

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РФ  
Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего профессионального образования  
«МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ «МАМИ»

Кафедра «Теория механизмов и машин»

Абузов В. И., к.т.н., доц.,  
Балабина Т. А., к.т.н., доц.,  
Вуколова Г. С., к.т.н., доц.,  
Дмитриева Л. Н., к.т.н., доц.,  
Кореновский В. В., к.т.н., доц.,  
Кульбачная М. О., к.т.н., доц. ,  
Мамаев А.Н., к.т.н., проф.,  
Маринкин А.П. к.т.н., проф.,  
Медокс В.Л., к.т.н., доц.,  
Петрова Т.М., к.т.н., доц.,  
Чепурной С.И., к.т.н., доц.

Одобрено  
методической комиссией  
общетехнических дисциплин

**ЗАДАНИЯ  
НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ**

по курсам «Теория механизмов и машин», «Основы проектирования машин»,  
«Основы расчета механизмов», «Техническая механика», «Прикладная  
механика».

для студентов по направлениям: 140500.62, 140600.62, 150400.62, 150900.62,  
190100.62, 220200.62, 140500, 140600, 150200, 150300, 150400, 151000, 190200,  
190600, 220200, 220300

Одобрено методической комиссией  
по общетехническим дисциплинам

Москва 2011

В подготовке заданий на курсовой проект по курсу «Теория механизмов и машин» включенных в настоящий сборник, участвовали преподаватели кафедры «Теория механизмов и машин»: Абузов В.И., Балабина Т.А., Вуколова Г.С., Дмитриева Л.Н., Кореновский В.В., Кульбачная М.О., Мамаев А.Н., Маринкин А.П., Медокс В.Л., Петрова Т.М., Чепурной С.И.

Рецензенты:

А.С.Лукиянов к.т.н., доцент кафедры «Детали машин и подъемно-транспортные устройства».

А.Н. Никитенко к.т.н., доцент кафедры «Теория механизмов и машин»

Работа подготовлена на кафедре: «Теория механизмов и машин»

Задания на курсовой проект по курсам «Теория механизмов и машин», «Основы проектирования машин», «Основы расчета механизмов», «Техническая механика», «Прикладная механика» для студентов по направлениям 140500.62, 140600.62, 150400.62, 150900.62, 190100.62, 220200.62, 140500, 140600, 150200, 150300, 150400, 151000, 190200, 190600, 220200, 220300. Методические указания/ Абузов В.И., Балабина Т.А., Вуколова Г.С., Дмитриева Л.Н., Кореновский В.В., Кульбачная М.О., Мамаев А.Н., Маринкин А.П., Медокс В.Л., Петрова Т.М., Чепурной С.И., – 1-е изд. – М. : – МГТУ «МАМИ», 2011. – 74с.

.

© Абузов В.И., Балабина Т.А., Вуколова Г.С., Дмитриева Л.Н., Кореновский В.В., Кульбачная М.О., Мамаев А.Н., Маринкин А.П., Медокс В.Л., Петрова Т.М., Чепурной С.И., 2011

© МГТУ МАМИ, 2011

## СОДЕРЖАНИЕ

стр.

<b>Введение.....</b>	<b>4</b>
<b>Объем и содержание курсового проекта.....</b>	<b>4</b>
<b>Оформление курсового проекта.....</b>	<b>7</b>
<b>Методические указания по курсовому проектированию.....</b>	<b>8</b>
<b>Задание № 1 Исследование механизма зубодолбежного станка для нарезания цилиндрических колес.....</b>	<b>9</b>
<b>Задание № 2 Исследование механизма зубострогального станка для нарезания конических колес с прямым зубом.....</b>	<b>14</b>
<b>Задание № 3 Исследование механизма поперечно-строгального станка с качающейся кулисой.....</b>	<b>18</b>
<b>Задание № 4 Исследование механизма долбежного станка с качающейся кулисой.....</b>	<b>22</b>
<b>Задание № 5 Исследование механизма долбежного станка с вращающейся кулисой.....</b>	<b>26</b>
<b>Задание № 6 Исследование механизма поперечно-строгального станка с качающейся кулисой.....</b>	<b>30</b>
<b>Задание № 7 Исследование механизма поперечно-строгального станка с качающейся кулисой.....</b>	<b>34</b>
<b>Задание № 8 Исследование механизма чеканочного прессы.....</b>	<b>38</b>
<b>Задание № 9 Исследование механизма листоштамповочного прессы.....</b>	<b>43</b>
<b>Задание № 10 Исследование механизма вытяжного прессы.....</b>	<b>49</b>
<b>Задание № 11 Исследование механизма одноцилиндрового компрессора.....</b>	<b>53</b>
<b>Задание №12 Исследование механизма двухцилиндрового компрессора.....</b>	<b>57</b>
<b>Задание №13. №14 Исследование механизмов поршневых двигателей внутреннего сгорания.....</b>	<b>63</b>

## **ВВЕДЕНИЕ**

Курсовое проектирование по теории механизмов и машин - первая самостоятельная работа студентов по комплексному исследованию взаимосвязанных механизмов, являющихся составными частями машин, приборов или устройств. Цель курсового проектирования - научить студентов применять полученные ими теоретические знания к выполнению практических расчетов.

По своему содержанию задания на курсовой проект охватывают основные разделы курса ТММ. Они включают в себя задачи по исследованию рычажных, зубчатых и кулачковых механизмов. Выполнение курсового проекта - одно из непременных условий успешного усвоения курса “Теория механизмов и машин”.

## **ОБЪЕМ И СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА**

### ЛИСТ1.

#### **КИНЕМАТИЧЕСКОЕ И СИЛОВОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА**

1. Произвести структурный анализ заданной схемы механизма.
2. Построить механизм в четырех положениях : в двух крайних; в положении, соответствующему рабочему (в этом положении сила  $F$  не должна быть равна нулю); и в положении, соответствующем холостому (обратному) ходу.
3. Построить планы скоростей и планы ускорений для одного из крайних положений механизма и для положений, соответствующих рабочему и холостому ходу. Определить в этих положениях механизма скорости и ускорения всех точек, обозначенных на схеме. Определить угловые скорости и ускорения звеньев и указать на схеме механизма их направления.

4. Для положения механизма, соответствующего рабочему ходу, определить силы инерции и моменты от сил инерции звеньев и указать на схеме их направления.
5. Для того же положения механизма определить реакции во всех кинематических парах и уравнивающую силу  $F_{ур}$  на кривошипе.
6. Определить уравнивающую силу с помощью рычага Жуковского.

## ЛИСТ 2.

### ДИНАМИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

1. Построить механизм для 12 последовательных равноотстоящих положений кривошипа. Построить дополнительные положения механизма, соответствующие характерным точкам диаграммы сил или индикаторной диаграммы.
2. Определить силу  $F$ , действующую в каждом из построенных положений механизма.
3. Для всех положений механизма построить рычаги Жуковского.
4. Для 12 основных положений механизма рассчитать кинетическую энергию механизма. Построить графики изменения кинетических энергий для отдельных звеньев  $T_i = T_i(\varphi)$  и для механизма  $T_\Sigma = T_\Sigma(\varphi)$ . Рассчитать приведенный к начальному звену момент инерции для 12 основных положений механизма.
5. Для цикла установившегося движения рассчитать приведенные к начальному звену приведенные моменты сил сопротивления, сил движущих и суммарного приведенного момента и построить соответственно графики  $M_{пр с} = M_{пр с}(\varphi)$ ,  $M_{пр дв} = M_{пр дв}(\varphi)$ ,  $M_{пр} = M_{пр}(\varphi)$ .
6. Для цикла установившегося движения рассчитать работу суммарного приведенного момента и построить график  $\Sigma A = \Sigma A(\varphi)$ .
7. Построить график изменения кинетической энергии маховых масс  $[\Sigma A - T_\Sigma] = [\Sigma A - T_\Sigma](\varphi)$ .
8. Рассчитать мгновенные значения угловой скорости начального звена и построить график изменения угловой скорости начального звена механизма

(без маховика)  $\omega = \omega(\varphi)$ , считая, что в начале цикла скорость равна заданному среднему значению. Определить коэффициент неравномерности движения и сравнить его с заданным значением  $\delta$ .

9. Определить момент инерции маховика, устанавливаемого на валу звена приведения и обеспечивающего заданный коэффициент неравномерности.

### ЛИСТ 3

#### ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И РАСЧЕТ ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА

1. Выполнить геометрический расчет пары эвольвентных прямозубых цилиндрических колес с числом зубьев  $Z_1$  и  $Z_2$ , нарезанных со смещением инструмента реечного типа.

2. Построить методом обката профили зубьев колеса с меньшим числом зубьев со смещением, применяя инструмент реечного типа.

3. Вычертить зацепление колес со смещением. Указать основные размеры колес и параметры передачи.

4. Определить коэффициент перекрытия передачи аналитически и по данным картины зацепления.

5. Определить передаточное отношение планетарного механизма заданной схемы аналитическим и графическим методами.

### ЛИСТ 4

#### СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

1. По заданному закону изменения аналога ускорения толкателя, применяя метод графического интегрирования. Построить график изменения аналога скорости и график перемещения толкателя. Рассчитать масштабные коэффициенты по осям графиков.

2. Графически определить основные размеры кулачкового механизма, исходя, из допустимого угла давления или из условия выпуклости профиля кулачка (при плоском толкателе).
3. Применяя метод обращения движения, построить профиль кулачка.
4. Построить график изменения угла давления для фазы подъема.

## ОФОРМЛЕНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект состоит из расчетно-пояснительной записки и четырех листов графических построений. Графические построения к каждому разделу проекта выполняются на отдельном листе формата А 1 (ГОСТ 2.301-68 от СЭВ 1181-78) карандашом.

Каждый лист проекта должен иметь в правом нижнем углу штамп (55 × 185) с указанием разрабатываемой темы.

The diagram illustrates the layout of a project sheet (format A1, 1115 × 55). The total width is 185 and the total height is 1115. The layout is divided into several sections:

- Top Header:** A horizontal bar at the top with a total width of 185. It is divided into five segments with widths 7, 10, 23, 15, and 10.
- Left Margin:** A vertical margin on the left with a width of 55. It is divided into three segments with heights 5, 5, and 5.
- Main Content Area:** The central part of the sheet, divided into three main horizontal sections:
  - Top Section:** Contains the title "КУРСОВОЙ ПРОЕКТ по Теории механизмов и машин" and the subtitle "Динамическое исследование механизма." It is divided into three columns: "Лит." (width 5), "Масса" (width 5), and "Масштаб" (width 17). The total width of this section is 70.
  - Middle Section:** Contains the word "Задание" (Task). It is divided into two columns: "Лит." (width 20) and "Листов" (width 50). The total width of this section is 70.
  - Bottom Section:** Contains the word "Группа" (Group) and the acronym "МАМИ". It is divided into two columns: "Лит." (width 20) and "Листов" (width 50). The total width of this section is 70.
- Right Margin:** A vertical margin on the right with a width of 15. It is divided into three segments with heights 5, 5, and 5.

На чертежах обязательно сохранить все вспомогательные построения в тонких линиях ( $S/3$ ), делать соответствующие надписи и проставлять принятые масштабы. Основные построения (схемы механизмов, диаграммы) должны обводиться линиями толщиной  $S$ . На графике по осям координат должны быть указаны числовые значения масштабов и их размерности. Характерные точки на графиках рекомендуется отмечать кружками 1,5 ... 2 мм.

Расчетно-пояснительная записка выполняется на листах писчей бумаги формата А 4 (210 × 297). Текст записки пишется чернилами на одной стороне листа, необходимые рисунки выполняются карандашом. Записка должна иметь титульный лист, исходные данные для проектирования, краткие пояснения к решениям, достаточно подробные мотивированные расчеты, а в конце список использованной литературы и оглавление. План записки должен соответствовать последовательности работы над проектом. Все необходимые для расчета уравнения и формулы пишутся в общем виде (в буквенных обозначениях), затем в них подставляются числовые значения и приводится результат вычислений с указанием единиц СИ. Для повторяющихся вычислений записывается расчетная формула, а результаты расчета представляются в виде таблицы.

После выполнения курсового проекта проводится его защита. На защите студент должен показать знание теории и общих методов исследования механизмов. Курсовой проект оценивается дифференцированной оценкой.

## **МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО КУРСОВОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ**

1. Вуколова Г.С., Дмитриева Л.Н. Кинематический и силовой расчет механизма, 2007 г.
2. Вуколова Г.С., Дмитриева Л.Н. Динамическое исследование механизма, 2007 г.
3. Балабина Т.А., Мамаев А.Н., Маринкин А.П. Профилирование эвольвентных зубчатых колес, 2007г.
4. Балабина Т.А., Мамаев А.Н., Маринкин А.П. Расчет передаточного отношения планетарного механизма, 2007 г.
5. Балабина Т.А., Мамаев А.Н., Петрова Т.М. Синтез кулачкового механизма, 2007 г.
6. Мамаев А.Н. и др. Планетарные механизмы. Задачник, 2007 г.

## ЗАДАНИЕ №1

### ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ЗУБОДОЛБЕЖНОГО СТАНКА ДЛЯ НАРЕЗАНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС

Зубодолбежный станок предназначен для нарезания зубьев цилиндрических колес реечным инструментом по методу обката (огибания).

Привод станка состоит из двигателя, передаточных механизмов, в состав которых входит планетарный механизм (редуктор), и зубчатой передачи.

Основным механизмом станка является шестизвенный рычажный механизм (рис 1.а.), состоящий из кривошипа 1, шатуна 2, ползуна 3, шатуна (кулисного камня) 4 и кулисы 5, качающейся относительно оси С.

Главное движение (движение резания) осуществляется при перемещении ползуна 3 вниз с закрепленной на нем инструментальной рейкой. Ползун 3 получает возвратно-поступательное движение от кривошипа 1 через шатун 2. Диаграмма изменения силы резания  $F$  по перемещению  $S_D$  ползуна 3 приведена на рис. 1.б.

Во время холостого хода ползуна 3 заготовке сообщается движение обката : заготовка одновременно получает два согласованных между собой движения - вращательное и поступательное. Вращательное движение стол с заготовкой получает от кривошипа 1 через шатун (кулисный камень) 4, кулису 5 и храповой механизм.

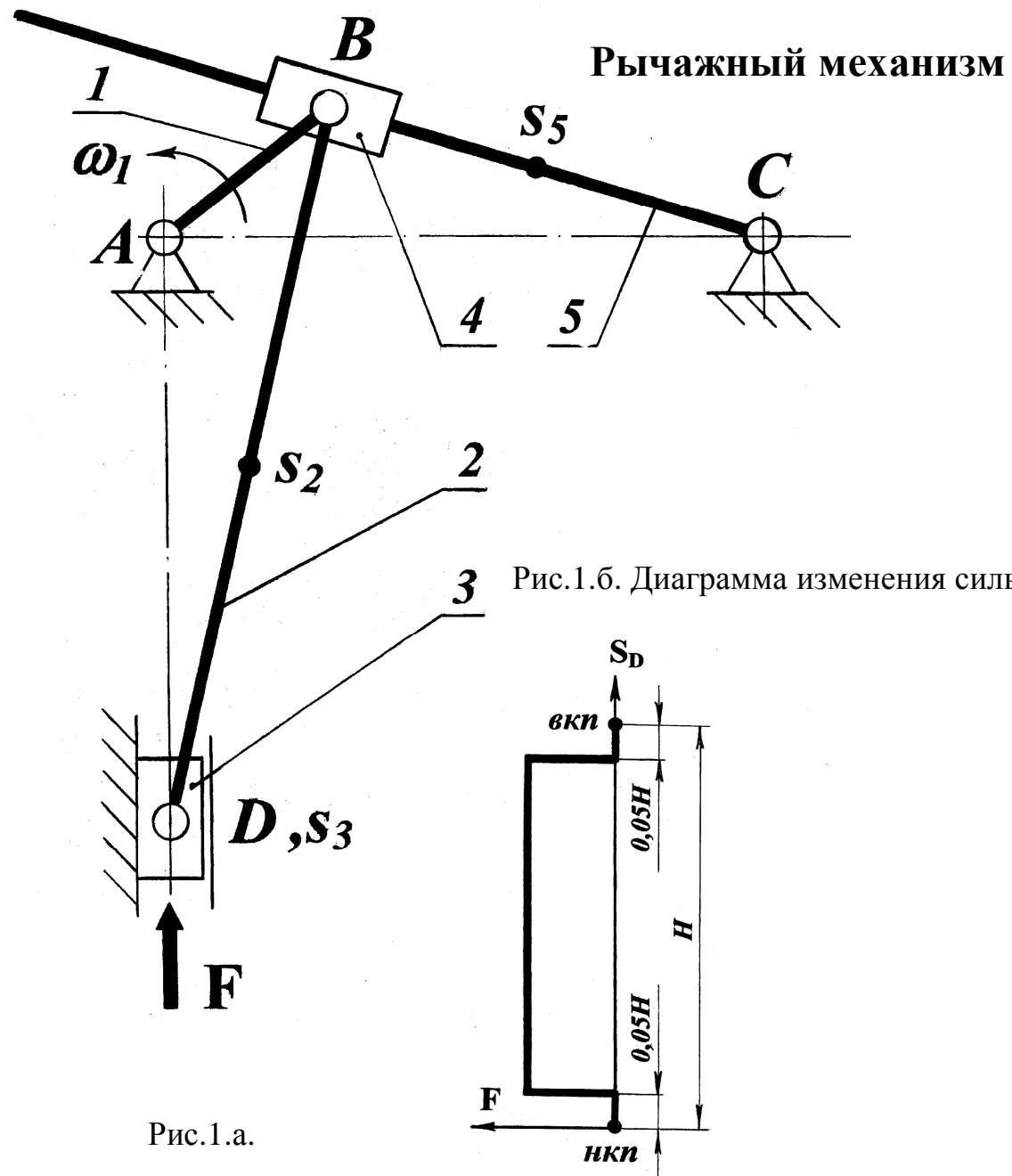
Для обеспечения вращения кривошипа при установившемся режиме работы с заданным коэффициентом неравномерности на валу кривошипа устанавливается маховик.

В данном станке отсутствует кулачковый механизм. При его проектировании взять схему с плоским пазовым кулачком и поступательно движущимся роликовым толкателем, представленную на рис.1в.

Примечания :

1. Ось вращения кривошипа А и центр ползуна 3 расположить на одной линии.

2. Ось С качания кулисы расположить на общей горизонтали с осью А вращения кривошипа.
3. При проектировании кулачкового механизма обеспечить заданный закон движения толкателя. Начальный радиус  $R_0$  центрального профиля кулачка определить из условия: угол давления не должен превышать допустимого значения  $30^\circ$ . При геометрическом замыкании элементов высшей кинематической пары это условие должно выполняться для всех положений механизма и на фазе подъема, и на фазе опускания.



## Кулачковый механизм

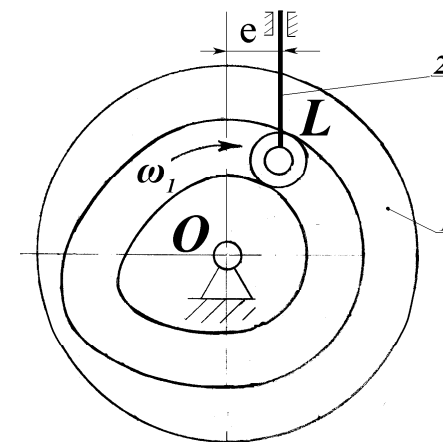


Рис.1.в.

Таблица №1. Исходные данные.

	Наименование параметра	Размерно- сть	Обозначение	варианты									
				а	б	в	г	д	е	ж	з	и	к
Рычажный механизм	Частота вращения кривошипа	об/мин	n	50	44	54	52	56	58	60	64	70	90
	Длина кривошипа 1	м	$l_1$	0,04	0,036	0,032	0,03	0,044	0,034	0,035	0,042	0,038	0,046
	Длина шатуна 2	м	$l_2$	0,29	0,27	0,26	0,24	0,25	0,26	0,24	0,25	0,25	0,27
	Расстояние между осями	м	$l_{AC}$	0,16	0,144	0,15	0,155	0,165	0,17	0,175	0,15	0,19	0,2
	Центр масс шатуна 2		$l_{BS2}/l_2$	0,4	0,42	0,46	0,5	0,6	0,65	0,55	0,45	0,5	0,4
	Центр масс кулисы 5	м	$l_{CS5}$	0,06	0,05	0,055	0,048	0,06	0,065	0,05	0,06	0,062	0,05
	Масса шатуна 2	кг	$m_2$	9	8	8,5	7	7,5	8	7,2	7,5	7,5	8
	Масса ползуна 3	кг	$m_3$	18	16	17	14	15	16	14	15	15	16
	Масса кулисы 5	кг	$m_5$	7	8	9	10	6	7	8	6	9	10
	Момент инерции шатуна 2	кг м <sup>2</sup>	$I_{S2}$	0,06	0,05	0,06	0,034	0,04	0,045	0,03	0,04	0,04	0,05
	Момент инерции кулисы 5	кг м <sup>2</sup>	$I_{S3}$	0,03	0,04	0,05	0,07	0,03	0,03	0,04	0,03	0,05	0,06
	Сила резания	Н	F	1000	900	950	1050	800	850	1100	900	950	1050
	Коэффициент неравномерности		$\delta$	1/20	1/23	1/25	1/30	1/32	1/38	1/28	1/30	1/25	1/20
	Привед. момент инерции зубч.пер.	кг м <sup>2</sup>	$I_{const}$	10,2	12,3	8	11	11,4	9,6	9,5	8,5	5,8	3,8

Таблица № 1 (продолжение). Исходные данные

	Наименование параметра	Размерно- ность	Обозначение	варианты									
				а	б	в	г	д	е	ж	з	и	к
Зубч мех-зм	Число зубьев шестерни		$z_1$	10	10	11	12	13	13	13	11	13	13
	Число зубьев колеса		$z_2$	13	14	21	20	14	15	16	20	17	22
	Модуль	мм	$m$	2	2,5	4	5	6	8	10	3	12	2
	№ схемы планетарного механизма			54	65	66	67	90	89	109	110	111	112
Кулачковый механизм	Ход толкателя	м	$S_{\max}$	0,022	0,025	0,03	0,034	0,024	0,026	0,025	0,028	0,02	0,03
	Смещение	м	$e$	0,01	0,011	0,013	0,014	0,015	0,011	0,01	0,012	0,01	0,013
	Закон изменения аналога ускорения толкателя			$K \sin \frac{2\pi\varphi}{\varphi_n}$	$\pm K$		$K \cos \frac{\pi\varphi}{\varphi_n}$		$\pm \Delta$		$\pm m_{\text{пан}}$		
	Фаза подъема	град	$\varphi_{\text{п}}$	$107^0$	$95^0$	$105^0$	$110^0$	$93^0$	$102^0$	$104^0$	$98^0$	$103^0$	$105^0$
	Фаза верхнего выстоя	град	$\varphi_{\text{вв}}$	$23^0$	$20^0$	$22^0$	$22^0$	$10^0$	$25^0$	$18^0$	$21^0$	$20^0$	$22^0$
	Фаза опускания	град	$\varphi_{\text{о}}$	$207^0$	$225^0$	$214^0$	$210^0$	$220^0$	$215^0$	$210^0$	$215^0$	$210^0$	$214^0$
	Радиус ролика	м	$r_p$	0,01	0,01	0,01	0,01	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,01

**ЗАДАНИЕ №2****ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ЗУБОСТРОГАЛЬНОГО СТАНКА ДЛЯ  
НАРЕЗАНИЯ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС С ПРЯМЫМ ЗУБОМ**

Станок предназначен для нарезания конических колес с прямым зубом.

Главное движение резания - возвратно-поступательное движение резца, закрепленного в ползуне 5, осуществляется при помощи шестизвенного рычажного механизма (рис.2а). Механизм состоит из кривошипа 1, шатуна 2, кулисы 3, по которой перемещается шатун (кулисный камень) 4, передающий движение от качающейся кулисы 3 к ползуну 5, совершающему возвратно-поступательное движение. Ползун 5 перемещается в направляющих, установленных в резцовой головке под углом  $\beta$ . Диаграмма изменения силы резания  $F$  в зависимости от перемещения ползуна 5 показана на рис.2б.

На рис.2в показан кулачковый механизм, состоящий из вращающего цилиндрического кулачка и поступательного движущегося роликового толкателя. Этот кулачковый механизм управляет отводом резцовой головки в промежутках между обработкой соседних зубьев, когда заготовка поворачивается на  $1/Z$  оборота. Кривошип 1 получает вращение от электродвигателя через передаточные механизмы, в состав которых входит планетарный механизм (редуктор) и конические передачи. Для обеспечения вращения кривошипа при установившемся режиме работы с заданным коэффициентом неравномерности  $\delta$  на валу кривошипа устанавливается маховик. *Заданные параметры для исследования механизма станка приведены в таблице 2.* При проектировании кулачкового механизма обеспечить заданный закон движения толкателя. Средний радиус  $R_{ср}$  цилиндрического кулачка определить из условия: угол давления не должен превышать допустимого значения  $30^0$ . При геометрическом замыкании элементов высшей кинематической пары это условие должно выполняться для всех положений механизма и на фазе подъема, и на фазе опускания.

# Рычажный механизм

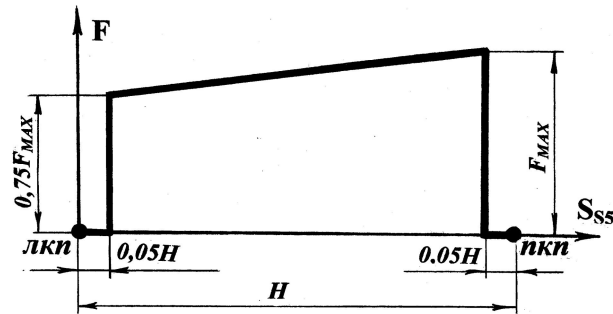


Рис.2.б. Диаграмма изменения силы

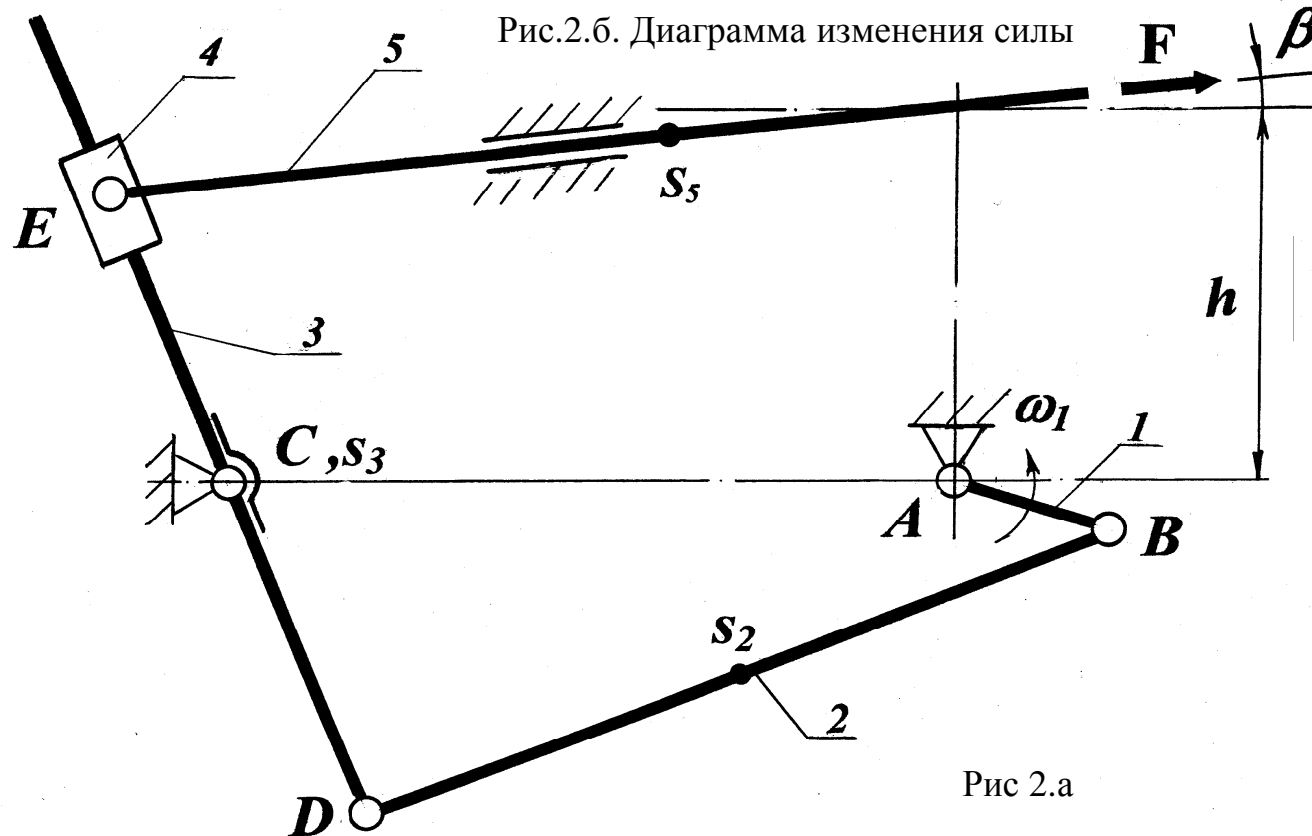


Рис 2.а

# Кулачковый механизм

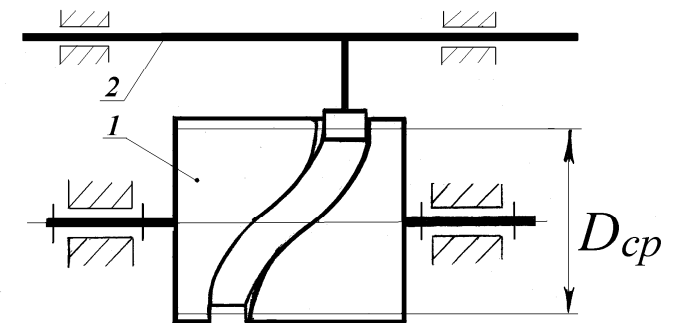


Рис.2.в.

Таблица 2. Исходные данные.

	Наименование параметра	Размерно- сть	Обозначение	варианты									
				а	б	в	г	д	е	ж	з	и	к
Рычажный механизм	Частота вращения кривошипа	об/мин	n	85	95	125	150	175	198	245	300	350	400
	Длина кривошипа 1	м	$l_1$	0,046	0,045	0,053	0,042	0,035	0,03	0,033	0,038	0,038	0,044
	Длина шатуна 2	м	$l_2$	0,204	0,216	0,228	0,256	0,198	0,188	0,204	0,212	0,232	0,238
	Длина кулисы CD	м	$l_{CD}$	0,1	0,1	0,12	0,14	0,12	0,1	0,1	0,12	0,12	0,14
	Расстояние между осями	м	$l_{AC}$	0,18	0,196	0,2	0,22	0,16	0,16	0,18	0,18	0,2	0,2
	Расстояние h	м	h	0,1	0,108	0,1	0,09	0,1	0,095	0,11	0,1	0,11	0,12
	Угол наклона направляющей	град	$\beta$	$4^0$	$4^0$	$4^0$	$4^0$	$5^0$	$5^0$	$5^0$	$5^0$	$6^0$	$6^0$
	Центр масс шатуна 2		$l_{BS2}$	$l_{BS2}=0,5 l_2$									
	Центр масс ползуна 5	м	$l_{ES5}$	0,2									
	Масса шатуна 2	кг	$m_2$	6	6,5	7	7,5	6	5,5	6	6	7	7
	Масса кулисы 3	кг	$m_3$	9	9	10	12	9	8	9	9	10	10
	Масса ползуна 5	кг	$m_5$	7	7	8	9	8	6	7	7	8	8
	Момент инерции шатуна 2	кг м <sup>2</sup>	$I_{S2}$	0,02	0,03	0,03	0,04	0,02	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03
	Момент инерции кулисы 3	кг м <sup>2</sup>	$I_{S3}$	0,08	0,08	0,09	0,1	0,1	0,07	0,08	0,08	0,1	0,1
	Сила резания	н	F	700	800	1000	1200	700	600	800	800	900	900
	Коэффициент неравномерности		$\delta$	1/20	1/25	1/20	1/25	1/30	1/40	1/25	1/20	1/25	1/30
	Приведенный момент инерции зубчатой передачи	кг м <sup>2</sup>	$I_{const}$	6	4	2	1	3	2	4	5	3	2

Таблица 2(продолжение). Исходные данные.

	Наименование параметра	Размерность	Обозначения	варианты									
				а	б	в	г	д	е	ж	з	и	к
Зубч мех-зм	Число зубьев шестерни		$z_1$	10	10	10	10	10	10	20	8	8	8
	Число зубьев колеса		$z_2$	19	11	12	13	14	15	17	16	15	14
	Модуль	мм	$m$	2	3	4	5	6	8	3	3	4	6
	№схемы планетарного механизма			126	134	105	90	60	64	67	78	79	122
Кулачковый мех-зм	Ход толкателя	м	$S_{\max}$	0,022	0,025	0,027	0,03	0,034	0,02	0,022	0,026	0,028	0,024
	Закон изменения аналога ускорения толкателя			$\pm \text{trap}$		$K \sin \frac{2\pi\varphi}{\varphi_n}$		$\pm \Delta$		$K \cos \frac{\pi\varphi}{\varphi_n}$		$\pm K$	
	Фаза подъема	град	$\varphi_{\text{п}}$	95	110	115	120	130	140	85	85	105	130
	Фаза верхнего выстоя	град	$\varphi_{\text{вв}}$	25	15	20	15	40	15	30	40	50	45
	Фаза опускания	град	$\varphi_{\text{о}}$	60	85	150	100	75	70	130	120	80	130
	Радиус ролика	м	$r_p$	0,008	0,008	0,01	0,009	0,009	0,009	0,01	0,008	0,008	0,008

### ЗАДАНИЕ №3

## ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ПОПЕРЕЧНО-СТРОГАЛЬНОГО СТАНКА С КАЧАЮЩЕЙСЯ КУЛИСОЙ

Поперечно-строгальный станок предназначен для обработки плоскостей и прямолинейных пазов.

Привод станка состоит из двигателя и передаточных механизмов, в состав которых входит планетарный механизм (редуктор) и зубчатая передача.

Основным механизмом станка является шестизвенный рычажный механизм (рис.3), состоящий из кривошипа 1, шатуна (кулисного камня) 2, кулисы 3, качающейся относительно оси D шатуна 4 и ползуна 5, перемещающегося по горизонтальным направляющим станины (стойки) 0. На переднем конце ползуна 5 в резцедержателе установлен резец. Резание металла (рабочий ход) осуществляется при движении ползуна 5 слева направо.

Диаграмма изменения силы резания  $F$  от перемещения  $S_E$  ползуна 5 показана на рис.3. Во время холостого хода, когда ползун 5 возвращается в исходное положение (крайнее левое), столу с обрабатываемой деталью сообщается движение подачи. Подача рабочего стола осуществляется перпендикулярно плоскости чертежа при помощи винтовой пары за счет поворота ее ходового винта. Поворот винта производится посредством кулачкового и храпового механизмов (на схеме механизм подачи не показан).

Кулачковый механизм состоит из дискового кулачка 6, закрепленного на валу кривошипа 1 и качающегося толкателя 7. Для обеспечения вращения кривошипа при установившемся режиме работы с заданным коэффициентом неравномерности  $\delta$  на валу кривошипа устанавливается маховик.

При проектировании кулачкового механизма обеспечить заданный закон движения толкателя. Основные размеры кулачкового механизма (начальный радиус  $R_0$  центрального профиля кулачка и межосевое расстояние  $l_{AK}$ ) определить из условия: угол давления не должен превышать допустимого значения  $45^\circ$ .

При силовом замыкании элементов высшей кинематической пары это условие должно выполняться для всех положений механизма на фазе подъема.

# Рычажный механизм

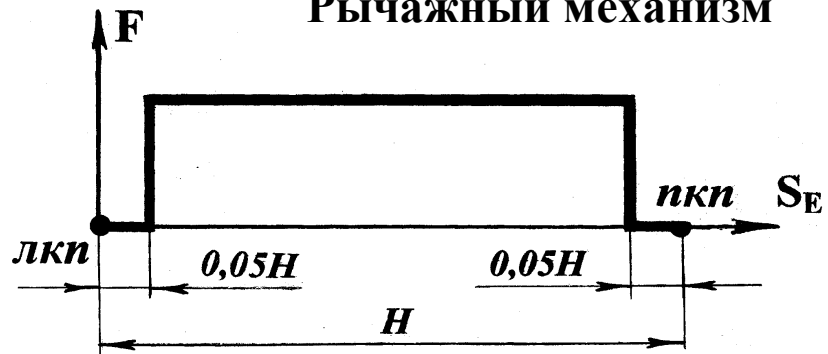
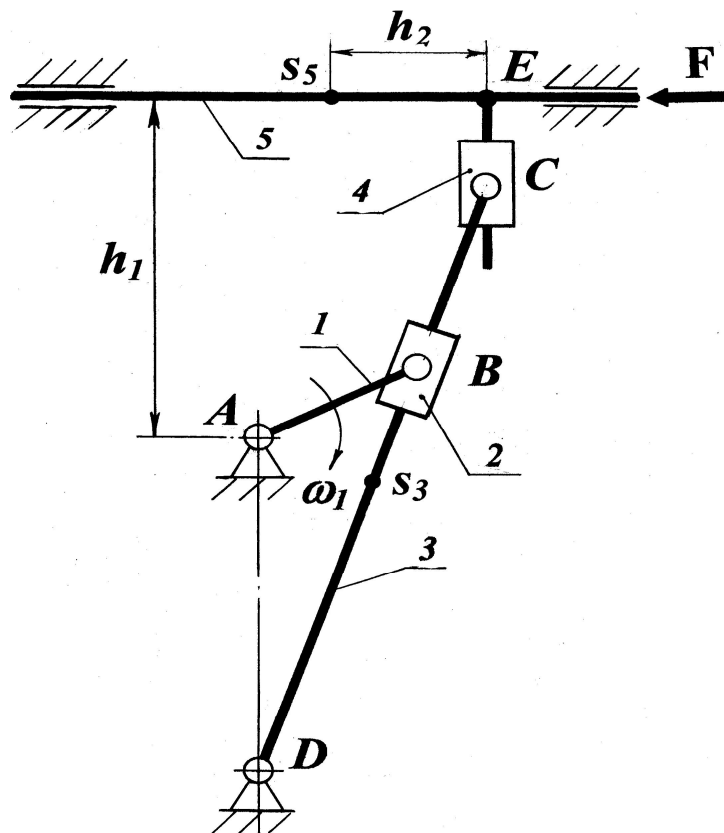
Рис.3.б. Диаграмма изменения силы  $F$ 

Рис.3.а.

# Кулачковый механизм

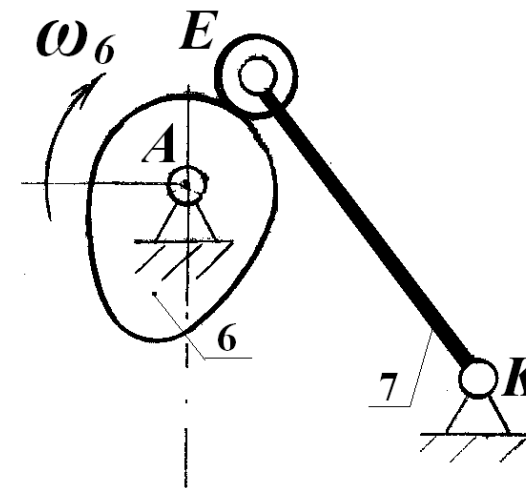


Рис.3.в.

Таблица 3. Исходные данные.

	Наименование параметра	Раз мер ность	Обоз наче ния	варианты									
				а	б	в	г	д	е	ж	з	и	к
Рычажный механизм	Частота вращения кривошипа	об/мин	n	70	65	60	70	55	75	68	72	65	90
	Длина кривошипа 1	м	$l_1$	0,11	0,125	0,14	0,12	0,135	0,11	0,115	0,13	0,12	0,13
	Длина кулисы 3	м	$l_3$	0,65	0,67	0,71	0,72	0,7	0,68	0,69	0,71	0,7	0,66
	Расстояние между осями AD	м	$l_{AD}$	0,35	0,36	0,39	0,38	0,36	0,37	0,35	0,36	0,36	0,34
	Расстояние $h_1$	м	$h_1$	0,28	0,29	0,3	0,32	0,31	0,3	0,32	0,32	0,32	0,34
	Центр масс кулисы 3	м	$l_{DS3}$	0,325	0,335	0,355	0,36	0,35	0,34	0,345	0,355	0,35	0,33
	Центр масс ползуна 5	м	$h_2$	0,12	0,1	0,11	0,13	0,14	0,12	0,13	0,11	0,1	0,1
	Масса кулисы 3	кг	$m_3$	18	20	21	21	21	20	20	20	21	20
	Масса ползуна 5	кг	$m_5$	20	24	26	22	25	21	24	22	24	25
	Момент инерции кулисы 3	кг м <sup>2</sup>	$I_{S3}$	0,6	0,75	0,88	0,9	0,86	0,77	0,8	0,84	0,86	0,7
	Сила резания	Н	F	1200	1000	1250	1300	1200	1000	1100	1250	1200	1250
	Коэффициент неравномерности		$\delta$	1/20	1/22	1/25	1/18	1/15	1/20	1/16	1/14	1/18	1/20
	Привед. момент инерции зубч.пер.	кг м <sup>2</sup>	$I_{const}$	52	53	67	54	74	38	49	39	51	64

Таблица 3 (продолжение). Исходные данные.

	Наименование параметра	Раз мер ность	Обоз наче ния	варианты									
				а	б	в	г	д	е	ж	з	и	к
Зубчатый мех-зм	Число зубьев шестерни		$z_1$	14	14	14	14	10	10	10	10	10	10
	Число зубьев колеса		$z_2$	15	16	17	18	11	12	13	14	15	25
	Модуль	мм	$m$	10	2	16	8	10	6	8	4	12	2
	Несхемы планетарного механизма			73	74	75	76	77	118	119	120	121	122
Кулачковый механизм	Длина толкателя	м	$l_{EK}$	0,12	0,125	0,14	0,135	0,135	0,125	0,13	0,14	0,135	0,12
	Угловой ход толкателя	град	$\psi_{max}$	30	35	40	30	30	35	35	40	35	30
	Закон изменения аналога ускорения толкателя			$K \cos \frac{\pi\varphi}{\varphi_n}$		$\pm mran$		$\pm K$		$K \sin \frac{2\pi\varphi}{\varphi_n}$		$\pm \Delta$	
	Фаза подъема	град	$\varphi_{\Pi}$	95	110	115	120	150	140	85	85	105	130
	Фаза верхнего выстоя	град	$\varphi_{ВВ}$	22	15	20	15	40	35	30	40	50	45
	Фаза опускания	град	$\varphi_o$	60	87	150	100	75	70	130	120	80	130
	Радиус ролика	м	$r_p$	0,01	0,011	0,012	0,01	0,009	0,011	0,012	0,008	0,008	0,009

**ЗАДАНИЕ № 4****ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ДОЛБЕЖНОГО СТАНКА С  
КАЧАЮЩЕЙСЯ КУЛИСОЙ**

Долбежный станок предназначен для прорезания в отверстиях деталей канавок и пазов (шпоночных), а также для обработки вертикально расположенных плоскостей.

Привод станка состоит из двигателя, промежуточных механизмов, в состав которых входит планетарный механизм (редуктор) и зубчатая передача.

Основным механизмом станка является шестизвенный рычажный механизм (рис.4а), состоящий из кривошипа 1, шатуна (кулисного камня) 2, кулисы 3, качающейся относительно оси С, шатуна 4 и ползуна 5. Ползун 5 с закрепленным на нем инструментом совершает возвратно-поступательное движение по вертикальным направляющим станины (стойки) 0. Резание металла (рабочий ход) осуществляется при движении ползуна 5 вниз.

Диаграмма изменения силы резания  $F$  от перемещения  $S_D$  ползуна 5 представлена на рис.4.б. Во время холостого хода, когда ползун 5 возвращается в исходное (крайнее верхнее) положение, столу с обрабатываемой деталью сообщается движение подачи. Подача рабочего стола осуществляется в двух взаимно перпендикулярных направлениях с помощью ходовых винтов.

Движение на них передается от кривошипа с помощью дискового кулачка 6, закрепленного на его валу, через качающийся толкатель 7 и механизм подачи.

Для обеспечения вращения кривошипа при установившемся режиме работы с заданным коэффициентом неравномерности  $\delta$  на валу кривошипа устанавливается маховик.

При проектировании кулачкового механизма обеспечить заданный закон движения толкателя. Основные размеры кулачкового механизма (начальный радиус  $R_0$  центрального профиля кулачка и межосевое расстояние  $l_{AK}$ ) определить из условия: угол давления не должен превышать допустимого значения  $45^\circ$ .

## Рычажный механизм

## Кулачковый механизм

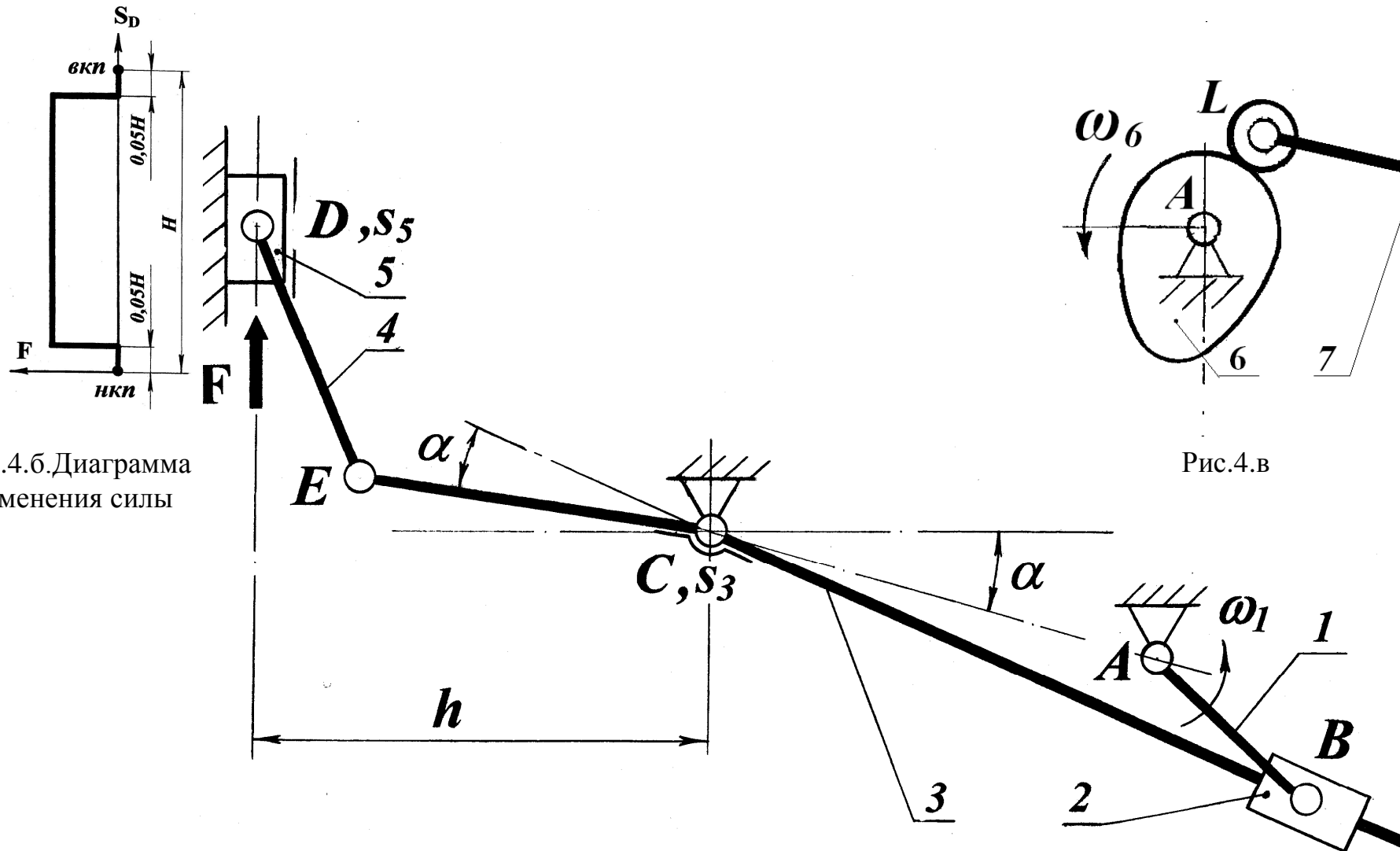


Рис.4.б. Диаграмма изменения силы

Рис.4.в

Рис.4.а.

Таблица 4. Исходные данные.

	Наименование параметра	Раз мер ность	<u>Обоз</u> <u>нач</u> <u>ения</u>	варианты									
				а	б	в	г	д	е	ж	з	и	к
Рычажный механизм	Частота вращения кривошипа	об/мин	n	75	80	75	85	90	95	80	75	70	85
	Длина кривошипа 1	м	$l_1$	0,075	0,10	0,11	0,072	0,074	0,12	0,09	0,086	0,11	0,095
	Угол кулисы 3	град	$\alpha_3$	$20^0$	$18^0$	$22^0$	$25^0$	$24^0$	$15^0$	$20^0$	$25^0$	$18^0$	$22^0$
	Расстояние между осями АС	м	$l_{AC}$	0,3	0,38	0,32	0,25	0,27	0,3	0,31	0,27	0,32	0,32
	Длина рычага кулисы 3	м	$l_{CE}$	0,28	0,27	0,26	0,24	0,25	0,24	0,29	0,23	0,28	0,3
	Длина шатуна 4	м	$l_4$	0,17	0,16	0,18	0,14	0,15	0,18	0,15	0,14	0,2	0,16
	Расстояние h	м	h	0,3	0,29	0,28	0,26	0,27	0,26	0,3	0,25	0,30	0,32
	Масса кулисы 3	кг	$m_3$	15	16	18	14	15	16	18	20	16	18
	Масса ползуна 5	кг	$m_5$	8	10	7	9	11	12	10	8	12	8
	Момент инерции кулисы 3	кг м <sup>2</sup>	$I_{S3}$	0,45	0,5	0,55	0,4	0,45	0,6	0,5	0,8	0,6	0,6
	Сила резания	Н	F	1250	1500	1750	1300	1600	1400	1200	1550	1350	1250
	Коэффициент неравномерности		$\delta$	1/12	1/14	1/10	1/15	1/14	1/20	1/18	1/16	1/22	1/25
	Привед. момент инерции зубч. передач.	кг м <sup>2</sup>	$I_{const}$	6,4	12	10	6	6	9	9	10	19	12

Таблица 4(продолжение).Исходные данные.

	Наименование параметра	Раз мер ность	Обоз наче ния	варианты									
				а	б	в	г	д	е	ж	з	и	к
Зубч мех-зм	Число зубьев шестерни		$z_1$	10	11	11	12	12	12	13	13	14	14
	Число зубьев колеса		$z_2$	12	13	14	14	15	16	18	20	21	22
	Модуль	мм	$m$	5	10	7	4	6	8	10	12	16	20
	№схемы планетарн. мех-ма			58	59	60	61	62	133	134	135	136	137
Кулачковый механизм	Длина толкателя	м	$l_{LK}$	0,1	0,12	0,125	0,13	0,135	0,138	0,11	0,12	0,14	0,115
	Угловой ход толкателя	град	$\psi_{max}$	30	32	34	40	30	35	30	35	40	32
	Закон изменения аналога ускорения толкателя			$\pm \Delta$		$\pm K$		$\pm m_{ran}$		$K \cos \frac{\pi \varphi}{\varphi_n}$		$K \sin \frac{2\pi \varphi}{\varphi_n}$	
	Фаза подъема	град	$\varphi_{\Pi}$	100	120	130	140	150	135	120	110	115	90
	Фаза верхнего выстоя	град	$\varphi_{ВВ}$	80	90	100	110	100	75	80	80	95	120
	Фаза опускания	град	$\varphi_o$	40	30	50	60	50	40	60	20	45	30
	Радиус ролика	м	$r_p$	0,008	0,008	0,008	0,009	0,009	0,009	0,01	0,01	0,01	0,008

## ЗАДАНИЕ № 5

### ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ДОЛБЕЖНОГО СТАНКА С ВРАЩАЮЩЕЙСЯ КУЛИСОЙ

Долбежный станок предназначен для прорезания в отверстиях деталей канавок и пазов (шпоночных), а так же для обработки вертикально расположенных плоскостей.

Привод станка состоит из двигателя, передаточных механизмов, в состав которых входит планетарный механизм (редуктор) и зубчатая передача.

Основным механизмом станка является рычажный механизм (рис.5), состоящий из кривошипа 1, шатуна(кулисного камня) 2, кулисы 3, вращающейся относительно оси D, шатуна 4 и ползуна 5. Ползун 5 с закрепленным на нем инструментом совершает возвратно-поступательное движение по вертикальным направляющим станины (стойки) 0. Резание металла (рабочий ход) осуществляется при движении ползуна 5 вниз. Диаграмма силы резания  $F$  от перемещения  $S_E$  показана на рис.5.

Во время холостого хода, когда ползун 5 возвращается в исходное (крайнее верхнее) положение, столу с обрабатываемой деталью сообщается движение подачи. Подача рабочего стола может осуществляться в двух взаимно перпендикулярных направлениях с помощью ходовых винтов. Движение на них передается от кривошипа с помощью дискового кулачка 6, закрепленного на его валу, через качающийся толкатель 7 и механизм подачи.

Для обеспечения вращения кривошипа при установившемся режиме работы с заданным коэффициентом неравномерности  $\delta$  на валу кривошипа устанавливается маховик.

При проектировании кулачкового механизма обеспечить заданный закон движения толкателя. Основные размеры кулачкового механизма (начальный радиус  $R_0$  центрального профиля кулачка и межосевое расстояние  $l_{AK}$ ) определить из условия: угол давления не должен превышать допустимого значения  $45^\circ$ .

# Рычажный механизм

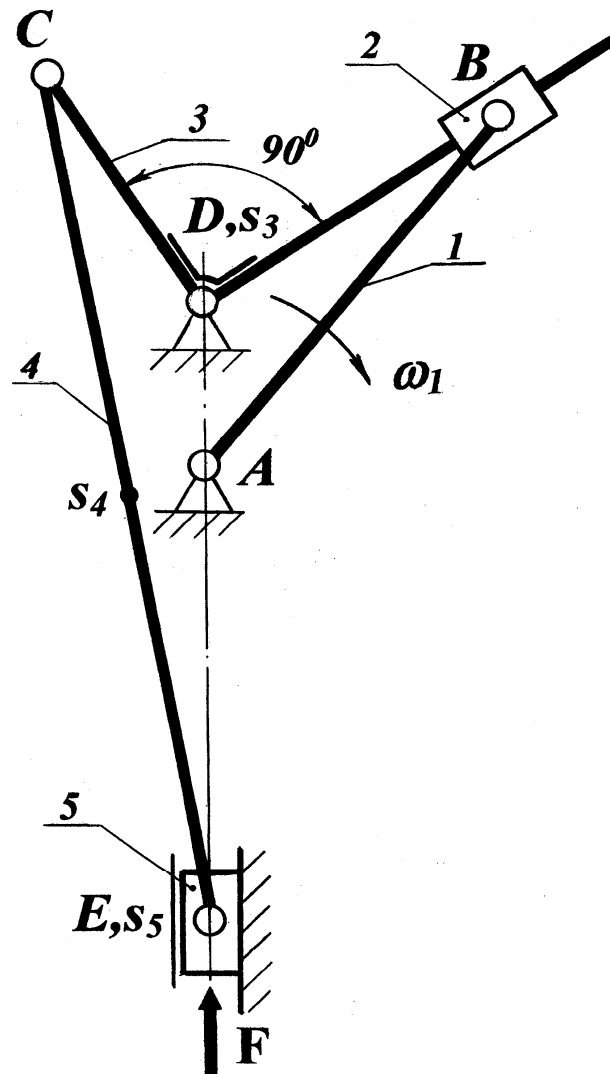
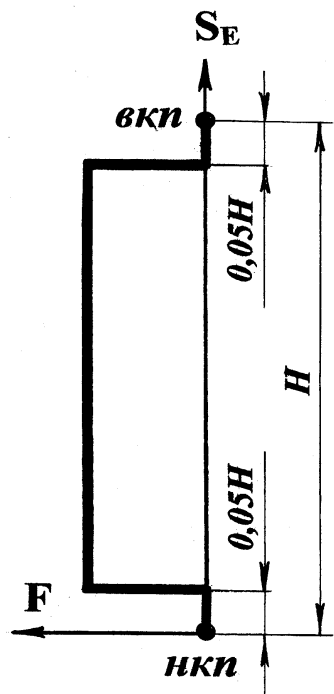


Рис.5.а.

Рис.5.б. Диаграмма изменения силы



# Кулачковый механизм

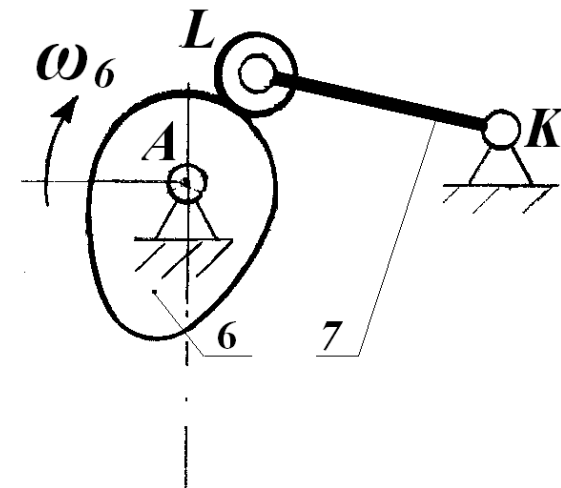


Рис.5.в.

Таблица 5. Исходные данные.

	Наименование параметра	Размерно- сть	Обозначение	варианты									
				а	б	в	г	д	е	ж	з	и	к
Рычажный механизм	Частота вращения кривошипа	об/мин	n	90	75	95	100	105	110	115	80	85	100
	Длина кривошипа 1	м	$l_1$	0,14	0,18	0,15	0,16	0,155	0,165	0,17	0,175	0,18	0,185
	Расстояние между осями AD	м	$l_{AD}$	0,07	0,06	0,064	0,062	0,06	0,068	0,056	0,072	0,058	0,074
	Длина рычага кулисы DC	м	$l_{DC}$	0,11	0,14	0,115	0,13	0,125	0,13	0,15	0,12	0,18	0,16
	Длина шатуна 4	м	$l_4$	0,38	0,44	0,4	0,41	0,32	0,42	0,46	0,38	0,48	0,42
	Центр масс шатуна ES <sub>4</sub>		$l_{ES4}$	$l_{ES4}=0,4 l_{CE}$									
	Масса кулисы 3	кг	$m_3$	10	12	15	18	20	15	14	18	20	22
	Масса шатуна 4	кг	$m_4$	8	10	11	12	13	9	11	12	12	15
	Масса ползуна 5	кг	$m_5$	15	20	22	25	25	18	22	24	24	30
	Момент инерции кулисы 3	кг м <sup>2</sup>	$I_{S3}$	0,15	0,16	0,22	0,27	0,3	0,23	0,2	0,27	0,29	0,32
	Момент инерции шатуна 4	кг м <sup>2</sup>	$I_{S4}$	0,1	0,16	0,15	0,17	0,11	0,13	0,19	0,14	0,25	0,27
	Сила резания	Н	F	1200	1250	1100	1150	1050	1100	1200	1250	1150	1000
	Коэффициент неравномерности		$\delta$	1/15	1/12	1/18	1/20	1/15	1/14	1/18	1/22	1/25	1/20
	Приведенный момент инерц/ зубч. передачи	кг м <sup>2</sup>	$I_{const}$	7	12	7,6	9	7	5	8	15,8	23	9,8

Таблица 5 (продолжение). Исходные данные.

	Наименование параметра	Размерность	Обозначения	варианты									
				а	б	в	г	д	е	ж	з	и	к
Зубч мех-зм	Число зубьев шестерни		$z_1$	10	10	10	10	11	11	11	11	11	11
	Число зубьев колеса		$z_2$	16	17	18	20	12	13	14	15	16	17
	Модуль	мм	$m$	4	2	10	2,5	3	4	5	6	8	12
	№схемы планетарного механизма			68	69	70	71	72	113	114	115	116	117
Кулачковый механизм	Длина толкателя	м	$l_{LK}$	0,195	0,19	0,165	0,17	0,18	0,15	0,155	0,16	0,185	0,17
	Угловой ход толкателя	град	$\psi_{max}$	18	15	20	25	24	16	22	24	25	20
	Закон изменения аналога ускорения толкателя			$K \cos \frac{\pi\varphi}{\varphi_n}$		$\pm \Delta$		$\pm K$		$K \sin \frac{2\pi\varphi}{\varphi_n}$		$\pm m_{ran}$	
	Фаза подъема	град	$\varphi_n$	90	105	95	100	104	102	105	120	100	110
	Фаза верхнего выстоя	град	$\varphi_{вв}$	18	20	25	20	21	23	15	20	25	20
	Фаза опускания	град	$\varphi_o$	240	220	210	225	215	200	150	90	120	130
	Радиус ролика	м	$r_p$	0,008	0,01	0,1	0,009	0,01	0,01	0,011	0,008	0,009	0,009

**ЗАДАНИЕ № 6****ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ПОПЕРЕЧНО-СТРОГАЛЬНОГО СТАНКА С КАЧАЮЩЕЙСЯ КУЛИСОЙ**

Поперечно-строгальный станок предназначен для обработки плоскостей и прямолинейных пазов.

Привод станка состоит из двигателя, передаточных механизмов, в состав которых входит планетарный механизм (редуктор) и зубчатая передача.

Основным механизмом станка является шестизвенный рычажный механизм (рис.6а), состоящий из кривошипа 1, шатуна (кулисного камня) 2, кулисы 3, качающейся относительно оси С, шатуна 4 и ползуна 5, перемещающегося по горизонтальным направляющим станины (стойки) 0. На переднем конце ползуна 5 в резцедержателе установлен резец. Резание металла (рабочий ход) осуществляется при движении ползуна 5 слева направо. Диаграмма изменения силы  $F$  от перемещения  $S_D$  показана на рис 6.б.

Во время холостого хода, когда ползун 5 возвращается в исходное положение (крайнее левое), столу с обрабатываемой деталью сообщается движение подачи. Подача рабочего стола осуществляется перпендикулярно плоскости чертежа при помощи винтовой пары за счет поворота ее ходового винта (на схеме винтовая пара не показана).

Поворот винта производится посредством кулачкового и храпового механизмов. Кулачковый механизм состоит из плоского пазового кулачка (паз выполнен в теле зубчатого колеса, закрепленного на валу кривошипа 1), и качающегося толкателя 6.

Для обеспечения вращения кривошипа при установившемся режиме работы с заданным коэффициентом неравномерности  $\delta$  на валу кривошипа устанавливается маховик.

При проектировании кулачкового механизма обеспечить заданный закон движения толкателя. Начальный радиус  $R_0$  центрового профиля кулачка определить из условия: угол давления не должен превышать допустимого значения  $45^\circ$ .

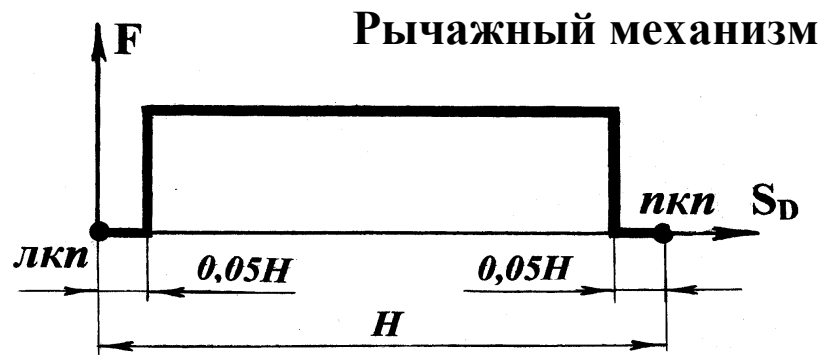


Рис.6.б. Диаграмма изменения силы

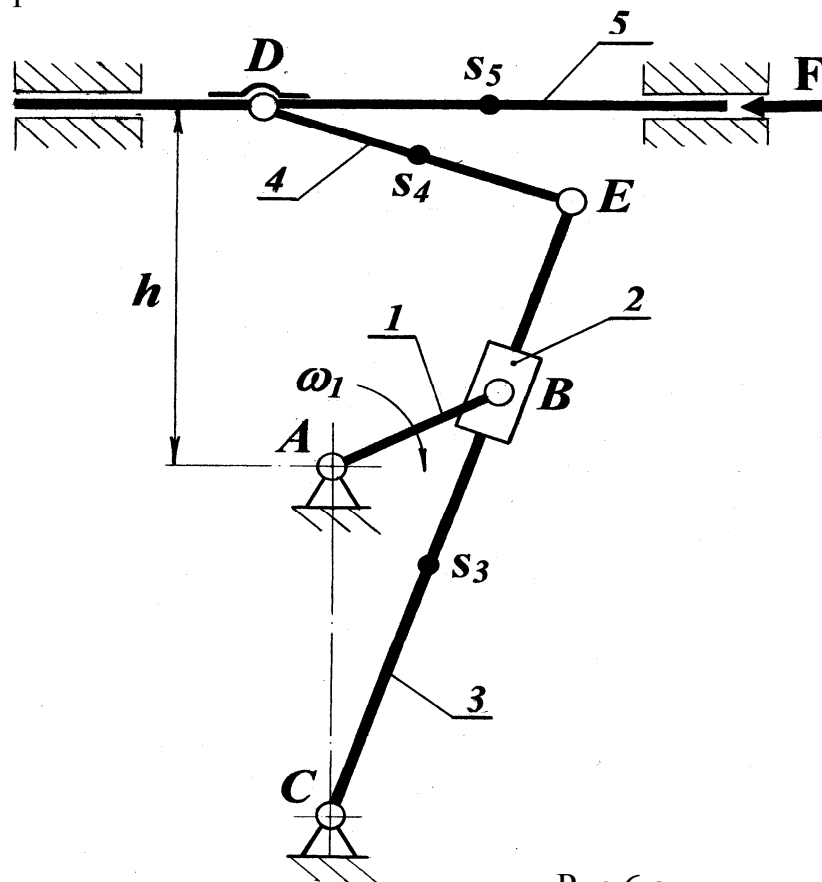


Рис.6.а.

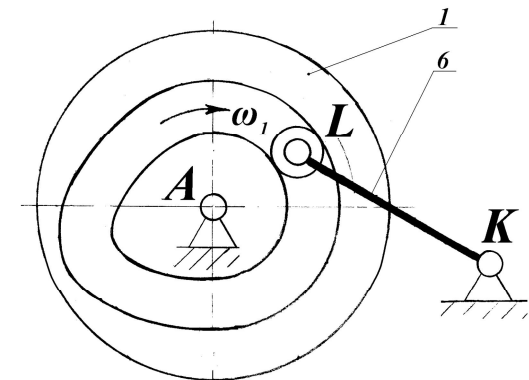
**Кулачковый механизм**

Рис.6.в.

Таблица 6. Исходные данные.

	Наименование параметра	Размерно- сть	Обозначение	варианты									
				а	б	в	г	д	е	ж	з	и	к
Рычажный механизм	Частота вращения кривошипа	об/мин	n	80	60	65	70	75	60	65	70	75	80
	Длина кривошипа 1	м	$l_1$	0,105	0,11	0,12	0,1	0,12	0,125	0,13	0,135	0,14	0,13
	Длина кулисы 3	м	$l_3$	0,6	0,58	0,65	0,55	0,625	0,7	0,75	0,76	0,72	0,78
	Длина шатуна 4	м	$l_4$	0,21	0,2	0,22	0,18	0,23	0,24	0,23	0,24	0,25	0,24
	Расстояние между осями АС	м	$l_{AC}$	0,31	0,38	0,34	0,32	0,35	0,36	0,35	0,39	0,4	0,41
	Расстояние h	м	h	0,27	0,19	0,29	0,22	0,25	0,32	0,37	0,35	0,30	0,35
	Центр масс кулисы 3	м	$l_{CS3}$	0,275	0,27	0,3	0,275	0,28	0,31	0,32	0,33	0,315	0,34
	Центр масс шатуна 4	м	$l_{ES4}$	0,1	0,1	0,11	0,09	0,115	0,14	0,12	0,12	0,125	0,12
	Центр масс ползуна 5	м	$l_{DS5}$	0,1	0,11	0,12	0,13	0,14	0,13	0,12	0,11	0,1	0,11
	Масса кулисы 3	кг	$m_3$	14	16	20	15	18	22	24	20	25	23
	Масса шатуна 4	кг	$m_4$	5	4	6	3	6	7	6	7	8	7
	Масса ползуна 5	кг	$m_5$	24	16	25	12	27	28	28	24	30	26
	Момент инерции кулисы 3	кг м <sup>2</sup>	$I_{S3}$	0,3	0,3	0,6	0,4	0,6	0,8	0,8	0,8	0,9	0,8
	Момент инерции шатуна 4	кг м <sup>2</sup>	$I_{S4}$	0,02	0,01	0,02	0,01	0,03	0,03	0,03	0,03	0,04	0,03
	Сила резания	Н	F	1000	950	1000	900	1100	1050	1200	1250	1150	1250
	Коэффициент неравномерности		$\delta$	1/12	1/14	1/15	1/16	1/18	1/20	1/16	1/14	1/15	1/18
	Приведенный момент инерции зубч. передачи	кг м <sup>2</sup>	$I_{const}$	32	54	58	40	48	73	65	49	37	32

Таблица 6 (продолжение). Исходные данные.

	Наименование параметра	Размерность	Обозначения	варианты									
				а	б	в	г	д	е	ж	з	и	к
Зубчатый мех-зм	Число зубьев шестерни		$z_1$	10	10	10	10	10	12	12	12	16	9
	Число зубьев колеса		$z_2$	15	16	17	18	19	21	22	23	20	17
	Модуль	мм	$m$	7	16	12	10	8	6	5	4	3	2,5
	№схемы планетарного механизма			52	53	54	55	56	57	138	139	140	141
Кулачковый механизм	Длина толкателя	м	$l_{LK}$	0,1	0,12	0,125	0,13	0,135	0,138	0,11	0,12	0,14	0,115
	Угловой ход толкателя	град	$\psi_{\max}$	30	32	34	40	30	35	30	35	40	32
	Закон изменения аналога ускорения толкателя			$K \cos \frac{\pi \varphi}{\varphi_n}$		$\pm \text{trap}$		$\pm \Delta$		$K \sin \frac{2\pi \varphi}{\varphi_n}$		$\pm K$	
	Фаза подъема	град	$\varphi_{\Pi}$	120	144	132	120	144	108	96	108	120	132
	Фаза верхнего выстоя	град	$\varphi_{\text{ВВ}}$	40	20	50	40	60	26	44	40	34	20
	Фаза опускания	град	$\varphi_{\text{О}}$	120	108	72	84	120	84	60	72	96	108
	Радиус ролика	м	$r_p$	0,008	0,009	0,01	0,008	0,01	0,011	0,012	0,009	0,01	0,012

**ЗАДАНИЕ № 7****ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ПОПЕРЕЧНО-СТРОГАЛЬНОГО СТАНКА С КАЧАЮЩЕЙСЯ КУЛИСОЙ**

Поперечно-строгальный станок предназначен для обработки плоскостей и прямолинейных пазов.

Привод станка состоит из двигателя, передаточных механизмов, в состав которых входит планетарный механизм (редуктор) и зубчатая передача.

Основным механизмом станка является шестизвенный рычажный механизм, состоящий из кривошипа 1, шатуна (кулисного камня) 2, кулисы 3, качающейся относительно оси D, шатуна 4 и ползуна 5, перемещающегося по горизонтальным направляющим станины (стойки) 0. На переднем конце ползуна 5 в резцедержателе установлен резец. Резание металла (рабочий ход) осуществляется при движении ползуна 5 слева направо. Диаграмма изменения силы  $F$  от перемещения  $S_E$  показана на рис 7 б.

Во время холостого хода, когда ползун 5 возвращается в исходное положение (крайнее левое), осуществляется движение подачи стола с обрабатываемой деталью. Подача рабочего стола осуществляется перпендикулярно плоскости чертежа при помощи винтовой пары за счет поворота ее ходового винта (на схеме винтовая пара не показана).

Поворот винта производится посредством кулачкового и храпового механизмов. Кулачковый механизм состоит из плоского пазового кулачка (паз выполнен в теле зубчатого колеса, закрепленного на валу кривошипа 1), и качающегося толкателя 2 (рис 7.в.). Для обеспечения вращения кривошипа при установившемся режиме работы с заданным коэффициентом неравномерности  $\delta$  на валу кривошипа устанавливается маховик.

При проектировании кулачкового механизма обеспечить заданный закон движения толкателя. Начальный радиус  $R_0$  центрального профиля кулачка определить из условия: угол давления не должен превышать допустимого значения  $45^\circ$ .

## Рычажный механизм

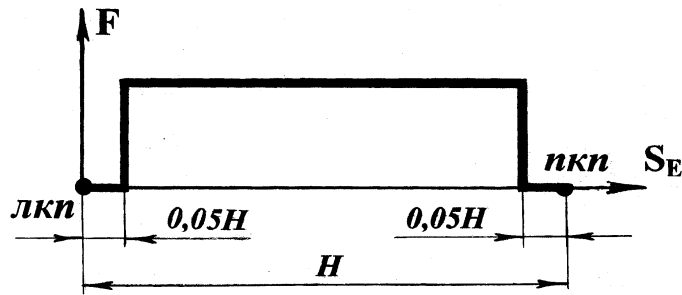
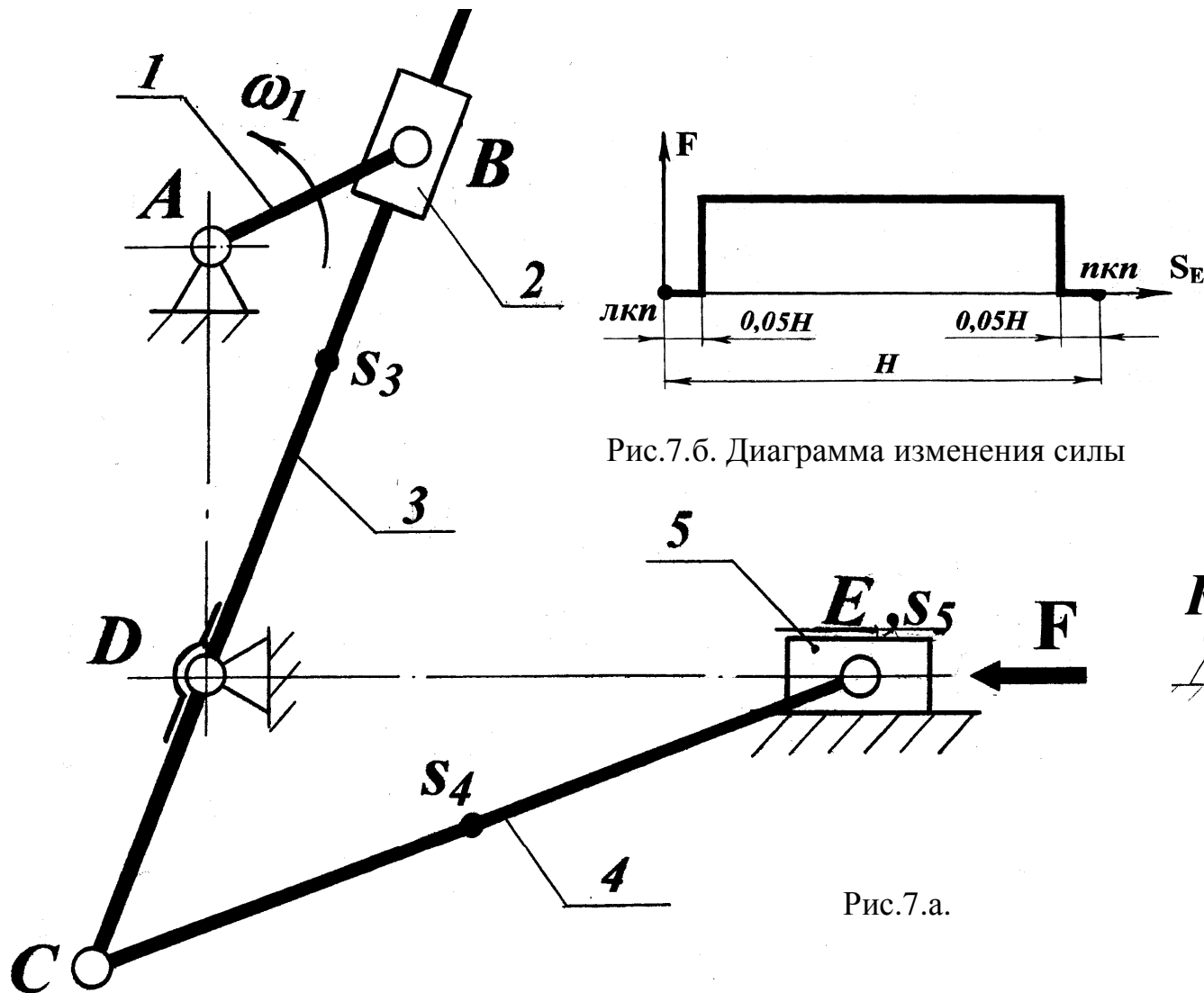


Рис.7.б. Диаграмма изменения силы

## Кулачковый механизм

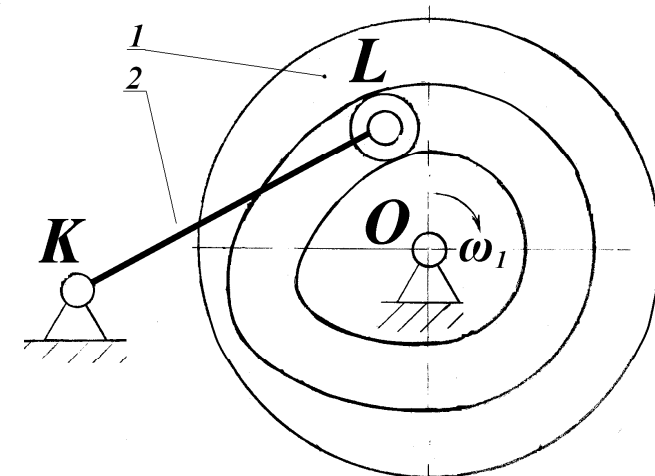


Рис.7.а.

Рис.7.в.

Таблица 7. Исходные данные.

	Наименование параметра	Размерно- сть	Обозначение	варианты									
				а	б	в	г	д	е	ж	з	и	к
Рычажный механизм	Частота вращения кривошипа	об/мин	n	98	100	90	85	80	82	70	60	55	75
	Длина кривошипа 1	м	$l_1$	0,115	0,11	0,1	0,12	0,125	0,13	0,135	0,12	0,125	0,14
	Расстояние между осями AD	м	$l_{AD}$	0,26	0,25	0,27	0,26	0,27	0,28	0,28	0,27	0,29	0,24
	Длина рычага кулисы DC	м	$l_{DC}$	0,15	0,16	0,15	0,17	0,16	0,17	0,15	0,18	0,16	0,17
	Длина шатуна 4	м	$l_4$	0,45	0,43	0,42	0,44	0,41	0,4	0,44	0,42	0,41	0,41
	Центра масс кулисы 3	м	$l_{DS3}$	0,16	0,17	0,17	0,18	0,18	0,19	0,17	0,2	0,19	0,21
	Центра масс шатуна 4		$l_{CS4}$	$l_{CS4}=0,5 l_4$									
	Масса кулисы 3	кг	$m_3$	18	19	20	22	20	22	16	18	19	18
	Масса шатуна 4	кг	$m_4$	13	13	12	12	10	12	9	15	10	12
	Масса ползуна 5	кг	$m_5$	26	27	28	24	20	25	24	19	25	23
	Момент инерции кулисы 3	кг м <sup>2</sup>	$I_{S3}$	0,54	0,65	0,6	0,85	0,70	0,90	0,48	0,78	0,60	0,70
	Момент инерции шатуна 4	кг м <sup>2</sup>	$I_{S4}$	0,22	0,2	0,18	0,20	0,14	0,16	0,15	0,22	0,14	0,17
	Сила резания	Н	F	1500	1600	1700	2000	1400	1600	2050	2100	2000	1550
	Коэффициент неравномерности		$\delta$	1/12	1/15	1/14	1/20	1/18	1/25	1/22	1/20	1/25	1/30
	Приведенный момент инерции зубчат. передачи	кг м <sup>2</sup>	$I_{const}$	8,7	11,4	12,5	25	13,6	24	41	18	39	21

Таблица 7 (продолжение). Исходные данные.

	Наименование параметра	Размерно сть	Обозначения	варианты									
				а	б	в	г	д	е	ж	з	и	к
Зубчатый мех-зм	Число зубьев шестерни		$z_1$	10	10	10	10	10	10	14	14	15	16
	Число зубьев колеса		$z_2$	19	11	12	13	14	15	17	18	19	19
	Модуль	мм	$m$	2	3	4	5	6	8	3	5	4	6
	№схемы планетарного механизма			128	129	130	131	84	85	142	86	87	132
Кулачковый механизм	Длина толкателя	м	$l_{KL}$	0,1	0,115	0,125	0,13	0,14	0,15	0,12	0,11	0,105	0,112
	Угловой ход толкателя	град	$\psi_{max}$	25	29	31	35	35	38	30	28	27	28
	Закон изменения аналога ускорения толкателя			$K \sin \frac{2\pi\varphi}{\varphi_n}$		$\pm mrap$		$\pm \Delta$		$K \cos \frac{\pi\varphi}{\varphi_n}$		$\pm K$	
	Фаза подъема	град	$\varphi_{\Pi}$	180	165	155	150	145	140	160	170	175	168
	Фаза верхнего выстоя	град	$\varphi_{ВВ}$	25	25	30	30	35	40	30	25	25	30
	Фаза опускания	град	$\varphi_o$	60	70	80	90	95	90	80	65	60	70
	Радиус ролика	м	$r_p$	0,008	0,01	0,012	0,012	0,015	0,015	0,011	0,009	0,008	0,01

## ЗАДАНИЕ № 8

### ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ЧЕКАНОЧНОГО ПРЕССА

Чеканочный пресс предназначен для чеканки, штамповки, холодной калибровки и правки деталей.

Основным механизмом пресса является шестизвенный рычажный механизм (рис.8), состоящий из кривошипа 1, шатунов 2 и 4, коромысла 3 и ползуна 5. Ползун 5 с закрепленным на нем инструментом (верхней половиной штампа) совершает возвратно-поступательное движение по вертикальным направляющим станины (стойки) 0. Технологическая операция по деформированию заготовки (рабочий ход) осуществляется при движении ползуна 5 вниз. Специфика процессов состоит в том, что для установки заготовки инструмент отводится на значительную высоту. Поэтому ход ползуна, при котором совершается технологическая операция, значительно меньше полного рабочего хода  $H$ . Диаграмма изменения силы  $F$  от перемещения  $S_D$  ползуна 5 показана на рис.8.

Кривошип 1 получает вращение от электродвигателя через зубчатую передачу ( $Z_1, Z_2$ ), фрикционную муфту и передаточные механизмы, в состав которых входит планетарный механизм (редуктор) (на рис 8 не показаны).

Во время холостого хода, когда ползун 5 возвращается в исходное положение (крайнее верхнее), производится подача заготовки. Механизм подачи состоит из дискового кулачка 6, закрепленного на валу кривошипа 1, качающегося толкателя 7 и передаточного механизма, снабженного приспособлением для подачи заготовки.

Вращение кривошипа при установившемся режиме работы с заданным коэффициентом неравномерности  $\delta$  обеспечивается маховиком. Маховик устанавливается на валу зубчатого колеса  $Z_2$ , совершающего непрерывное вращение и имеющего бо́льшую угловую скорость, чем вал кривошипа.

Заданные параметры для исследования механизма пресса приведены в таблице 8.

При проектировании кулачкового механизма обеспечить заданный закон движения толкателя. Основные размеры кулачкового механизма (начальный радиус  $R_0$  центрального профиля кулачка и межосевое расстояние  $l_{AK}$ ) определить из условия: угол давления не должен превышать допустимого значения  $45^\circ$ . При силовом замыкании элементов высшей кинематической пары это условие должно выполняться для всех положений механизма на фазе подъема.

## Рычажный механизм

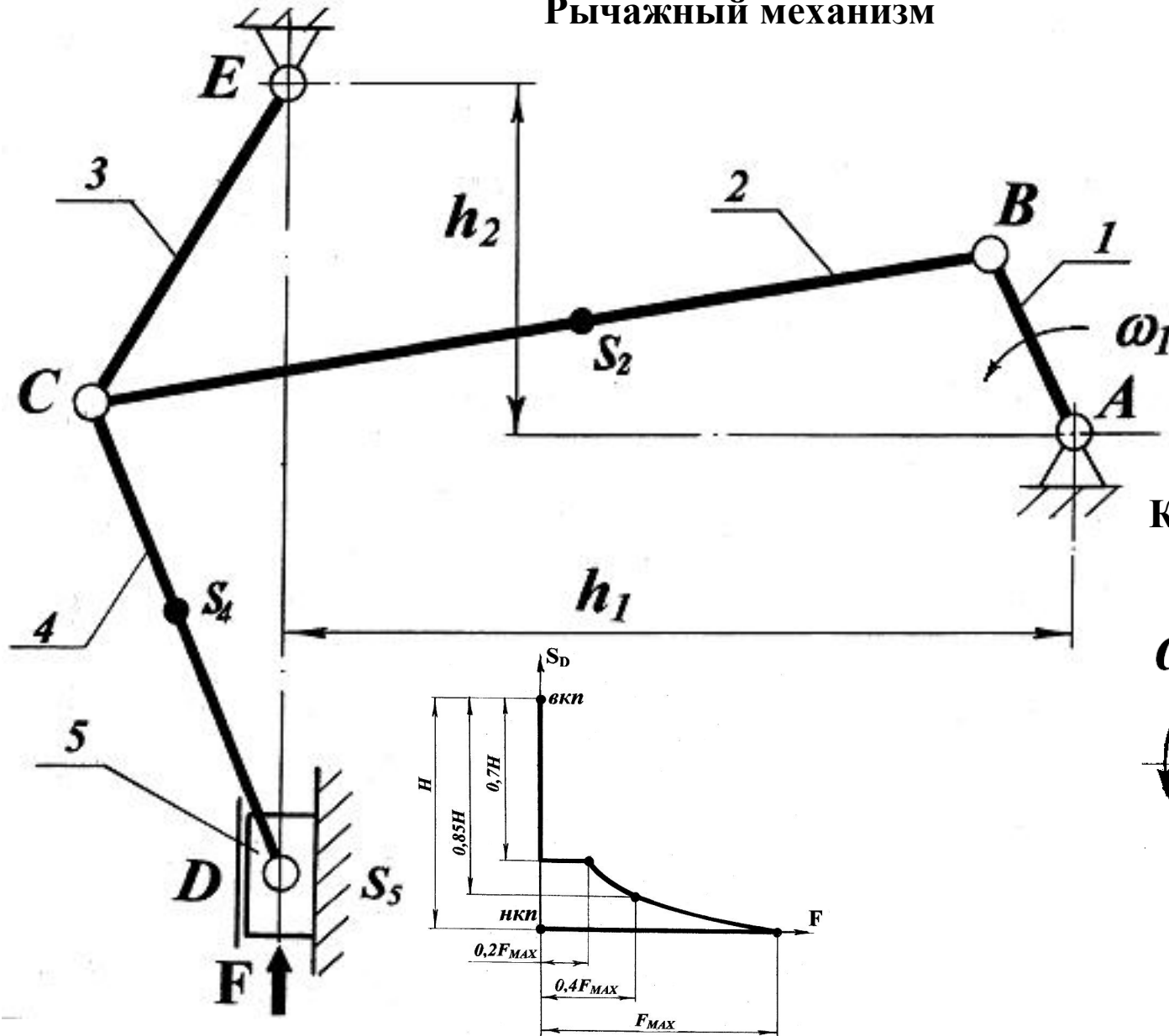


Рис.8.а.

Рис.8.б. Диаграмма изменения силы

## Кулачковый механизм

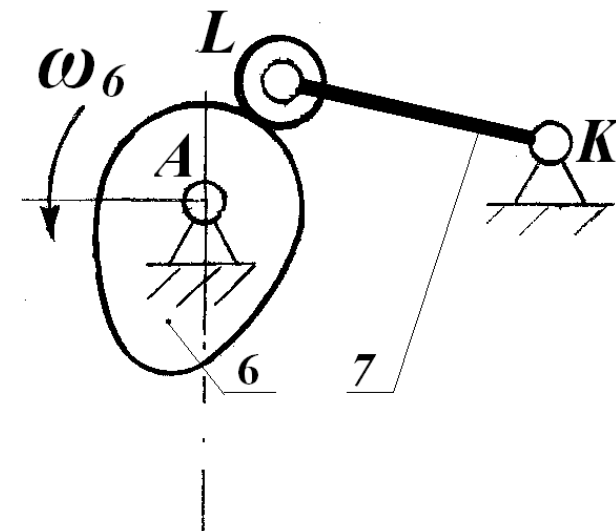


Рис.8.в.

Таблица 8. Исходные данные.

	Наименование параметра	Размерность	Обозначения	варианты									
				а	б	в	г	д	е	ж	з	и	к
Рычажный механизм	Частота вращения кривошипа	об/мин	n	98	100	90	85	80	82	70	60	55	75
	Длина кривошипа 1	м	$l_1$	0,115	0,11	0,1	0,12	0,125	0,13	0,135	0,12	0,125	0,14
	Расстояние между осями AD	м	$l_{AD}$	0,26	0,25	0,27	0,26	0,27	0,28	0,28	0,27	0,29	0,24
	Длина рычага кулисы DC	м	$l_{DC}$	0,15	0,16	0,15	0,17	0,16	0,17	0,15	0,18	0,16	0,17
	Длина шатуна 4	м	$l_4$	0,45	0,43	0,42	0,44	0,41	0,4	0,44	0,42	0,41	0,41
	Центр масс кулисы 3	м	$l_{DS3}$	0,16	0,17	0,17	0,18	0,18	0,19	0,17	0,2	0,19	0,21
	Центр масс шатуна 4		$l_{CS4}$	$l_{CS4}=0,5 l_4$									
	Масса кулисы 3	кг	$m_3$	18	19	20	22	20	22	16	18	19	18
	Масса шатуна 4	кг	$m_4$	13	13	12	12	10	12	9	15	10	12
	Масса ползуна 5	кг	$m_5$	26	27	28	24	20	25	24	19	25	23
	Момент инерции кулисы 3	кг м <sup>2</sup>	$I_{S3}$	0,54	0,65	0,6	0,85	0,70	0,90	0,48	0,78	0,60	0,70
	Момент инерции шатуна 4	кг м <sup>2</sup>	$I_{S4}$	0,22	0,2	0,18	0,20	0,14	0,16	0,15	0,22	0,14	0,17
	Сила резания	Н	F	1500	1600	1700	2000	1400	1600	2050	2100	2000	1550
	Коэффициент неравномерности		$\delta$	1/12	1/15	1/14	1/20	1/18	1/25	1/22	1/20	1/25	1/30
	Привед. момент инерции зубч.пер.	кг м <sup>2</sup>	$I_{const}$	8,7	11,4	12,5	25	13,6	24	41	18	39	21

Таблица 8 (продолжение). Исходные данные.

	Наименование параметра	Размерность	Обозначения	варианты									
				а	б	в	г	д	е	ж	з	и	к
Зубчатый мех-зм	Число зубьев шестерни		$z_1$	10	10	10	10	10	10	14	14	15	16
	Число зубьев колеса		$z_2$	19	11	12	13	14	15	17	18	19	19
	Модуль	мм	$m$	2	3	4	5	6	8	3	5	4	6
	№схемы планетарного механизма			128	129	130	131	84	85	142	86	87	132
Кулачковый механизм	Длина толкателя	м	$l_{KL}$	0,1	0,115	0,125	0,13	0,14	0,15	0,12	0,11	0,105	0,112
	Угловой ход толкателя	град	$\psi_{\max}$	25	29	31	35	35	38	30	28	27	28
	Закон изменения аналога ускорения толкателя			$K \sin \frac{2\pi\varphi}{\varphi_n}$		$\pm \text{trap}$		$\pm \Delta$		$K \cos \frac{\pi\varphi}{\varphi_n}$		$\pm K$	
	Фаза подъема	град	$\varphi_{\Pi}$	180	165	155	150	145	140	160	170	175	168
	Фаза верхнего выстоя	град	$\varphi_{\text{ВВ}}$	25	25	30	30	35	40	30	25	25	30
	Фаза опускания	град	$\varphi_o$	60	70	80	90	95	90	80	65	60	70
	Радиус ролика	м	$r_p$	0,008	0,01	0,012	0,012	0,015	0,015	0,011	0,009	0,008	0,01

## ЗАДАНИЕ № 9

### ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ЛИСТОШТАМПОВОЧНОГО ПРЕССА

Листоштамповочный пресс предназначен для холодной штамповки листового материала.

Основным механизмом пресса является шестизвенный рычажный механизм (рис.9), состоящий из кривошипа 1, шатунов 2 и 4, коромысла 3 и ползуна 5. Ползун 5 с закрепленным на нем инструментом (верхней половиной штампа) совершает возвратно-поступательное движение по вертикальным направляющим станины (стойки) 0. При движении ползуна 5 вниз (рабочий ход) осуществляется подвод инструмента к заготовке и технологическая операция (вытяжка, резка, вырубка, пробивка, штамповка, гибка и т.д.). Диаграмма изменения силы  $F$  от перемещения  $S_E$  ползуна 5 показана на рис.9.

Кривошип 1 получает вращение от электродвигателя через зубчатую передачу ( $Z_1, Z_2$ ), фрикционную муфту и передаточные механизмы, в состав которых входит планетарный механизм (редуктор) (на рис 9 не показаны).

Во время холостого хода, когда ползун 5 возвращается в исходное (крайнее верхнее) положение, деталь удаляется из нижнего штампа выталкивателем. Одновременно осуществляется подача ленты. В состав механизма привода подачи входит дисковый кулачок 6, закрепленный на валу кривошипа, и качающийся толкатель 7.

Вращение кривошипа при установившемся режиме работы с заданным коэффициентом неравномерности  $\delta$  обеспечивается маховиком. Маховик устанавливается на валу зубчатого колеса  $Z_2$ , совершающего непрерывное вращение и имеющего большую угловую скорость, чем вал кривошипа.

Заданные параметры для исследования механизма пресса приведены в таблице 9.

При проектировании кулачкового механизма обеспечить заданный закон движения толкателя. Основные размеры кулачкового механизма (начальный радиус  $R_0$  центрального профиля кулачка и межосевое расстояние

$l_{AK}$ ) определить из условия: угол давления не должен превышать допустимого значения  $45^0$ . При силовом замыкании элементов высшей кинематической пары это условие должно выполняться для всех положений механизма на фазе подъема.

Примечание:

Для определения крайних положений ползуна 5 построить траекторию движения центра шарнира 2. Для этого надо построить двенадцать положений механизма, разбивая окружность радиуса кривошипа на 12 равных частей (за начало взять произвольное положение кривошипа). Плавная кривая, проведенная через все полученные точки К, будет искомой траекторией (шатунной кривой). Крайние верхнее и нижнее положения ползуна соответствуют точкам на оси направляющих ползуна 5, которые являются центрами дуг радиуса  $l_4$ , касательных к шатунной кривой в точке К сверху и снизу.

## Рычажный механизм

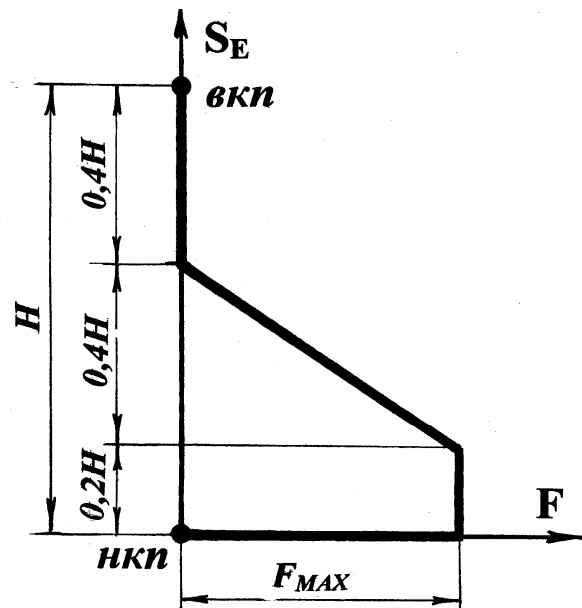


Рис.9.б. Диаграмма изменения силы

## Кулачковый механизм

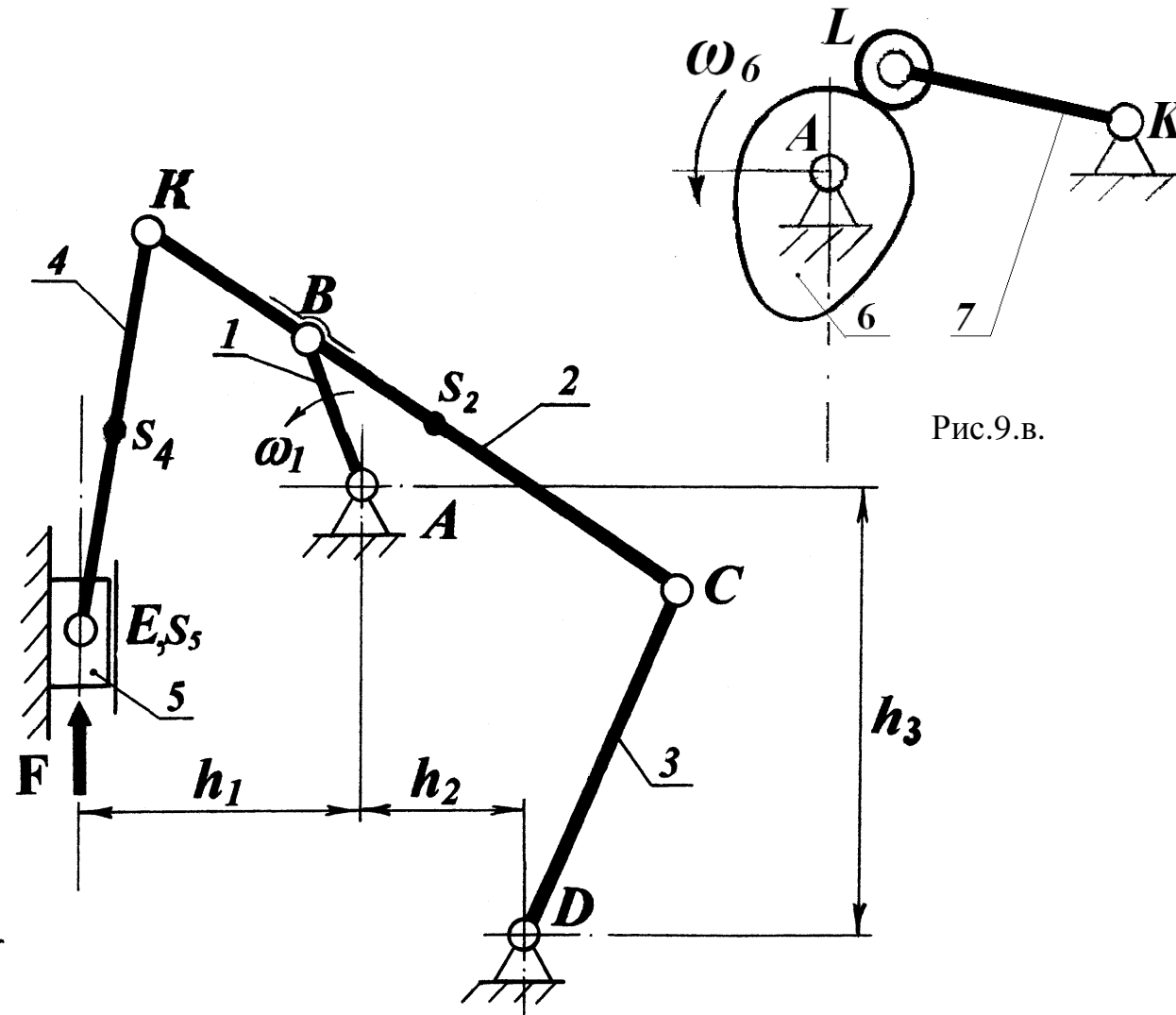


Рис.9.в.

Рис 9.а.

Таблица 9. Исходные данные.

	Наименование параметра	Размерно- сть	Обозначение	варианты									
				а	б	в	г	д	е	ж	з	и	к
Рычажный механизм	Частота вращения кривошипа	об/мин	n	153	128	119	125	119	151	112	108	145	117
	Длина кривошипа 1	м	$l_1$	0,25	0,35	0,30	0,26	0,34	0,28	0,32	0,27	0,29	0,31
	Длина шатуна ВС	м	$l_{BC}$	0,82	1,02	1,00	0,9	1,01	0,95	1,02	0,95	0,98	1,00
	Длина коромысла 3	м	$l_3$	0,65	0,84	0,86	0,73	0,83	0,80	0,84	0,80	0,82	0,83
	Длина шатуна 2	м	$l_{KC}$	$l_{KC}=1,5 l_{BC}$									
	Длина шатуна 4	м	$l_4$	0,75	0,85	0,7	0,6	0,6	0,64	0,74	0,62	0,66	0,72
	Расстояние $h_1$	м	$h_1$	0,5	0,63	0,62	0,60	0,61	0,59	0,63	0,58	0,56	0,63
	Расстояние $h_2$	м	$h_2$	0,2	0,38	0,22	0,23	0,3	0,36	0,3	0,35	0,35	0,4
	Расстояние $h_3$	м	$h_3$	0,8	1,0	0,94	0,8	0,9	0,86	0,92	0,88	0,86	0,98
	Центр масс шатуна 2		$l_{CS2}$	$l_{CS2}=0,5 l_2$									
	Центр масс шатуна 4		$l_{KS4}$	$l_{KS4}=0,5 l_4$									
	Масса шатуна 2	кг	$m_2$	24	30	30	27	30	28	31	28	29	30
	Масса шатуна 4	кг	$m_4$	15	17	14	12	12	13	15	16	13	14
	Масса ползуна 5	кг	$m_5$	45	50	42	36	36	40	45	48	40	40
	Момент инерции шатуна 2	кг м <sup>2</sup>	$I_{S2}$	3,0	5,8	5,6	4,1	5,7	4,7	6,0	4,7	5,2	5,2
	Момент инерции шатуна 4	кг м <sup>2</sup>	$I_{S4}$	0,7	1,0	0,57	0,36	0,36	0,44	0,68	0,9	0,47	0,6
	Максимальная сила	кН	$F_{max}$	20	25	22	23	24	21	21,5	23,5	25	30
	Коэффициент неравномерности		$\delta$	1/10	1/14	1/17	1/12	1/20	1/16	1/10	1/15	1/18	1/12
	Приведенный момент инерции зубчатой передачи.	кг м <sup>2</sup>	$I_{const}$	35	45	60	50	80	55	35	40	70	45

Таблица 9 (продолжение). Исходные данные.

	Наименование параметра	Размерно сть	Обозначение	варианты									
				а	б	в	г	д	е	ж	з	и	к
Зубчатая передача	Число зубьев шестерни		$z_1$	12	9	11	10	13	9	10	11	12	10
	Число зубьев колеса		$z_2$	23	20	24	21	22	22	24	19	25	17
	Модуль	мм	$m$	10	16	12	10	14	12	8	5	4	15
	Число схем планетарного механизма			36	42	44	50	52	57	60	85	68	72
Кулачковый механизм	Длина толкателя	м	$l_{LK}$	0,145	0,13	0,125	0,122	0,136	0,125	0,14	0,145	0,15	0,126
	Угловой ход толкателя	град	$\psi_{\max}$	20	25	30	35	35	25	30	25	28	20
	Закон изменения аналога ускорения толкателя			$K \cos \frac{\pi \varphi}{\varphi_n}$		$\pm \Delta$		$K \sin \frac{2\pi \varphi}{\varphi_n}$		$\pm m \text{ran}$		$\pm K$	
	Фаза подъема	град	$\varphi_n$	130	100	110	105	120	80	125	110	115	120
	Фаза верхнего выстоя	град	$\varphi_{\text{вв}}$	50	60	50	70	50	30	45	80	40	60
	Фаза опускания	град	$\varphi_o$	130	100	110	105	120	80	125	110	115	120
	Радиус ролика	м	$r_p$	0,008	0,008	0,008	0,007	0,007	0,007	0,007	0,009	0,009	0,009

## ЗАДАНИЕ № 10

### ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ВЫТЯЖНОГО ПРЕССА

Вытяжной пресс предназначен для штамповки в холодном состоянии глубоких полых изделий.

Основным механизмом пресса является шестизвенный рычажный механизм (рис.10), состоящий из кривошипа 1, шатунов 2 и 4, коромысла 3 и ползуна 5. Ползун 5 с закрепленным на нем инструментом (верхней половиной штампа) совершает возвратно-поступательное движение по вертикальным направляющим станины (стойки) 0. При движении ползуна 5 вниз (рабочий ход) осуществляется подвод инструмента к заготовке и технологическая операция вытяжки. Диаграмма изменения усилия вытяжки  $F$  от перемещения  $S_E$  ползуна 5 приведена на рис 10. б.

Кривошип 1 получает вращение от электродвигателя через зубчатую передачу ( $Z_1, Z_2$ ), фрикционную муфту и передаточные механизмы, в состав которых входит планетарный механизм (редуктор).

Во время холостого хода, когда ползун 5 возвращается в исходное (крайнее верхнее) положение, готовая деталь с помощью кулачкового-рычажного механизма выталкивается из нижнего штампа. В состав кулачкового-рычажного механизма входит дисковый кулачок 6 с поступательно движущимся роликовым толкателем 7.

Вращение кривошипа при установившемся режиме работы с заданным коэффициентом неравномерности  $\delta$  обеспечивается маховиком. Маховик 10 устанавливается на валу зубчатого колеса  $Z_2$ , совершающего непрерывное вращение и имеющее большую скорость, чем вал кривошипа.

При проектировании кулачкового механизма обеспечить заданный закон движения толкателя. Начальный радиус  $R_0$  центрального профиля кулачка определить из условия: угол давления не должен превышать допустимого значения  $30^\circ$ .

# Рычажный механизм

# Кулачковый механизм

Рис.10.б. Диаграмма изменения силы

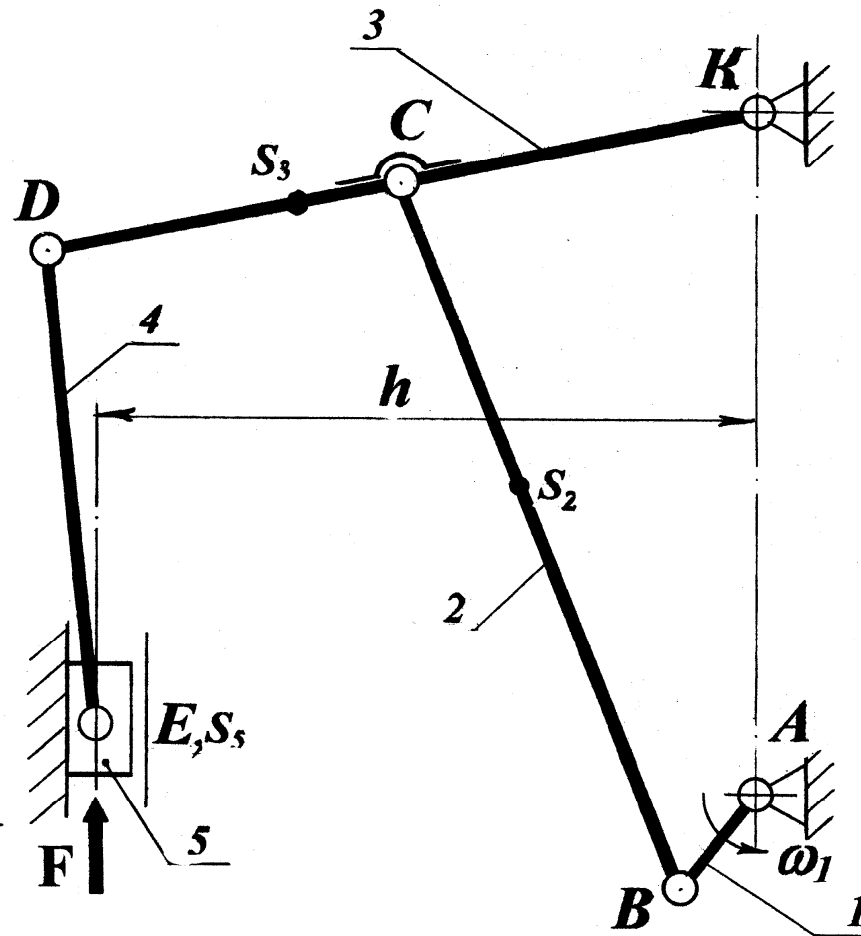
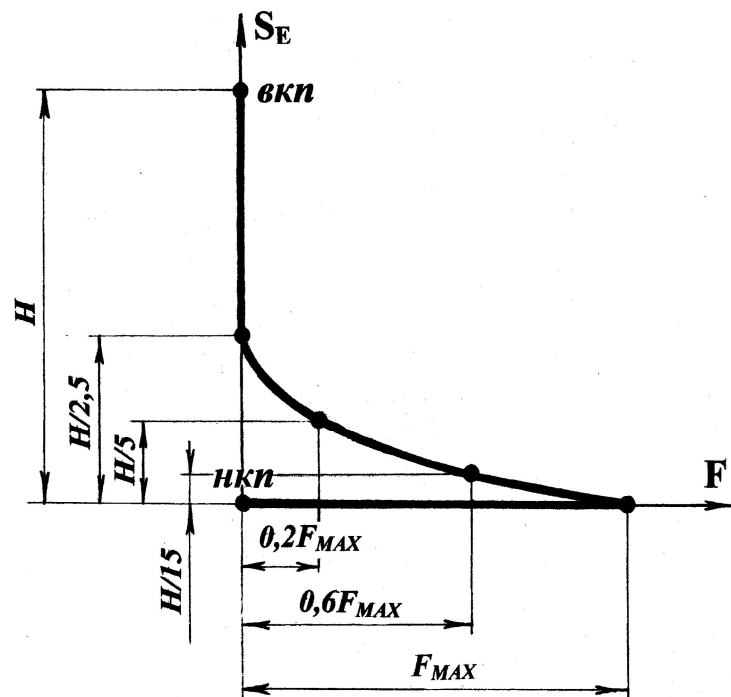


Рис.10.а.

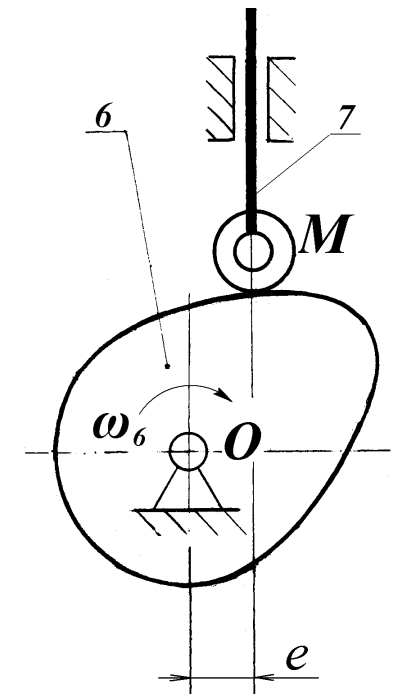


Рис.10.в.

Таблица 10. Исходные данные.

	Наименование параметра	Размерность	Обозначения	варианты									
				а	б	в	г	д	е	ж	з	и	к
Рычажный механизм	Частота вращения кривошипа	об/мин	n	35	32	38	34	28	26	20	22	24	20
	Длина кривошипа 1	м	$l_1$	0,23	0,25	0,2	0,18	0,18	0,23	0,25	0,21	0,26	0,21
	Длина коромысла КС	м	$l_{КС}$	0,6	0,65	0,5	0,45	0,45	0,55	0,6	0,5	0,6	0,58
	Длина шатуна 2	м	$l_2$	1,61	1,67	1,56	1,48	1,43	1,54	1,69	1,7	1,74	1,78
	Длина шатуна 4	м	$l_4$	0,95	1,10	0,95	0,90	1,00	1,35	1,10	1,20	1,25	1,15
	Отношение $l_{DK}/l_{СК}$			1,5	1,6	1,8	1,7	2,2	2,0	1,8	2,3	1,9	2,0
	Расстояние АК	м	$h_{AK}$	1,5	1,56	1,5	1,42	1,36	1,46	1,6	1,64	1,66	1,70
	Расстояние h	м	h	0,87	1,00	0,86	0,72	0,95	1,04	1,03	1,04	1,09	1,12
	Центр масс шатуна 2		$l_{BS2}$	$l_{BS2}=0,5 l_{BC}$									
	Центр масс звена 3		$l_{KS3}$	$l_{KS3}=0,5 l_{DK}$									
	Масса шатуна 2	кг	$m_2$	32	32	31	30	29	31	34	34	35	36
	Масса коромысла 3	кг	$m_3$	18	21	18	15	20	22	22	22	23	23
	Масса ползуна 5	кг	$m_5$	54	60	55	45	60	65	70	65	70	70
	Момент инерции шатуна 2	кг м <sup>2</sup>	$I_{S2}$	4,6	5,0	4,2	3,6	3,3	4,0	5,3	5,4	5,8	6,2
	Момент инерции коромысла 3	кг м <sup>2</sup>	$I_{S3}$	0,8	1,2	0,46	0,5	1,0	1,5	1,4	1,5	1,6	1,7
	Максимальная сила	Кн	$F_{max}$	22	20	20	18	16	18	14	10	12	10
	Коэффициент неравномерности		$\delta$	1/8	1/7	1/5	1/7	1/6	1/5	1/4	1/4	1/5	1/8
	Приведенный момент инерции зубч. передачи	кг м <sup>2</sup>	$I_{const}$	400	600	350	450	400	500	500	450	600	700

Таблица 10 (продолжение). Исходные данные.

	Наименование параметра	Размерность	Обозначения	варианты									
				а	б	в	г	д	е	ж	з	и	к
Зубч. мех-зм	Число зубьев шестерни		$z_1$	10	11	10	12	13	11	14	12	10	11
	Число зубьев колеса		$z_2$	23	21	22	21	20	22	20	21	20	19
	Модуль	мм	$m$	10	12	8	22	10	18	5	4	12	6
	№схемы планетарного механизма			45	59	62	70	37	30	25	23	20	39
Кулачковый механизм	Ход толкателя	м	$S_{\max}$	0,036	0,039	0,042	0,045	0,035	0,038	0,041	0,044	0,04	0,043
	Смещение	м	$e$	0,02	0,018	0,017	0,016	0,02	0,015	0,016	0,017	0,018	0,02
	Закон изменения аналога ускорения толкателя			$\pm \Delta$		$\pm K$		$K \sin \frac{2\pi\varphi}{\varphi_n}$		$K \cos \frac{\pi\varphi}{\varphi_n}$		$\pm m_{\text{пан}}$	
	Фаза подъема	град	$\varphi_{\text{п}}$	148	134	120	144	125	150	115	144	130	140
	Фаза верхнего выстоя	град	$\varphi_{\text{вв}}$	74	84	90	70	100	75	85	82	95	80
	Фаза опускания	град	$\varphi_{\text{о}}$	64	58	60	65	50	40	55	58	45	60
	Радиус ролика	м	$r_p$	0,008	0,009	0,011	0,012	0,008	0,009	0,01	0,012	0,01	0,011

## ЗАДАНИЕ № 11

### ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ОДНОЦИЛИНДРОВОГО КОМПРЕССОРА

Горизонтальный одноцилиндровый компрессор простого действия предназначен для сжатия воздушной смеси и подачи её в напорную магистраль.

Основным механизмом компрессора является шестизвенный рычажный механизм, состоящий из кривошипа 1, шатуна 2, кулисы 3, шатуна 4, ползуна (плунжера) 5 с поршнем и цилиндра 0 (поршень и цилиндр на схеме не показаны). Кривошип 1 получает вращение от электродвигателя через муфту, планетарный механизм и зубчатую передачу ( $Z_1, Z_2$ ). На валу зубчатого колеса  $Z_1$  закреплен дисковый кулачек 6, который перемещает толкатель 7 – плунжер масляного насоса.

Для обеспечения вращения кривошипа при установившемся режиме работы с заданным коэффициентом неравномерности  $\delta$  на валу кривошипа устанавливается маховик. Изменение давления в цилиндре компрессора в зависимости от перемещения поршня характеризуется индикаторной диаграммой, представленной в задании. Индикаторная диаграмма для цилиндра обозначена **abcd**. Ветвь **ab** индикаторной диаграммы соответствует сжатию газа, ветвь **bc** – вытеснению сжатого газа, ветвь **cd** – расширению остаточного объема газа, ветвь **da** – всасыванию газа из резервуара.

Рабочему ходу в цилиндре соответствует перемещение ползуна из крайнего левого положения в крайнее правое.

Заданные параметры для исследования механизма компрессора приведены в таблице 11.

При проектировании кулачкового механизма обеспечить заданный закон движения толкателя. Начальный радиус  $R_0$  центрового профиля кулачка определить из условия: угол давления не должен превышать допустимого значения  $30^\circ$ . При силовом замыкании элементов высшей кинематической пары это условие должно выполняться для всех положений механизма на фазе подъема.

## Рычажный механизм

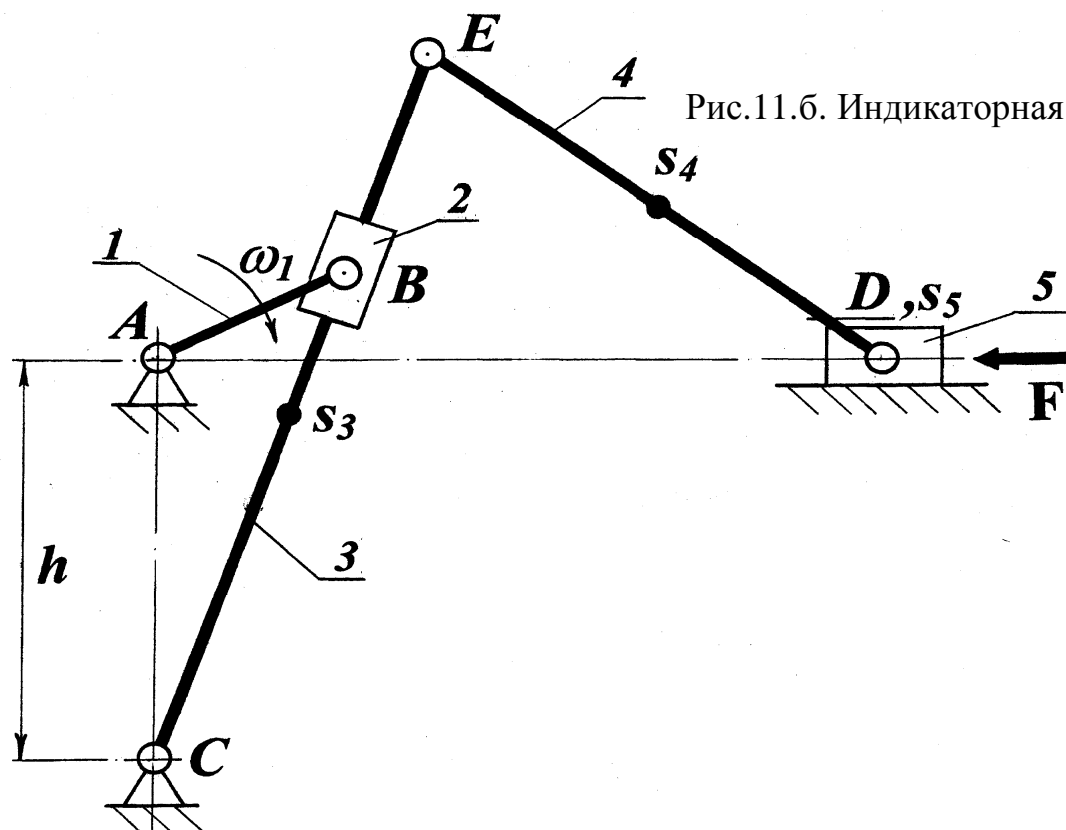


Рис.11.а.

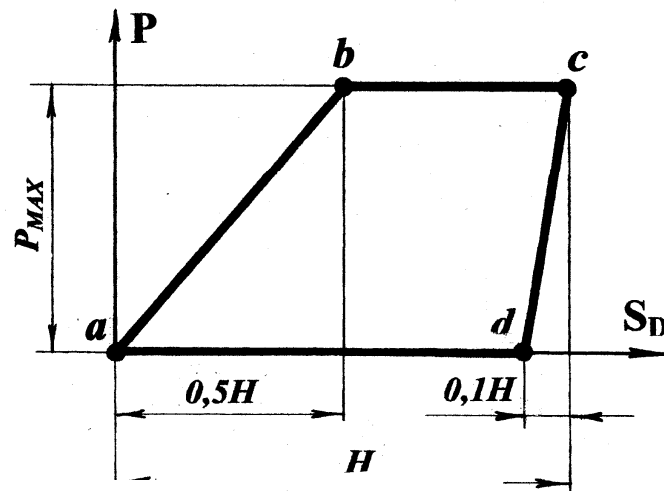


Рис.11.б. Индикаторная диаграмма

## Кулачковый механизм

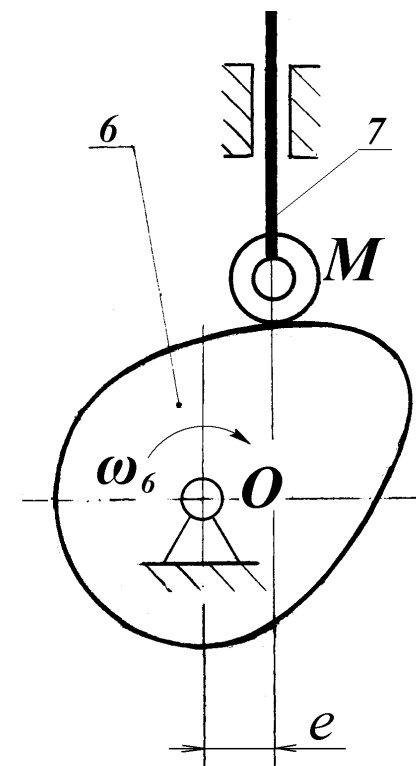


Рис.11.в.

Таблица 11. Исходные данные.

	Наименование параметра	Размерно- сть	Обозначение	варианты									
				а	б	в	г	д	е	ж	з	и	к
Рычажный механизм	Частота вращения кривошипа	об/мин	n	120	135	150	130	155	125	145	160	165	140
	Длина кривошипа 1	м	$l_1$	0,09	0,105	0,12	0,1	0,115	0,095	0,11	0,125	0,13	0,1
	Длина кулисы 3	м	$l_{EC}$	0,56	0,58	0,62	0,64	0,61	0,57	0,59	0,63	0,62	0,6
	Длина шатуна 4	м	$l_4$	0,4	0,42	0,46	0,48	0,45	0,41	0,43	0,47	0,46	0,44
	Расстояние между осями АС	м	$l_{AC}$	0,33	0,34	0,37	0,36	0,34	0,34	0,33	0,35	0,36	0,32
	Центр масс кулисы 3		$l_{CS3}$	$l_{CS3}=0,5 l_{CE}$									
	Центр масс шатуна 4		$l_{ES4}$	$l_{ES4}=0,5 l_4$									
	Масса кулисы 3	кг	$m_3$	14	14,5	15,5	16	15,2	14,2	14,8	15,8	15,5	15
	Масса шатуна 4	кг	$m_4$	10	10,5	11,5	12	11,2	10,2	10,8	11,8	11,5	11
	Масса ползуна 5	кг	$m_5$	6,7	7	7,7	8	7,5	6,8	7,2	7,9	7,7	7,3
	Момент инерции кулисы 3	кг м <sup>2</sup>	$I_{S3}$	0,44	0,49	0,59	0,66	0,56	0,46	0,51	0,63	0,6	0,54
	Момент инерции шатуна 4	кг м <sup>2</sup>	$I_{S4}$	0,16	0,18	0,24	0,27	0,22	0,17	0,20	0,26	0,24	0,21
	Максимальное давление	МПа	$P_{MAX}$	0,3									
	Диаметр цилиндра	мм	D	204	270	222	264	236	216	218	286	280	288
	Коэффициент неравномерности		$\delta$	1/78	1/82	1/75	1/79	1/80	1/83	1/81	1/76	1/84	1/80
	Приведенный. момент инерции зубчатой передачи.	кг м <sup>2</sup>	$I_{const}$	360	430	330	370	400	440	420	340	440	410

Таблица 11 (продолжение). Исходные данные.

	Наименование параметра	Размерность	Обозначения	варианты									
				а	б	в	г	д	е	ж	з	и	к
Зубч. мех-зм	Число зубьев шестерни		$z_1$	10	10	10	11	11	12	12	12	13	13
	Число зубьев колеса		$z_2$	28	22	18	26	30	22	23	21	24	26
	Модуль	мм	$m$	6	6	4,5	4	5	4	5	4	4,5	5
	Число схем планетарного механизма			37	43	45	51	54	59	62	67	70	74
Кулачковый механизм	Ход толкателя	м	$S_{\max}$	0,05	0,055	0,04	0,045	0,048	0,05	0,044	0,042	0,052	0,054
	Смещение	м	$e$	0,01	0,012	0,01	0,012	0,011	0,012	0,01	0,012	0,014	0,015
	Закон изменения аналога ускорения толкателя			$\pm \Delta$		$K \sin \frac{2\pi\varphi}{\varphi_n}$		$K \cos \frac{\pi\varphi}{\varphi_n}$		$\pm K$		$\pm m_{\text{пан}}$	
	Фаза подъема	град	$\varphi_{\text{п}}$	60	65	70	80	90	100	75	85	60	60
	Фаза верхнего выстоя	град	$\varphi_{\text{вв}}$	10	15	20	0	10	15	20	0	10	20
	Фаза опускания	град	$\varphi_{\text{о}}$	70	70	80	90	120	120	90	90	75	75
	Радиус ролика	м	$r_p$	0,006	0,006	0,007	0,007	0,008	0,01	0,01	0,009	0,009	0,008

## ЗАДАНИЕ № 12

### ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ДВУХЦИЛИНДРОВОГО КОМПРЕССОРА

Горизонтальный двухцилиндровый компрессор простого действия предназначен для сжатия газообразного кислорода при перекачке его из резервуара в баллоны.

Основным механизмом компрессора является шестизвенный рычажный механизм (рис.12.а.), состоящий из кривошипа 1, шатуна 2, углового коромысла 3, шатуна 4, ползуна (плунжера) 5 с двумя поршнями и двух цилиндров 0.

Кривошип 1 получает вращение от электродвигателя через муфту, планетарный механизм и зубчатую передачу ( $Z_1, Z_2$ ).

На валу зубчатого колеса  $Z_1$  закреплен дисковый кулачек 6, который перемещает толкатель 7 – плунжер масляного насоса.

Для обеспечения вращения кривошипа при установившемся режиме работы с заданным коэффициентом неравномерности  $\delta$  на валу кривошипа устанавливается маховик 8.

Изменение давления в цилиндрах компрессора в зависимости от перемещения  $S_K$  поршней характеризуется индикаторными диаграммами, представленными на рис.12.б, данные для построения которых приведены в таблице.

Процессы, происходящие в правом и в левом цилиндрах, аналогичны, но смещены по углу поворота кривошипа на  $180^\circ$ . Индикаторная диаграмма для правого цилиндра обозначена  $a'b'c'd'$  для левого  $a''b''c''d''$ .

Ветвь  $a'b'$  ( $a''b''$ ) индикаторной диаграммы соответствует сжатию газа, ветвь  $b'c'$  ( $b''c''$ ) - вытеснению сжатого газа, ветвь  $c'd'$  ( $c''d''$ ) - расширению остаточного объема газа, ветвь  $d'a'$  ( $d''a''$ ) - всасыванию газа из резервуара.

Рабочему ходу в правом цилиндре соответствует перемещение ползуна из крайнего левого положения в крайнее правое. Рабочий ход в левом цилиндре происходит при перемещении ползуна в обратном направлении.

При проектировании кулачкового механизма обеспечить заданный закон движения толкателя. Начальный радиус  $R_0$  центрального профиля кулачка определить из условия: угол давления не должен превышать допустимого значения  $30^\circ$ . При силовом замыкании элементов высшей кинематической пары это условие должно выполняться для всех положений механизма на фазе подъема.

•

## Рычажный механизм

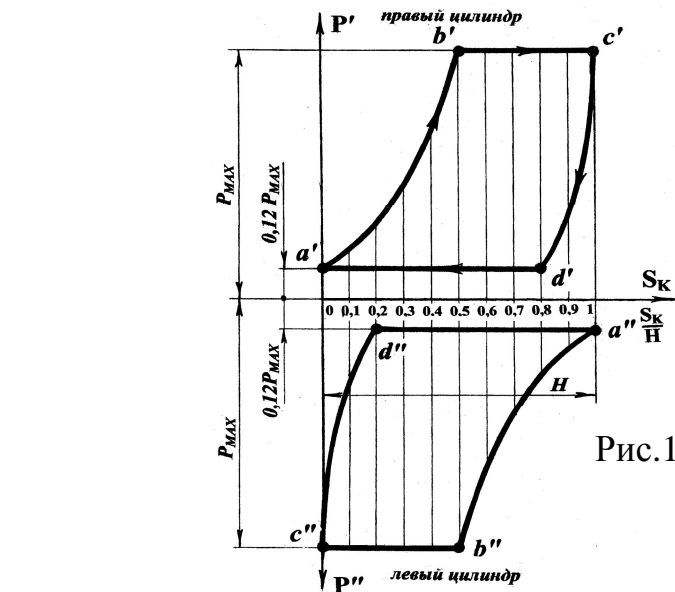


Рис.12.б. Индикаторная диаграмма

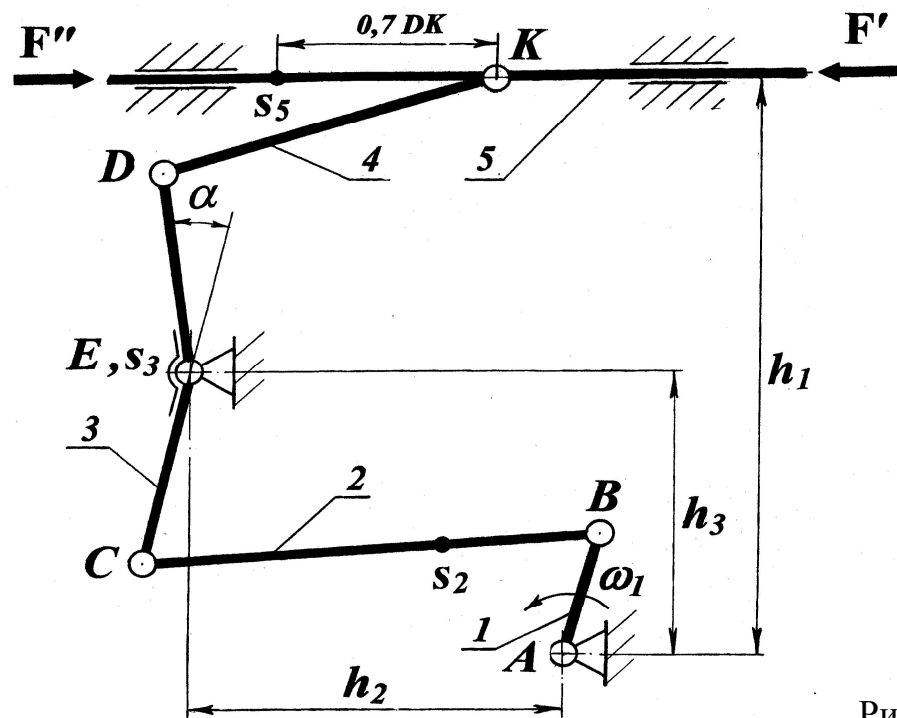


Рис.12.а.

## Кулачковый механизм

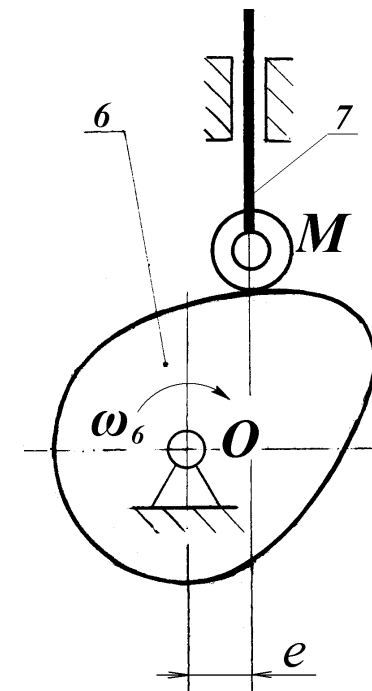


Рис.12.в.

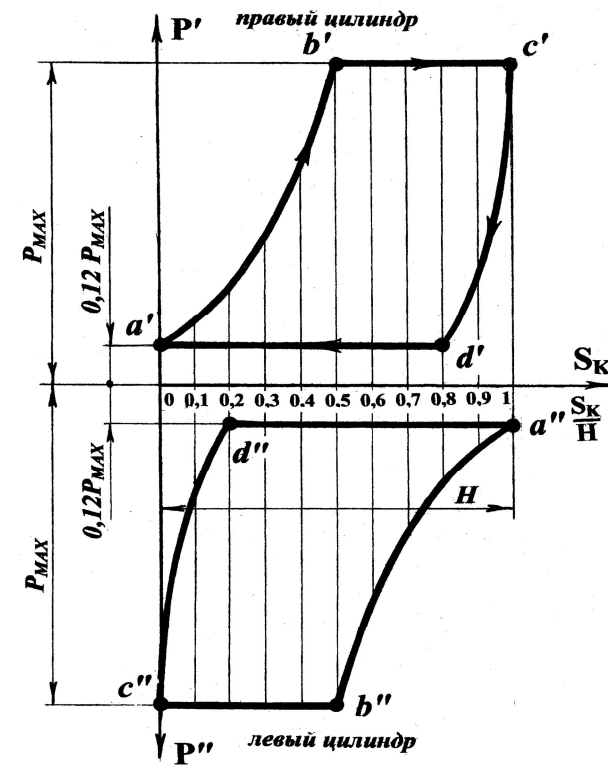
Таблица 12. Исходные данные.

	Наименование параметра	Раз мерн ость	Обоз наче ния	варианты									
				а	б	в	г	д	е	ж	з	и	к
Рычажный механизм	Частота вращения кривошипа	об/мин	n	185	230	240	250	210	200	245	235	220	205
	Длина кривошипа 1	м	$l_1$	0,040	0,042	0,038	0,035	0,045	0,050	0,047	0,055	0,058	0,060
	Длина шатуна 2	м	$l_{BC}$	0,12	0,126	0,114	0,105	0,135	0,150	0,141	0,165	0,174	0,18
	Длина коромысла ЕС,ED	м	$l_{EC}$	0,112	0,08	0,06	0,05	0,08	0,12	0,09	0,1	0,11	0,12
	Длина шатуна 4	м	$l_4$	0,06	0,06	0,05	0,05	0,06	0,07	0,06	0,08	0,08	0,08
	Расстояние $h_1$	м	$h_1$	0,248	0,147	0,140	0,117	0,18	0,276	0,202	0,235	0,252	0,262
	Расстояние $h_2$	м	$h_2$	0,08	0,094	0,077	0,08	0,105	0,09	0,108	0,12	0,128	0,16
	Расстояние $h_3$	м	$h_3$	0,138	0,11	0,096	0,075	0,107	0,162	0,119	0,143	0,15	0,17
	Угол коромысла	град	$\alpha$	$12^0$	$24^0$	$30^0$	$25^0$	$20^0$	$25^0$	$20^0$	$18^0$	$22^0$	$25^0$
	Центр масс шатуна 2		$l_{BS2}$	$l_{BS2}=0,4 l_{BC}$									
	Масса шатуна 2	кг	$m_2$	3,5	3,8	3,4	3,0	4,2	4,4	4,2	5,0	5,2	5,8
	Масса коромысла 3	кг	$m_3$	6,7	4,8	3,6	3,0	4,8	7,2	5,8	6,3	6,8	7,0
	Масса ползуна 5	кг	$m_5$	1,8	1,8	1,5	1,8	2,0	2,2	1,8	2,8	2,4	2,8
	Момент инерции шатуна 2	кг м <sup>2</sup>	$I_{S2}$	0,004	0,005	0,004	0,002	0,006	0,8	0,007	0,011	0,013	0,025
	Момент инерции коромысла 3	кг м <sup>2</sup>	$I_{S3}$	0,03	0,01	0,005	0,002	0,012	0,036	0,015	0,021	0,027	0,36
	Максимальное давление	МПа	$P_{max}$	0,22	0,24	0,21	0,2	0,25	0,26	0,25	0,27	0,28	0,28
	Диаметр цилиндров	мм	D	48	48	45	45	50	50	52	56	56	58
	Коэффициент неравномерности		$\delta$	1/40	1/45	1/50	1/45	1/50	1/45	1/42	1/44	1/42	1/50
	Приведенный момент. инерции зубчатой передачи	кг м <sup>2</sup>	$I_{const}$	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,25	0,25	0,3	0,3	0,25

Таблица 12(продолжение). Исходные данные.

	Наименование параметра	Размерно сть	Обоз наче ния	варианты									
				а	б	в	г	д	е	ж	з	и	к
Зубчатый механизм	Число зубьев шестерни		$z_1$	10	10	11	11	12	13	14	12	13	14
	Число зубьев колеса		$z_2$	20	18	19	13	14	16	16	18	17	18
	Модуль	мм	$m$	5	4	6	5	4,5	2	2,5	3	4	8
	№схемы планетарного механизма			73	75	77	58	60	62	55	52	71	69
Кулачковый механизм	Ход толкателя	м	$S_{\max}$	0,035	0,04	0,05	0,045	0,055	0,048	0,054	0,045	0,042	0,044
	Смещение	м	$e$	0,01	0,015	0,012	0,016	0,011	0,014	0,01	0,013	0,015	0,01
	Закон изменения аналога ускорения толкателя			$K \sin \frac{2\pi\varphi}{\varphi_n}$		$\pm \Delta$		$\pm m_{\text{пан}}$		$K \cos \frac{\pi\varphi}{\varphi_n}$		$\pm K$	
	Фаза подъема	град	$\varphi_{\text{п}}$	65	70	100	60	70	65	75	68	80	70
	Фаза верхнего выстоя	град	$\varphi_{\text{вв}}$	15	0	10	20	20	15	10	15	10	20
	Фаза опускания	град	$\varphi_{\text{о}}$	80	100	75	120	90	85	110	75	120	90
	Радиус ролика	м	$r_p$	0,006	0,007	0,008	0,01	0,009	0,008	0,009	0,007	0,006	0,008

## Индикаторная диаграмма



## Зависимость давления в цилиндре от положения поршня

[illegible]

## ЗАДАНИЯ № 13 и 14

### ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Поршневые двигатели внутреннего сгорания применяются на автомобильном, водном и железнодорожном транспорте, в авиации, на различных сельскохозяйственных, дорожных и строительных машинах.

В зависимости от назначения двигателя их конструкции различны, но основным механизмом любого двигателя является кривошипно-ползунный механизм, который состоит из следующих основных деталей: цилиндра с крышкой, поршня, шатуна, кривошипа, маховика и картера. Цилиндр, его крышка и картер жестко связаны между собой и представляют одно неподвижное звено, принимаемое за стойку.

В цилиндр вставлен поршень, направляющими которого при его движении служат стенки цилиндра. В полости цилиндра, заключенной между поршнем и крышкой, происходят все процессы, связанные с преобразованием тепловой энергии в механическую.

По числу и расположению цилиндров различают: а), двигатели одноцилиндровые, б), двигатели многоцилиндровые. Многоцилиндровые двигатели бывают однорядные, когда оси всех цилиндров расположены в одной плоскости, двухрядные и многорядные.

В однорядных двигателях чаще всего применяют вертикальное расположение цилиндров, а в двухрядных так называемое V-образное расположение с различными углами развала между осями цилиндров. Такое расположение цилиндров позволяет значительно уменьшить габариты и вес двигателя.

При V-образном расположении цилиндров применяется параллельное (Задание № 14) или последовательное (Задание № 13) соединение шатунов с кривошипом. При параллельном соединении оба шатуна 2 и 3 непосредственно соединяются с шатунной шейкой кривошипа 1, а при последовательном соединении прицепной шатун 4 соединяется шарнирно с

нижней головкой шатуна 2.

По способу воспламенения рабочей смеси различают двигатели с принудительным зажиганием (карбюраторные и газовые) и с самовоспламенением топлива (дизельные).

Рабочий цикл в поршневых двигателях внутреннего сгорания состоит из тактов: впуска, сжатия, расширения (рабочий ход) и выпуска, которые могут осуществляться за два хода поршня, т.е. за один оборот кривошипа (двухтактные двигатели) или четыре хода поршня, т. е. два оборота кривошипа (четырёхтактные двигатели).

Для своевременного впуска в цилиндры двигателя горючей смеси (в карбюраторных и газовых двигателях) или воздуха (в дизелях) и для выпуска отработавших газов в двигателях предусмотрен механизм газораспределения.

В современных автомобильных и тракторных двигателях применяют, как правило, клапанные механизмы газораспределения в основе которых лежит кулачковый механизм. Они характеризуются простотой конструкции и надежностью работы. Основными деталями клапанного газораспределения являются кулачки, толкатели, впускные и выпускные клапаны и клапанные пружины, обеспечивающие силовое замыкание в высшей кинематической паре кулачек – толкатель.

Протекание рабочего цикла в двигателях внутреннего сгорания происходит при изменяющемся давлении в надпоршневой полости цилиндра. Зависимость давления от положения поршня в цилиндре при номинальной частоте вращения кривошипа для различных тактов четырехтактного двигателя представлена индикаторными диаграммами (рис.13.б. и рис.14.б.), данные для построения которых приведены в таблицах.

На индикаторных диаграммах точка **a** соответствует верхнему крайнему положению поршня в цилиндре, а рабочий цикл показан в следующей последовательности тактов: впуск - линия **ab** , сжатие - линия **bc** , расширение - линия **zd** , выпуск - линия **da** . Процессу сгорания соответствует линия **cz**, причем в карбюраторных и газовых двигателях сгорание происходит при

постоянном объеме (цикл Отто, рис.14.б.), а в двигателях работающих по циклу Дизеля, при постоянном давлении (рис.13.б.).

Впуск совершается при движении поршня из верхнего крайнего положения (ВКП) в нижнее крайнее положение (НКП), что приводит к падению давления в цилиндре до значения, меньшего, чем атмосферное. Впускной клапан при впуске открыт и под действием перепада давлений горючая смесь (в карбюраторных и газовых двигателях) или чистый воздух (в дизелях) поступает в надпоршневую полость цилиндра.

Сжатие совершается при движении поршня в обратном направлении от НКП до ВКП. Давление в цилиндре непрерывно увеличивается. Оба клапана закрыты.

В конце такта сжатия происходит процесс сгорания рабочей смеси.

Расширение начинается при обоих закрытых клапанах. Под действием давления расширяющихся нагретых газов поршень перемещается от ВКП в НКП и совершает полезную работу.

Выпуск начинается при открытом впускном клапане движением поршня от ВКП к НКП. В процессе выпуска расширяющиеся газы, отдав тепловую энергию, выталкиваются из цилиндра в атмосферу.

Выпуск является заключительным тактом рабочего цикла в четырехтактном двигателе, за которым начинается впуск (первый такт) и рабочий цикл повторяется в рассмотренной последовательности.

За полный цикл работы кривошип поворачивается на два оборота, а впускной и выпускной клапаны открываются всего по одному разу и, следовательно, кулачковый вал механизма газораспределения должен повернуться на один оборот. Кулачковый вал II получает вращение от коленчатого вала I через зубчатую передачу  $Z_1, Z_2, Z_3$ , передаточное отношение которой  $U_{13}$  должно быть равно двум.

Закон изменения аналога ускорения толкателя 7 представлен на рис.13.в. и 14.в. При проектировании кулачкового механизма обеспечить

заданный закон движения толкателя. Начальный радиус  $R_0$  центрального профиля кулачка определить из условия выпуклости его профиля.

Для обеспечения вращения кривошипа при установившемся режиме работы с заданным коэффициентом неравномерности  $\delta$  на валу кривошипа устанавливается маховик.

Планетарная передача в основной механизм двигателя не входит. Расчет передаточного отношения планетарного механизма провести для схем указанных в задании.

Угол  $\beta$  между линией главного шатуна  $BC$  и линией  $BD$  выбрать таким, чтобы при нахождении поршня 5 прицепного шатуна в крайнем верхнем положении линия шатуна  $DE$  и линия  $DB$  совпадали с осью цилиндра.

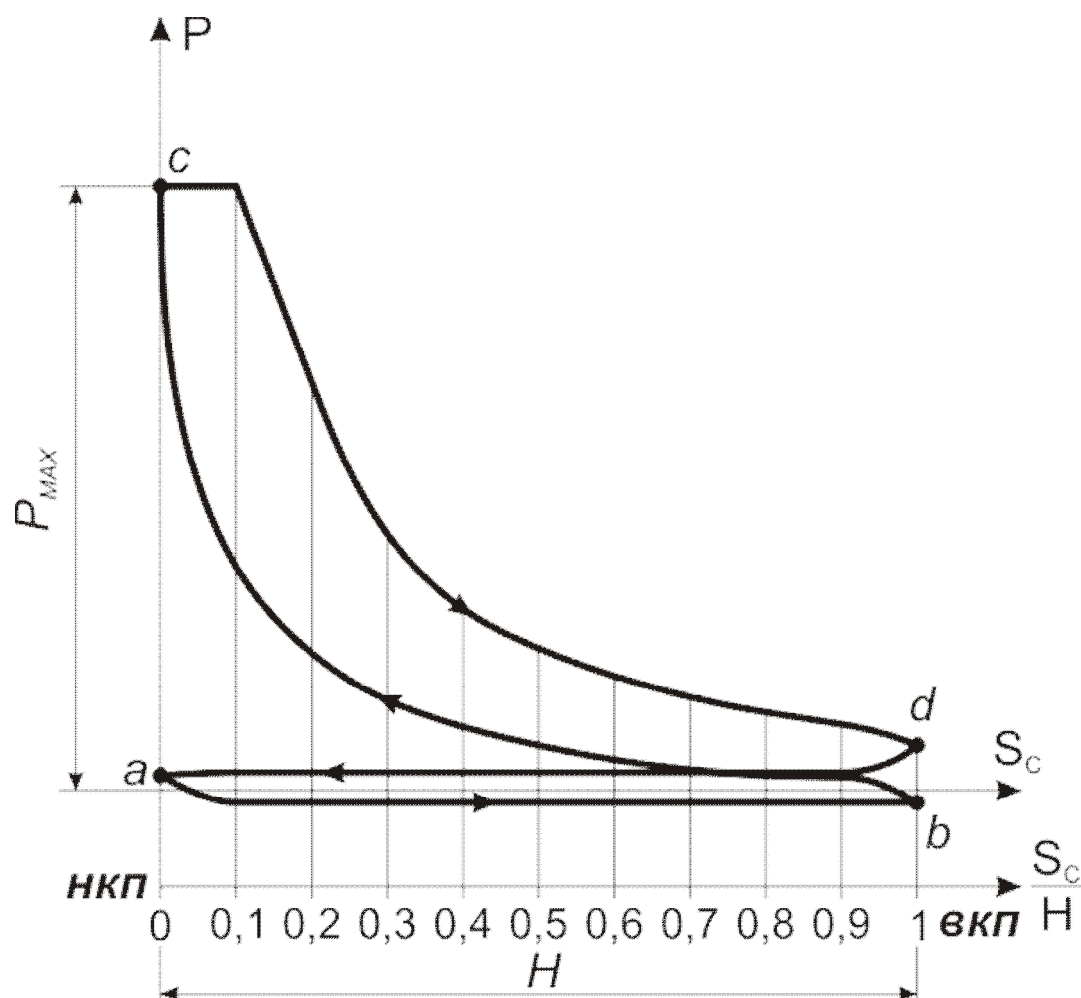


Рис.13.6. Индикаторная диаграмма.

Таб 13.2. Зависимость давления в цилиндре от положения поршня

Путь поршня (в долях хода)	Всасывание (ав)	Сжатие (вс)	Расширение (cd)	Выхлоп (da)
$S_E/H$	P [Мпа]			
0	0,1	4	4	0,1
0,1	0,08	1,48	4	0,12
0,2	0,08	0,92	2,7	0,12
0,3	0,08	0,6	1,68	0,12
0,4	0,08	0,42	1,2	0,12
0,5	0,08	0,3	0,98	0,12
0,6	0,08	0,2	0,76	0,12
0,7	0,08	0,14	0,62	0,12
0,8	0,08	0,1	0,52	0,12
0,9	0,08	0,09	0,44	0,12
1,0	0,08	0,08	0,3	0,3

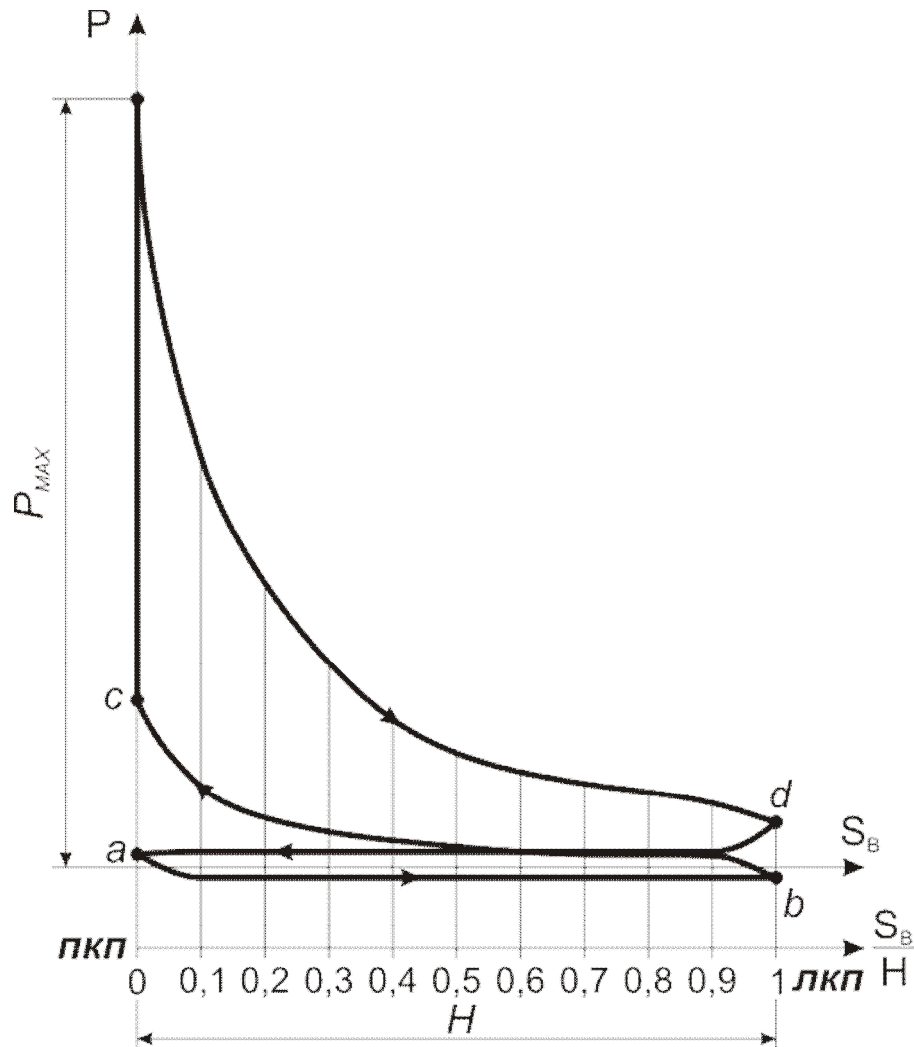


Рис.14.6. Индикаторная диаграмма.

Таб 14.2. Зависимость давления в цилиндре от положения поршня

Путь поршня (в долях хода)	Всасывание (ав)	Сжатие (bc)	Расширение (cd)	Выхлоп (da)
$S_b/H$	$P[\text{МПа}]$			
0	0,1	1,3	6	0,1
0,1	0,08	0,625	3,2	0,12
0,2	0,08	0,4	2,25	0,12
0,3	0,08	0,275	1,725	0,12
0,4	0,08	0,223	1,15	0,12
0,5	0,08	0,15	0,9	0,12
0,6	0,08	0,125	0,775	0,12
0,7	0,08	0,1	0,65	0,12
0,8	0,08	0,095	0,575	0,12
0,9	0,08	0,09	0,5	0,12
1	0,08	0,08	0,35	0,35

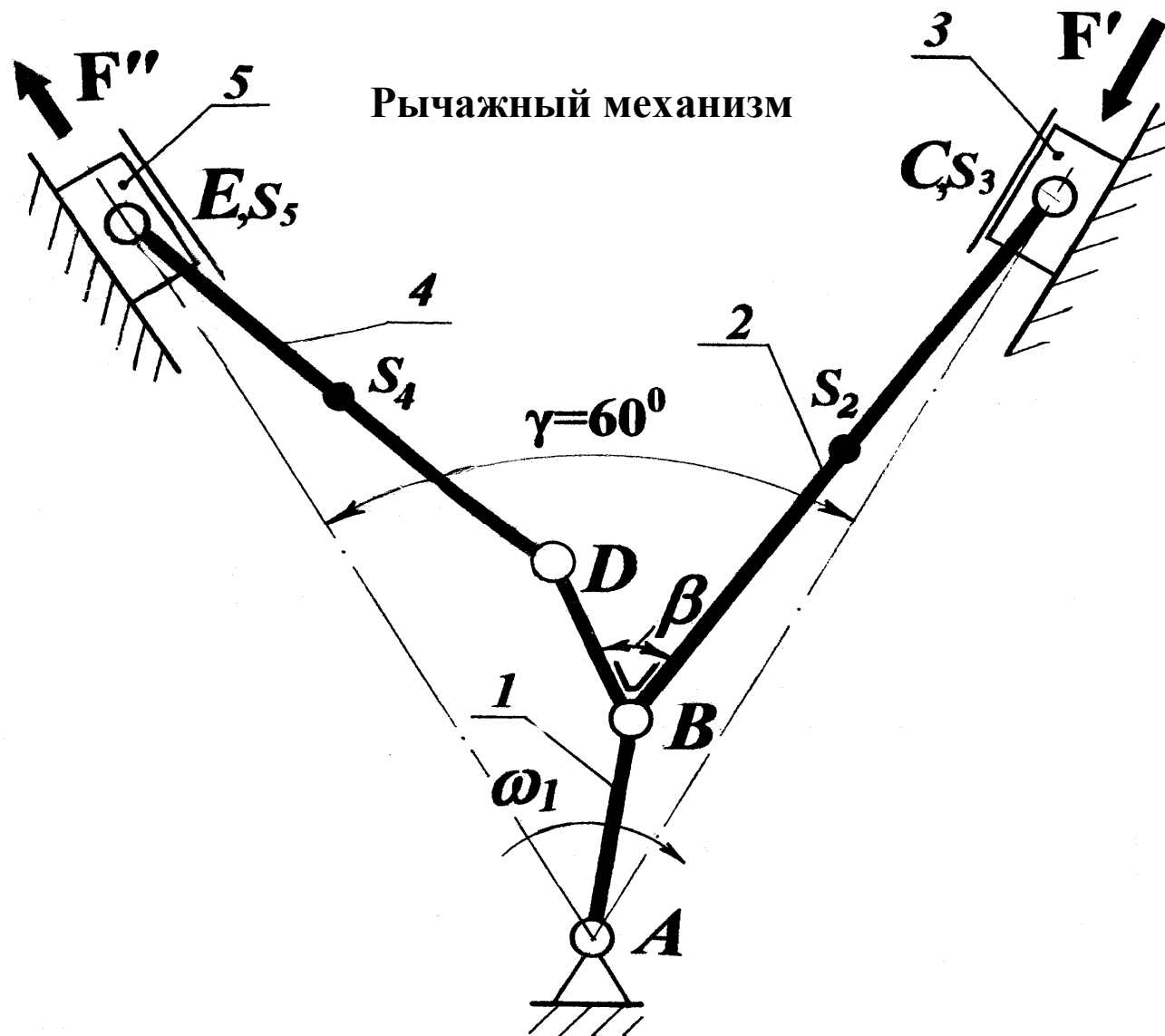


Рис.13.а.

**Кулачковый механизм**

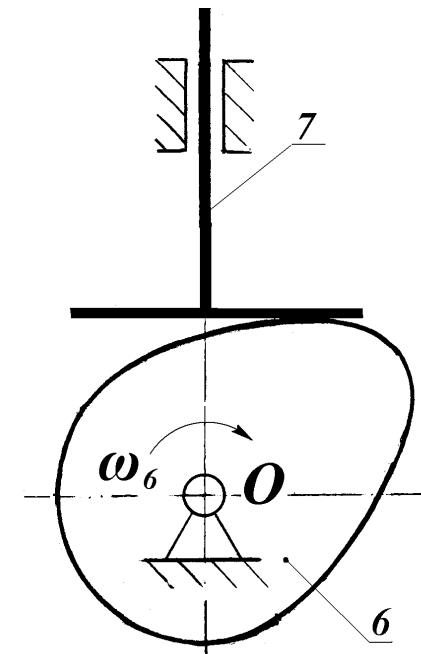


Рис.13.в.

Таблица 13. Исходные данные.

	Наименование параметра	Раз мерн ость	Обоз наче ния	варианты									
				а	б	в	г	д	е	ж	з	и	к
Рычажный механизм	Частота вращения кривошипа	об/мин	n	1800	1700	1600	1500	1400	1300	1200	1100	1600	1500
	Длина кривошипа 1	м	$l_1$	0,1	0,09	0,095	0,115	0,11	0,105	0,12	0,095	0,1	0,08
	Длина главного шатуна 2	м	$l_2$	0,32	0,35	0,35	0,37	0,39	0,35	0,4	0,36	0,38	0,3
	Длина прицепного шатуна 4	м	$l_4$	0,24	0,28	0,27	0,28	0,3	0,27	0,3	0,28	0,3	0,24
	Длина рычага BD	м	$l_{BD}$	0,08	0,07	0,08	0,09	0,09	0,08	0,1	0,08	0,08	0,06
	Угол $\beta^*$	град	$\beta$	75,7	73	73,6	75,61	74,14	75,06	75,06	73,21	73,17	73,35
	Центр масс шатуна 2		$l_{BS2}$	$l_{BS2}=0,3 l_{BC}$									
	Центр масс шатуна 4		$l_{DS4}$	$l_{DS4}=0,3 l_{DE}$									
	Масса главного шатуна 2	кг	$m_2$	9,6	10	10,5	11	12	10	12	11	12	9
	Масса прицепного шатуна 4	кг	$m_4$	4,8	5,6	5,4	5,8	6	5,4	6,2	5,5	6,4	5
	Масса поршней 3 и 5	кг	$m_{35}$	8,5	7,6	5,2	4,2	10	8	8,2	4,5	6,6	6,0
	Момент инерции шатуна 2	кг м <sup>2</sup>	$I_{S2}$	0,27	0,33	0,35	0,4	0,49	0,33	0,52	0,4	0,47	0,22
	Момент инерции шатуна 4	кг м <sup>2</sup>	$I_{S4}$	0,02	0,036	0,02	0,035	0,04	0,029	0,046	0,036	0,047	0,024
	Максимальное давление	МПа	$P_{max}$	3,2	3,8	4,0	4,4	2,9	3,9	3,8	3,2	3,6	3,0
	Диаметр цилиндров	мм	D	180	170	140	120	200	175	180	130	160	150
	Коэффициент неравномерности		$\delta$	1/100	1/80	1/100	1/90	1/80	1/100	1/100	1/80	1/90	1/100
	Приведенный момент инерции зубчатой передачи	кг м <sup>2</sup>	$I_{const}$	2,5	3,1	4,5	2,2	2,4	2,1	4,1	2,2	2,1	1,9

\* Угол  $\beta$  между линией главного шатуна BC и линией BD выбрать таким, чтобы при нахождении поршня 5 прицепного шатуна в крайнем верхнем положении линия шатуна DE и линия DB совпадали с осью цилиндра.

Таблица 13(продолжение). Исходные данные.

	Наименование параметра	Размерность	Обозначения	варианты									
				а	б	в	г	д	е	ж	з	и	к
Зубчатый механизм.	Число зубьев шестерни		$z_1$	11	11	11	12	12	12	12	12	12	8
	Число зубьев колеса		$z_2$	12	13	14	13	14	15	16	17	18	19
	Модуль	мм	$m$	10	5	6	8	2	4	5	10	8	6
	Число схем планетарного механизма			20	22	45	47	50	48	51	66	88	90
Кулачковый механизм	Ход толкателя	м	$S_{\max}$	0,014	0,01	0,01	0,009	0,01	0,008	0,01	0,011	0,006	0,011
	Фаза подъема и фаза опускания $\varphi_{\text{п}} = \varphi_{\text{о}}$	град	$\varphi_{\text{п}}^+ \varphi_{\text{о}}$	242	236	252	238	232	246	242	256	248	246
	Фаза верхнего выстоя	град	$\varphi_{\text{вв}}$	0									
	Отношение аналогов ускорения толкателя $\gamma$	м	$\gamma$	2	1,75	1,8	1,7	1,9	1,75	2	1,7	1,8	1,9

## Рычажный механизм

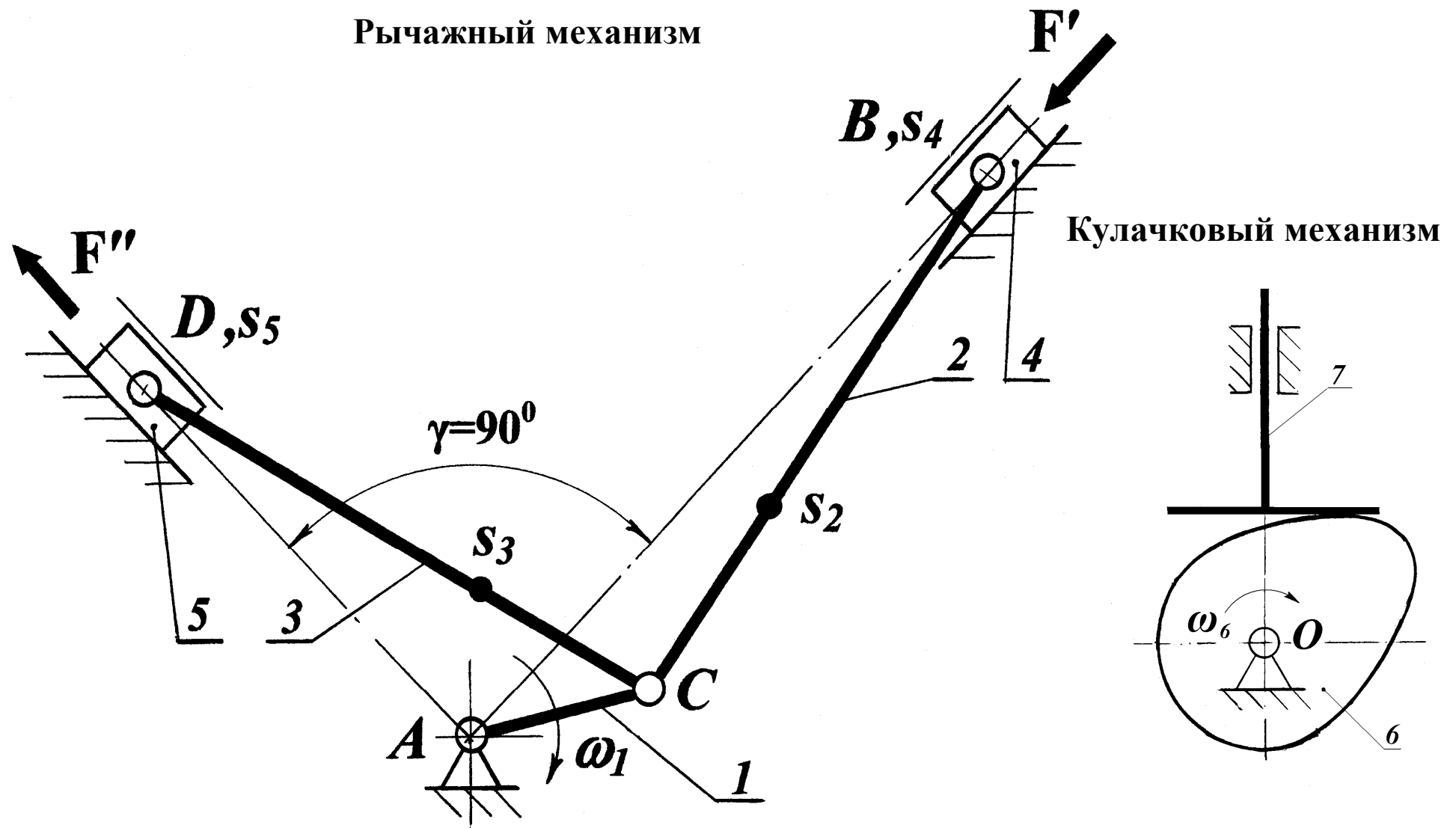


Рис.14.а.

Рис 14.в.

Таблица 14. Исходные данные.

	Наименование параметра	Раз мер ность	Обоз начения	варианты									
				а	б	в	г	д	е	ж	з	и	к
Рычажный механизм	Частота вращения кривошипа	об/мин	n	2700	1900	3300	2800	2500	1750	3400	1800	2600	3000
	Длина кривошипа 1	м	$l_1$	0,05	0,06	0,045	0,055	0,08	0,09	0,065	0,04	0,07	0,075
	Длина шатуна 2, 3	м	$l_2, l_3$	0,2	0,24	0,18	0,22	0,32	0,36	0,26	0,16	0,28	0,3
	Центр масс шатунов			$l_{CS2}=l_{CS3}=0,3 l_{CB}$									
	Масса шатуна 2, 3	кг	$m_2, m_3$	7,6	8	6,6	6	9,2	10	8,5	5,2	8,5	10
	Масса поршня	кг	$m_4, m_5$	6	7,2	5,4	6,4	9,2	10	8	5	8,4	9
	Момент инерции шатуна	кг м <sup>2</sup>	$I_{S2}, I_{S3}$	0,06	0,10	0,044	0,077	0,024	0,032	0,14	0,032	0,16	0,2
	Максимальное давление	МПа	$P_{max}$	3,6	4,0	3,9	3,2	3,5	3,8	3,3	3,7	3,4	3,0
	Диаметр цилиндров	мм	D	170	175	160	150	190	200	180	140	180	200
	Коэффициент неравномерности		$\delta$	1/100	1/80	1/90	1/80	1/100	1/90	1/110	1/80	1/120	1/100
	Приведенный момент инерции зубчатой передачи	кг м <sup>2</sup>	$I_{const}$	1,6	1,8	1,2	1,9	2	1,4	1,8	1,2	3,4	2,1

Таблица 14(продолжение). Исходные данные

	Наименование параметра	Раз мерн ость	Обоз наче ния	варианты									
				а	б	в	г	д	е	ж	з	и	к
Зубч. пер.	Число зубьев шестерни		$z_1$	10	10	11	13	10	14	16	15	12	12
	Число зубьев колеса		$z_2$	11	12	13	14	14	15	18	19	20	22
	Модуль	мм	$m$	2	4	5	6	8	10	12	5	6	8
	№схемы планетарного механизма			93	94	104	105	115	118	123	134	27	26
Кулачк м-зм	Ход толкателя	м	$S_{\max}$	0,005	0,009	0,011	0,013	0,012	0,014	0,01	0,008	0,01	0,01
	Фаза подъема и фаза опускания $\varphi_{\text{п}}=\varphi_{\text{о}}$	град	$\varphi_{\text{п}}^+ \varphi_{\text{о}}$	236	256	256	268	268	268	268	268	312	294
	Фаза верхнего выстоя	град	$\varphi_{\text{вв}}$	0									
	Отношение аналогов ускорения толкателя $\gamma$	м	$\gamma$	1,7	1,75	2	1,8	1,9	1,7	1,9	2	1,75	1,8

*Учебное издание*

**Абузов Вячеслав Измаилович**  
**Балабина Татьяна Александровна**  
**Вуколова Галина Сергеевна**  
**Дмитриева Любовь Николаевна**  
**Кореновский Владимир Викторович**  
**Кульбачная Милана Орестовна**  
**Мамаев Алексей Николаевич**  
**Маринкин Анатолий Петрович**  
**Медокс Вячеслав Львович**  
**Петрова Татьяна Морицовна**  
**Чепурной Сергей Иванович**

**ЗАДАНИЯ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ПО КУРСАМ «ТЕОРИЯ  
МЕХАНИЗМОВ И МАШИН», «ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН»,  
«ОСНОВЫ РАСЧЕТА МЕХАНИЗМОВ», «ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА»,  
«ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА».**

*Оригинал-макет подготовлен редакционно-издательским отделом*

*МГТУ «МАМИ»*

По тематическому плану внутривузовских изданий учебной литературы  
на 2011 г.

Подписано в печать 29.09.11. Формат 60 90 1/16. Бумага 80г/м<sup>2</sup>

Гарнитура «Тайме». Ризография. Усл. печ. л. 4.6.

Тираж 515 экз. Заказ № 147-11.

МГТУ «МАМИ»

107023, г. Москва, Б. Семеновская ул., 38.