	22	24	20	20	16
3. Модуль зубчатых колес 1, 2	$m$	мм	12	8	12	8	12
4. Угол наклона линии зуба колес 1, 2	$\beta$	град	0	10	15	20	0
5. Число сателлитов в планетарном редукторе	$K$	—	1	1	1	1	3
6. Параметры исходного контура реечного инструмента			$\alpha_0 = 20^\circ$	$x_n = 1$	$x_c = 0,25$		

Примечание. Колеса планетарного редуктора нулевые; модуль колес принять равным 1.

№ таблицы	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
III-4	Передаточное отношение редуктора	$i_{b1}$	—	25	28	34	35	26
	Число сателлитов в планетарном редукторе	$K$	—	2	2	2	2	2
III-5	Передаточное отношение редуктора	$i_{b1}$	—	25	28	34	35	26
	Число сателлитов в планетарном редукторе	$K$	—	2	2	2	2	2
III-6	Передаточное отношение редуктора	$i_{b1}$	—	28	-32	-24	27	-35
	Число сателлитов в планетарном редукторе	$K$	—	3	3	3	3	3

Примечание: Колеса планетарного редуктора нулевые. Модуль колес принять равным единице.

Параметры исходного контура реечного инструмента  $\alpha_0 = 20^\circ$ ,  $x_n = 1$ ,  $x_c = 0,25$ .



Кинематические схемы планетарных редукторов

## СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Введение . . . . .	3
Задание № 1. Проектирование и исследование механизмов долбежного станка с качающейся кулисой . . . . .	5
Задание № 2. Проектирование и исследование механизмов долбежного станка с вращающейся кулисой . . . . .	13
Задание № 3. Проектирование и исследование механизмов поперечно-строгального станка с качающейся кулисой . . . . .	21
Задание № 4. Проектирование и исследование механизмов поперечно-строгального станка с качающейся кулисой . . . . .	29
Задание № 5. Проектирование и исследование многошпиндельного токарного автомата . . . . .	37
Задание № 6. Проектирование и исследование механизмов качающегося конвейера . . . . .	44
Задание № 7. Проектирование и исследование механизмов шагового транспортера автоматической линии . . . . .	52
Задание № 8. Проектирование и исследование механизмов одноударного холодновысадочного автомата с цельной матрицей . . . . .	59
Задание № 9. Проектирование и исследование механизмов горизонтально-ковочной машины с разъемной матрицей . . . . .	69
Задание № 10. Проектирование и исследование механизмов стана для холодной прокатки труб . . . . .	77
Задание № 11. Проектирование и исследование механизмов автомата для закалки болтов . . . . .	86
Задание № 12. Проектирование и исследование механизмов поршневого компрессора . . . . .	94
Задание № 13. Проектирование и исследование механизмов дизель-воздуходувной установки . . . . .	101
Задание № 14. Проектирование и исследование механизмов четырехтактного двигателя внутреннего сгорания . . . . .	110
Задание № 15. Проектирование и исследование механизмов поршневого детандера . . . . .	117
Задание № 16. Проектирование и исследование механизмов двигателя и передачи мотоцикла . . . . .	124
Задание № 17. Проектирование и исследование механизмов двигателя и передачи мотосани . . . . .	135

Задание № 18. Проектирование и исследование механизмов движения гусеничной машины . . . . .	145
Задание № 19. Проектирование и исследование механизмов движения автомобиля . . . . .	158
Задание № 20. Проектирование и исследование механизмов буровой установки . . . . .	168
Задание № 21. Проектирование и исследование механизмов автомобиля повышенной проходимости . . . . .	178
Задание № 22. Проектирование и исследование механизмов судовой силовой установки с двигателем внутреннего сгорания . . . . .	190
Задание № 23. Проектирование и исследование механизмов привода антенны радиолокатора . . . . .	201
Задание № 24. Проектирование и исследование механизмов фотозатвора . . . . .	207
Задание № 25. Проектирование и исследование грейферного механизма кино съемочной камеры . . . . .	213
Приложение I . . . . .	220
Приложение II . . . . .	230
Приложение III . . . . .	234

Заказ 1037    Объем 15 п. л.    Бесплатно    1968 г    Тираж 2000

---

Типография МВТУ им. Н. Э. Баумана    Москва, Б-5, 2-я Бауманская, 5