

Министерство высшего и среднего специального образования Республики  
Узбекистан

Ташкентский автомобильно-дорожный институт.

**Кафедра «Основы проектирования машин»**

**Сборник работ по практическим занятиям к  
выполнению курсового проекта по дисциплине  
«Теория механизмов и машин» (на примере  
кривошипно-шатунного механизма ДВС)**

**Ташкент—2006 год.**

В методических указаниях изложена методика решения задач и последовательность выполнения курсового проекта по теории механизмов и машин в соответствии с программой курса по подготовки бакалавров, по направлению «эксплуатация автотранспорта», «наземные транспортные системы», «профессиональное обучение ЭАТ и НТС» для механических и машиностроительных специальностей.

Указание включает структурное, кинематическое и динамическое исследования механизмов машин на примере К.Ш.М. ДВС

В данных методических указаниях содержатся требования к оформлению чертежей и пояснительной записке, рекомендации по подготовке и проекта, а также перечень контрольных вопросов.

Составили: д.т.н. проф. Алимухамедов Ш.П.  
к.т.н. Кадыров.Р.Х.  
ст. пр-ль Ахмеджанов Ю.А

Рецензенты:

1. проф. А.И.Расулов-кафедра «ТММ» ТГТУ

2. доц. Нурматов И. «Основы проектирования машин»

Рекомендован на заседании кафедры «Основы проектирования машин» протоколом №2 от 29.08.06

Утверждён на научно-методическом совете естественных и инженерных дисциплин протоколом №1 от 13.09.06

## 1. Выполнению курсового проекта.

### 1.1 Общие указания к Объём содержания курсового проекта.

В соответствии с учебным планом бакалавров курсовой проект по ТММ выполняется на четырёх листах формата А1 (594X841) и сопровождается пояснительной запиской, объёмом до 30 стр. формата А4 (210X297).

Курсовой проект состоит из следующих разделов:

#### I. Структурный анализ механизма.

А) Назначение данного рычажного механизма, число подвижных звеньев и их названия, число кинематических пар, соответствующих классов, виды движений каждого из подвижных звеньев.

Б) Определение степени подвижности механизма.

В) Определения класса механизма и её структурная формула.

#### II. Кинематический анализ шарнирно-рычажного механизма. (первый лист курсового проекта)

А) В масштабе длин  $\mu_l$  вычерчивается кинематическая схема механизма по 12 положениям кривошипа, вычерчивается траектория движения центров тяжести звеньев.

Б) По 12 положениям звеньев механизма в масштабе скоростей  $\mu_v$  и ускорений  $\mu_a$  строятся планы скоростей и ускорений. Для одного из положений механизма показывается направление угловых скоростей и ускорение звеньев.

В) Методом диаграмм производится кинематический анализ движения ползуна (рабочего звена).

Приложение: пункт В) в зависимости от варианта можно выполнить по пояснительной записке с согласия преподавателя.

#### III. Кинетостатический анализ механизма. (второй лист курсового проекта)

А) По данному закону  $\varphi$ , строится схема рычажного механизма; строится диаграмма изменения сил сопротивления или движущих сил (в зависимости от задания) от хода ползуна;

Б) определяются значения и направления силы реакций в кинематических парах;

В) Определяются уравновешивающая сила  $P_y$  и момент от этой силы  $M_y$  методом рычага Н.Е. Жуковского и аналитическим методом. Абсолютная разность этих сил, найденных двумя методами, не должна превышать 10%.

#### IV. Динамический анализ механизма (1-ый и 2-ой лист проекта)

А) По 12 положениям механизма строится график приведённого момента по углу поворота кривошипа.

Б) Строится график суммы выполненных работ  $\sum A = \sum A(\varphi)$ .

В) Приведённых моментов инерции для каждого звена и их алгебраической суммы.

$\Gamma_i'' = \Gamma_i''(\varphi)$ ,  $\Gamma_\Sigma'' = \Gamma_\Sigma''(\varphi)$ .

Г) Строится график зависимости угловой скорости звена приведения по углу поворота кривошипа  $\omega_1 = \omega_1(\varphi)$ .

Д) График зависимости углового ускорения звена приведена по углу поворота кривошипа  $\varepsilon_1 = \varepsilon_1(\varphi)$ .

Е) Диаграмма изменения времени движения звена приведена по углу поворота кривошипа  $t = t(\varphi)$ .

Ж) Строится график изменения кинетической энергии, определяются момент инерции механизма, его геометрические размеры и все.

#### V. Синтез зубчатого механизма (3-ий лист проекта)

А) По данному модулю  $m$  и числам зубьев  $Z_1, Z_2$  построить эвольвентное зацепление пары зубчатых колес. Чертеж выполняется на левой половине листа формата А1. Масштаб длин

$\mu_e$  необходимо выбрать таким образом, чтобы суммарная высота зубьев  $\Sigma h \geq 50$  мм.

Строится по 3 зуба для каждого колеса

Б) По найденным геометрическим параметрам колес строится чертёж эвольвентного зацепления, где указываются следующие параметры:

- активная линия зацепления и угол зацепления.

- дуга зацепления и активные части зубьев.

- Основные размеры колёс.

- Абсолютная разность коэффициентов перекрытия, найденная рабочим путем и с чертежа, не должна превышать 10%.

б) По данной схеме планетарного редуктора :

- Найти число зубьев колес и выполнить проверку на соответствие трем условиям: Условие соосности, условия сборки и условия соседства.

- По найденным делительным диаметрам колес начертить в масштабе схему планетарного механизма в двух проекциях.

- Начертить планы линейных и угловых скоростей планетарного редуктора с указанием их масштабов.

## **VI. Синтез кулачковых механизмов.**

### **(4-й лист проекта).**

Спроектировать профиль кулачка по следующим данным:

$\varphi_{\text{раб}}$ ,  $\alpha_{\text{доп}}$ , полный ход толкателя  $h$  или коромысла  $\beta$ , длина коромысла  $e$  и закон изменения толкателя (коромысла) в виде диаграммы аналога линейных ускорений толкателя.

Проектирование профиля кулачка выполняется в следующей последовательности:

- по данной диаграмме аналога линейного ускорения толкателя методом графического интегрирования выполнить диаграмму аналога линейных скоростей и пути движения толкателя (коромысла). Вычислить необходимые масштабы диаграмм:

- построить диаграмму  $S_2 = S_2(dS^1/d\varphi)$  и определить  $r_{\text{min}}$  кулачка.

### **Требования к оформлению чертежей.**

Графическая часть проекта оформляется в соответствии с требованиями ГОСТ 2.301-68, ГОСТ 2.302-68 и ГОСТ 2.303-68 машиностроительного чертежа на 4-х листах формата А-1.

Над кинематической схемой, планами скоростей и ускорений должны быть соответственно надписи с указанием масштабных коэффициентов. На кинематической схеме 1-го листа курсового проекта одно из положений по заданному углу  $\varphi_1$  (для силового расчета) должно быть обведено толстой линией с указаниями направлений угловых скоростей и ускорений. Для каждого плана сил (2-ой лист) должно быть векторное уравнение и масштабные коэффициенты с единицами измерений.

Указываются силы реакций на кинематических парах (например  $R_{12}$ -реакция от звена 1 на звено 2). Если расчетные значения сил реакций получается отрицательные, направления их на кинематических парах групп Ассур не должны меняться

### **1.3. Требования к пояснительной записке.**

Титульный лист оформляется в соответствии с приложением ....

Пояснительная записка оформляется на листах формата А4 (писчая бумага), нумерация страниц ставится вверху в середине листа. В конце пояснительной записки приводится оглавление и список использованной литературы в соответствии с ГОСТ 7.1-86. Ссылка на использованную литературу приводится сокращенно, например (2,34ст.), означающий, что использована литература по списку №2 и данные взяты со страницы 34.

Нумерация формул ставится в полукруглых скобках в правой части формулы. В полученных численных значениях обязательно ставится единицы измерения. При вычислении скоростей и ускорений формулы и получаемые численные значения приводится для одного положения

остальные в верхней правой части. Также заносится в таблицы значения полученных сил моментов и т.д.

## **1.4. Защита курсового проекта**

### **1.4.1. Общее положение**

После завершения работы по курсовому проектированию руководитель проекта подписывает титульный лист предварительно написав с лева: «К защите», с указанием даты. При этом руководитель проекта, по необходимости, опрашивают студента для выяснения его готовности к защите и назначает дату защиты.

Подписанный руководителем курсовой проект студент представляет на защиту, который он обязан получить до начала экзаменационной сессии в срок, установленный кафедрой. Опоздавшие от срока к защите студента допускаются с разрешения зав. кафедры. Защиту по курсовому проекту принимает кафедральная комиссия из двух—трех преподавателей, включая руководителя проекта. На защите могут участвовать все желающие, в том числе преподаватели других кафедр и студенты других академических групп.

При защите студент должен кратко рассказать (В течении 5-8 минут) о содержании проекта, назначения исследуемых механизмов, принципах их работы и особенностях расчета, а также ответить на вопросы членов комиссии и других присутствующих по теме проекта, поэтому при подготовки к защите студент обязан повторить теорию.

Ниже дающиеся вопросы для самопроверки.

### **1.4.2. Контрольные вопросы к защите курсового проекта.**

#### **Раздел 1. Структурное, кинематическое, силовое и динамическое исследования механизма.**

1. Определения: машины, механизмы, кинематические пары (высшие низшие), кинематические цепи, (замкнутый, открытый, простой, сложный), звена, масштаба, скорости, угловой скорости, углового ускорения, нормального ускорения и других механических величин.
2. Название всех символов формул и звеньев приведенных в ПЗ и демонстрационных листах.
3. Структурные формулы механизма и их анализ.
4. Классификация кинематических пар и механизмов.
5. Порядок образования механизмов. Группа Ассура.
6. Задачи и методы кинематического силового исследований механизмов.
7. Определение направления угловой скорости и углового ускорения звеньев рычажных механизмов.
8. Принципы и порядок построения планов положения механизма, скоростей, ускорений и сил.
9. Принцип Даламбера. Применения.
10. Силы действующие в механизмах.
11. Учет сил инерции при различных видах движения звена механизма.
12. Определения точки приложения и линии действия реакций в кинематических парах. Определения касательных и нормальных составляющих реакций.
13. Физический смысл уравновешивающей силы.
14. Метод «рычага» Жуковского для определения уравновешивающей силы.

#### **Раздел 2. Синтез зубчатый передачи**

1. основная теорема зацепления.
2. Передаточное отношение.
3. Эвольвента и ее уравнения.
4. Преимущество и недостатки эвольвентного зацепления.
5. Теоретическая и активная часть зацепления, коэффициент перекрытия, делительная окружность, модуль зацепления, основная и начальная окружность, окружность впадин и вершин зубьев, радиальный зазор, коэффициент, высота головки и высота ножки зуба.
6. Метод нарезания зубчатых колес зубчатых колес.

7. Явление подрезания зубьев. Минимальное число зубьев колеса. Коэффициент относительного смещения инструмента. Абсолютное смещение инструмента при нарезании колес.
8. Минимальный коэффициент смещения. Нулевое, равносмещенное и неравносмещенное зацепления.
9. Коррегирование зубчатых колес.
10. Эпициклические (планетарные и дифференциальные) передачи, механизмы. Их приращенные отношения.
11. Расчет чисел зубьев колес планетарного редуктора по условиям передаточного отношения, состава и сборки.
12. Построение картины скоростей планетарного редуктора.

### **Раздел 3. Синтез кулачкового механизма**

1. Виды кулачковых механизмов.
2. Преимущества и недостатки кулачковых механизмов.
3. Угол давления и угол передачи.
4. Определение минимального радиуса кулачка.
5. Метод обращения при построении профиля кулачка.
6. Фазовые углы. Угол подъема. Угол дальнего стояния. Угол возврата. Угол ближнего стояния.
7. Профили кулачка. Теоретический профиль кулачка. Практический (действительно или рабочей) профиль кулачка
8. Радиус ролика, ход толкателя.
9. Где имеется лишний степень свободы в кулачковом механизме.
10. Виды движения толкателей.
11. Порядок синтеза кулачковых механизмов.

**Задание №1.**  
**Проектирования механизмов и частей**  
**автомобиля «NEXIA».**

На автомобилях этого типа применяются ДВС с вертикальным расположением поршней. На рисунке 1-а дана схема ДВС. Индикаторная диаграмма, показывающая изменения давления в цилиндре, дана в приложении 1. Схема толкателя планетарного редуктора и аналог ускорений толкателя кулачкового механизма показаны соответственно на рис 1-б и 1-в.

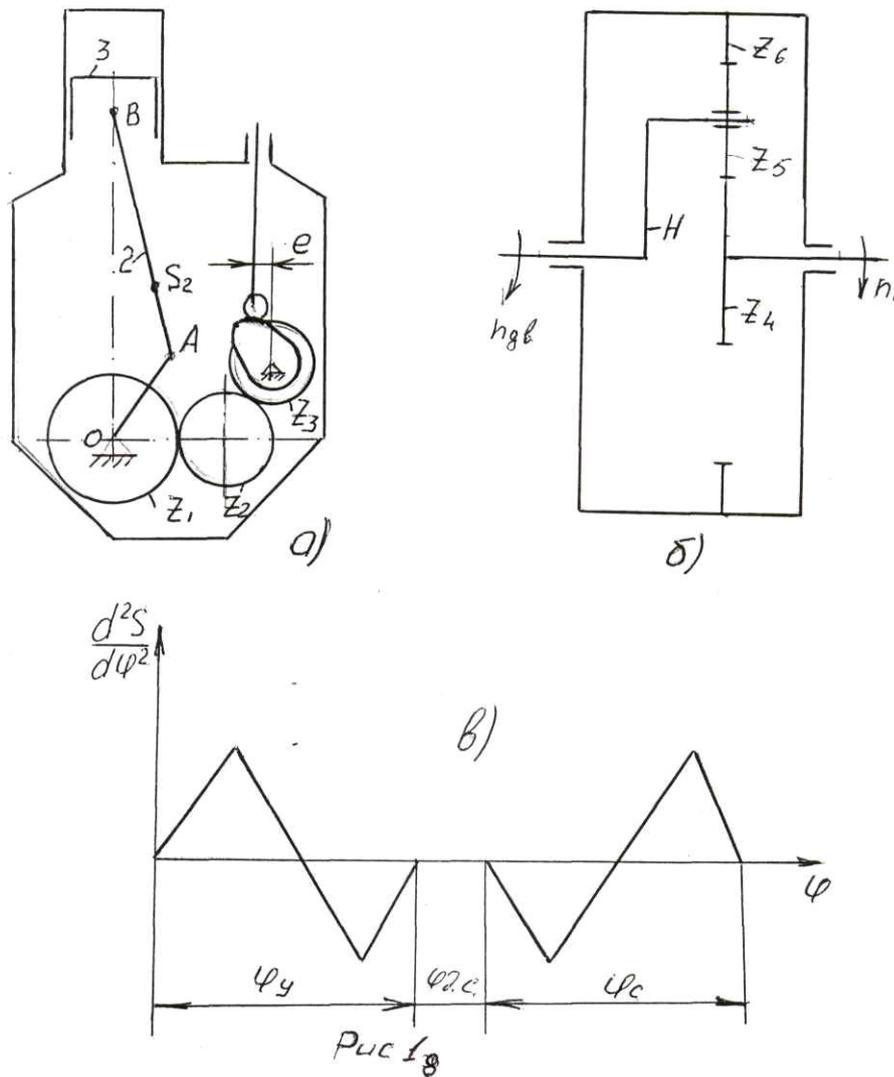


Рис. 1

**Таблица №1**  
(к заданию №1)

Значение.	Размерность.	<b>Варианты:</b>									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$V_{cp}$	М/с	6,0	5,0	5,25	5,5	5,75	6,25	6,5	6,75	7	4,8
$d$	М	0,075	0,074	0,08	0,082	0,078	0,072	0,070	0,084	0,086	0,088
$l_{AB}/l_{OA}$	---	3,5	3,6	4	4	3,8	3,8	3,5	3,8	3,6	3,5
$l_{AS2}/l_{AB}$	---	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38
$n_1$	ОБ/МИН	2000	2500	2200	1800	1500	1700	1600	2100	1600	1700
$G_2$	Н	10	8	12	14	11	10	7	13	15	17
$G_3$	Н	1,5	4	5,5	6,0	5,7	6,2	4,5	6,5	6,7	6,8
$J_{S2}$	КГ*М <sup>2</sup>	0,0025	0,0020	0,003	0,0032	0,0027	0,0020	0,0018	0,0032	0,0040	0,0045
$J_{P0}^{pp}$	КГ*М <sup>2</sup>	0,007	0,008	0,0075	0,008	0,006	0,0065	0,0085	0,009	0,0088	0,0095
$P_Z$	МН/М <sup>2</sup>	3,8	3,9	4,0	4,6	5,0	4,8	4,2	5,5	5,8	4,5
$\delta$	----	1/90	1/80	1/85	1/70	1/95	1/100	1/90	1/75	1/80	1/95
$\phi_1$	град	270	60	150	90	30	210	180	120	150	240
$Z_1=Z_3$	----	32	26	28	30	24	22	20	30	28	26
$Z_3$	----	16	13	14	15	12	11	10	15	14	13
$m$	ММ	4	5	4	6	6	4,5	5	5	4,5	4
$U_{пл.}$	----	4,0	4,5	5,0	4,8	3,5	3,6	4,2	4,1	3,8	4,4
$K$	----	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
$\phi_{раб}$	град	130	125	140	128	110	135	140	122	134	120
$\alpha_p$	град	35	38	40	34	39	33	30	28	32	34
$e$	ММ	6	7	6	8	5	7	8	9	9	7
$h$	ММ	9	10	8	12	8,5	7,5	10	9,5	7	8
$m_{пл.}$	ММ	5	4	4	5	4	5	4	5	5	4
$a_1/a_2$	----	1,5	2,0	1,6	2,2	1,9	1,2	1,7	2,0	1,8	1,6

Значение.	Размерность.	Варианты:									
		11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$V_{cp}$	М/с	5,75	6,0	5,25	4,8	7	6,75	6,5	5,0	4,8	5,2
$d$	М	0,072	0,074	0,08	0,076	0,082	0,075	0,073	0,075	0,088	0,085
$I_{AB}/I_{OA}$	---	3,5	3,8	3,6	4	3,6	3,5	4	3,5	3,8	4
$I_{AS2}/I_{AB}$	---	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38	0,37	0,36	0,39	0,37	0,36
$n_1$	ОБ/МИН	2100	2200	3000	2800	1500	1600	1800	2600	2500	3000
$G_2$	Н	8	10	14	11	12	13	7	10	15	14
$G_3$	Н	5,7	6,2	4,2	6,7	6,5	6,0	6,8	6,5	7,0	6,3
$J_{S2}$	КГ*М <sup>2</sup>	0,0027	0,0020	0,0030	0,0025	0,0032	0,0024	0,0018	0,0035	0,0044	0,0038
$J_0^{np}$	КГ*М <sup>2</sup>	0,0082	0,006	0,0065	0,0075	0,006	0,0074	0,0078	0,0058	0,0088	0,0080
$P_Z$	МН/М <sup>2</sup>	3,8	4,0	5,3	4,5	5,5	4,2	4,8	5,0	6,2	6,0
$\delta$	----	1/75	1/90	1/85	1/80	1/90	1/100	1/75	1/80	1/95	1/100
$\phi_1$	град	150	210	270	30	60	210	150	90	120	240
$Z_1=Z_3$	----	20	30	22	28	26	32	24	26	30	38
$Z_3$	----	11	12	15	10	14	16	13	12	16	13
$m$	ММ	4	5,5	4,5	5	6	6	4,5	5	5	4
$U_{пл.}$	----	3,2	5,0	4,2	4,8	3,8	4,4	4,5	3,5	4,0	5,0
$K$	----	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
$\phi_{раб}$	град	150	160	130	170	130	120	160	150	150	140
$\alpha_p$	град	35	40	33	28	30	32	40	34	39	42
$e$	ММ	5	7	6	8	5	9	7	9	6	8
$h$	ММ	9	8	8,5	10	7	10,5	12	8	7	7,5
$m_{пл.}$	ММ	5	4	5	4	5	5	4	4	4	5
$a_1/a_2$	----	1,5	2,0	1,7	1,6	2,2	1,8	1,2	1,2	1,5	2,0

## Задание №2

«Проектирования механизма и частей автомобиля высокой проходимости». (рис.№2, табл.№2).

Схема КШМ, принятого для ДВС автомобилей такого типа, показана на рисунке 2, а). Пара зубчатых колес простой передачи и схема планетарного редуктора показано соответственно позициями б) и в). Схема кулачкового механизма с тарелкообразным толкателем показана в позиции 2). Индикаторная диаграмма изменения силы давления газов в цилиндрах показана в приложении 1

Закон изменения движения толкателя дана в приложении 2, «Б».

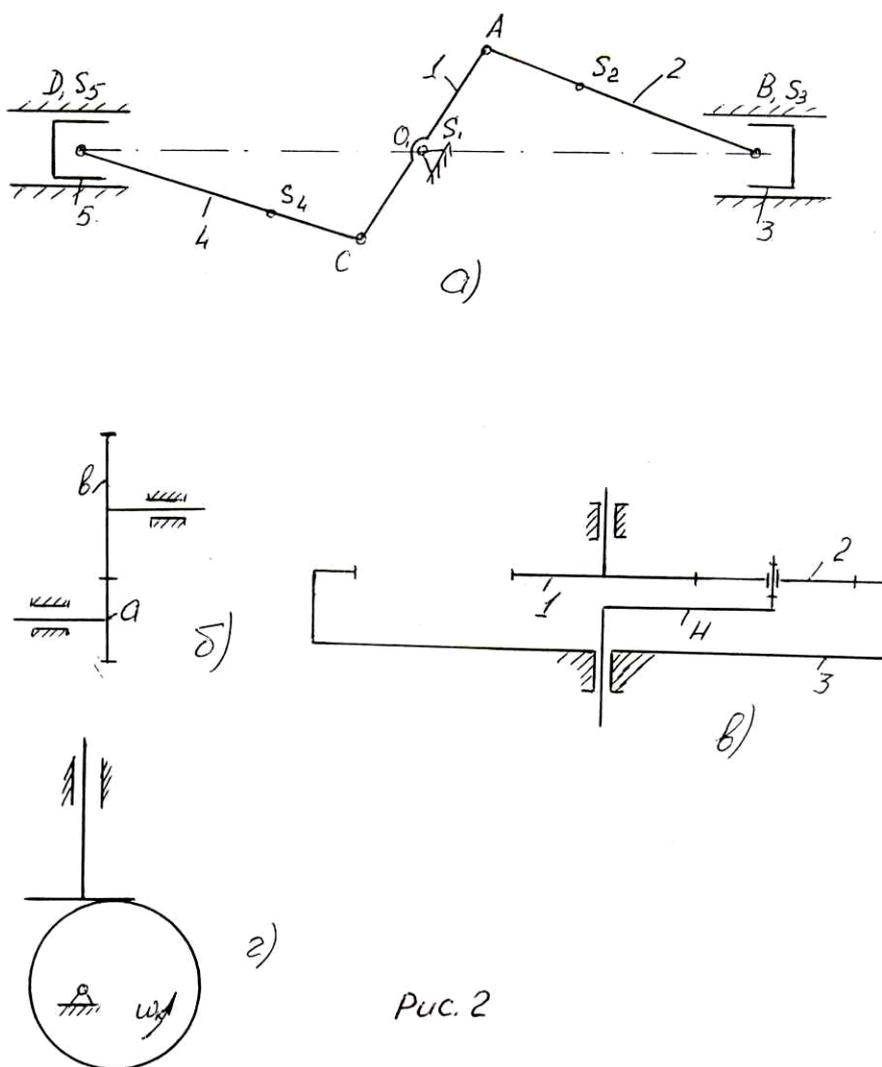


Рис. 2

10

Рис. 2

Таблица №2  
(к заданию №2)

Значение.	Размерность.	<b>Варианты:</b>									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$I_{OA}=I_{OC}$	<b>М</b>	<b>0,055</b>	<b>0,060</b>	<b>0,070</b>	<b>0,065</b>	<b>0,08</b>	<b>0,085</b>	<b>0,075</b>	<b>0,070</b>	<b>0,060</b>	<b>0,065</b>
$I_{AB}=I_{CD}$	<b>М</b>	<b>0,19</b>	<b>0,24</b>	<b>0,17</b>	<b>0,16</b>	<b>0,23</b>	<b>0,25</b>	<b>0,20</b>	<b>0,18</b>	<b>0,22</b>	<b>0,24</b>
$n_1$	<b>об/мин</b>	<b>3000</b>	<b>3500</b>	<b>4000</b>	<b>2800</b>	<b>2500</b>	<b>2700</b>	<b>3200</b>	<b>3600</b>	<b>2500</b>	<b>2200</b>
$m_2=m_4$	<b>кг</b>	<b>1,2</b>	<b>1,8</b>	<b>1,6</b>	<b>1,5</b>	<b>1,9</b>	<b>1,4</b>	<b>1,7</b>	<b>1,2</b>	<b>1,4</b>	<b>1,9</b>
$m_3=m_5$	<b>кг</b>	<b>0,5</b>	<b>0,6</b>	<b>0,57</b>	<b>0,55</b>	<b>0,62</b>	<b>0,52</b>	<b>0,57</b>	<b>0,5</b>	<b>0,54</b>	<b>0,65</b>
$J_{S1}$	<b>кг*м<sup>2</sup></b>	<b>0,006</b>	<b>0,008</b>	<b>0,007</b>	<b>0,006</b>	<b>0,009</b>	<b>0,005</b>	<b>0,007</b>	<b>0,004</b>	<b>0,005</b>	<b>0,006</b>
$J_{S2}=J_{S4}$	<b>кг*м<sup>2</sup></b>	<b>0,0025</b>	<b>0,003</b>	<b>0,0027</b>	<b>0,0035</b>	<b>0,004</b>	<b>0,002</b>	<b>0,003</b>	<b>0,0015</b>	<b>0,0022</b>	<b>0,003</b>
$P_Z$	<b>мн/м<sup>2</sup></b>	<b>4,6</b>	<b>4,8</b>	<b>6,2</b>	<b>5,8</b>	<b>5,5</b>	<b>6,0</b>	<b>5,2</b>	<b>4,2</b>	<b>4,5</b>	<b>5,6</b>
$d$	<b>М</b>	<b>0,082</b>	<b>0,085</b>	<b>0,085</b>	<b>0,083</b>	<b>0,10</b>	<b>0,09</b>	<b>0,095</b>	<b>0,085</b>	<b>0,09</b>	<b>0,112</b>
$\varphi_1$	<b>град</b>	<b>150</b>	<b>120</b>	<b>90</b>	<b>60</b>	<b>30</b>	<b>180</b>	<b>210</b>	<b>270</b>	<b>240</b>	<b>300</b>
$U_{1H}$	<b>----</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>5,5</b>	<b>5</b>	<b>4,5</b>	<b>4</b>	<b>3,5</b>	<b>3</b>
$m$	<b>мм</b>	<b>4</b>	<b>4</b>	<b>3,5</b>	<b>3</b>	<b>3,5</b>	<b>4</b>	<b>2</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>4,5</b>
$Z_a$	<b>----</b>	<b>9</b>	<b>14</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>12</b>	<b>12</b>	<b>10</b>	<b>13</b>	<b>10</b>	<b>13</b>
$Z_b$	<b>----</b>	<b>18</b>	<b>22</b>	<b>22</b>	<b>18</b>	<b>24</b>	<b>27</b>	<b>20</b>	<b>20</b>	<b>20</b>	<b>26</b>
$m_{шл.}$	<b>Мм</b>	<b>10</b>	<b>8</b>	<b>8</b>	<b>8</b>	<b>6</b>	<b>8</b>	<b>5</b>	<b>5</b>	<b>8</b>	<b>10</b>
$\alpha_p$	<b>град</b>	<b>35</b>	<b>38</b>	<b>40</b>	<b>34</b>	<b>39</b>	<b>33</b>	<b>30</b>	<b>28</b>	<b>32</b>	<b>36</b>
$\varphi_y=\varphi_c$	<b>град</b>	<b>60</b>	<b>70</b>	<b>65</b>	<b>55</b>	<b>57</b>	<b>58</b>	<b>60</b>	<b>62</b>	<b>75</b>	<b>65</b>
$\varphi_{д.с.}$	<b>град</b>	<b>20</b>	<b>15</b>	<b>20</b>	<b>15</b>	<b>20</b>	<b>25</b>	<b>20</b>	<b>20</b>	<b>20</b>	<b>15</b>
$h$	<b>мм</b>	<b>10</b>	<b>9</b>	<b>8</b>	<b>6</b>	<b>10</b>	<b>8</b>	<b>8</b>	<b>8</b>	<b>10</b>	<b>10</b>
закон	<b>----</b>	<b>А</b>	<b>Б</b>	<b>В</b>	<b>Г</b>	<b>Д</b>	<b>Д</b>	<b>Б</b>	<b>В</b>	<b>Г</b>	<b>Д</b>



Значения.	Размерность.	<b>Варианты:</b>									
		11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$l_{OA}=l_{OC}$	<b>М</b>	0,08	0,085	0,055	0,070	0,060	0,065	0,08	0,060	0,085	0,070
$l_{AB}=l_{CD}$	<b>М</b>	0,19	0,17	0,24	0,23	0,20	0,22	0,24	0,18	0,25	0,20
$n_1$	<b>об/мин</b>	2800	3200	3000	3500	4000	2500	2200	2300	2000	1800
$m_2=m_4$	<b>кг</b>	1,9	2,0	1,2	1,6	1,5	1,7	1,8	1,3	1,8	1,3
$m_3=m_5$	<b>кг</b>	0,6	0,65	0,55	0,58	0,60	0,55	0,58	0,50	0,60	0,53
$J_{S1}$	<b>кг*м<sup>2</sup></b>	0,007	0,006	0,005	0,008	0,006	0,006	0,007	0,005	0,005	0,006
$J_{S2}=J_{s4}$	<b>кг*м<sup>2</sup></b>	0,003	0,0027	0,004	0,0025	0,0022	0,0035	0,0025	0,0020	0,0018	0,0022
$P_Z$	<b>мн/м<sup>2</sup></b>	4,0	6,0	4,3	5,5	5,8	4,5	4,2	3,8	4,7	5,8
$d$	<b>М</b>	0,080	0,090	0,085	0,100	0,095	0,082	0,094	0,095	0,105	0,110
$\varphi_1$	<b>град</b>	90	60	30	300	210	90	180	270	240	210
$U_{1H}$	<b>----</b>	5	4	3	6	5,5	4,5	4,0	3,5	3	5
$m$	<b>мм</b>	4,0	3,5	2	5	4,5	4	4	5	5	2
$Z_a$	<b>----</b>	12	14	13	10	11	15	12	10	14	15
$Z_b$	<b>----</b>	24	22	18	27	20	20	22	26	18	20
$m_{пл.}$	<b>Мм</b>	8	8	6	10	8	5	5	8	6	10
$\alpha_p$	<b>град</b>	39	33	28	40	32	35	30	32	38	35
$\varphi_v=\varphi_c$	<b>град</b>	65	70	70	60	75	65	70	75	65	70
$\varphi_{д.с.}$	<b>град</b>	20	15	15	20	0	20	15	20	15	0
$h$	<b>мм</b>	10	8	8	10	10	8	8	10	10	10
закон	<b>----</b>	Д	Д	В	А	В	Г	В	А	В	В

### Задание №3

#### «Построение механизма и частей автомата по производству гаек».

Коленчатый вал рычажного механизма (рис.3,а). Приводится в движение от электродвигателя. Схема планетарного редуктора и пары зубчатых колес простой передачи показана в позиции б). В позиции в) показан кулачковый механизм, служащий для приведения в действие матрицы. Изменения силы сопротивления, действующего на ползун, приведены в позиции 2). Закон изменения движения толкателя в виде аналога ускорений дана в приложении 2, «В».

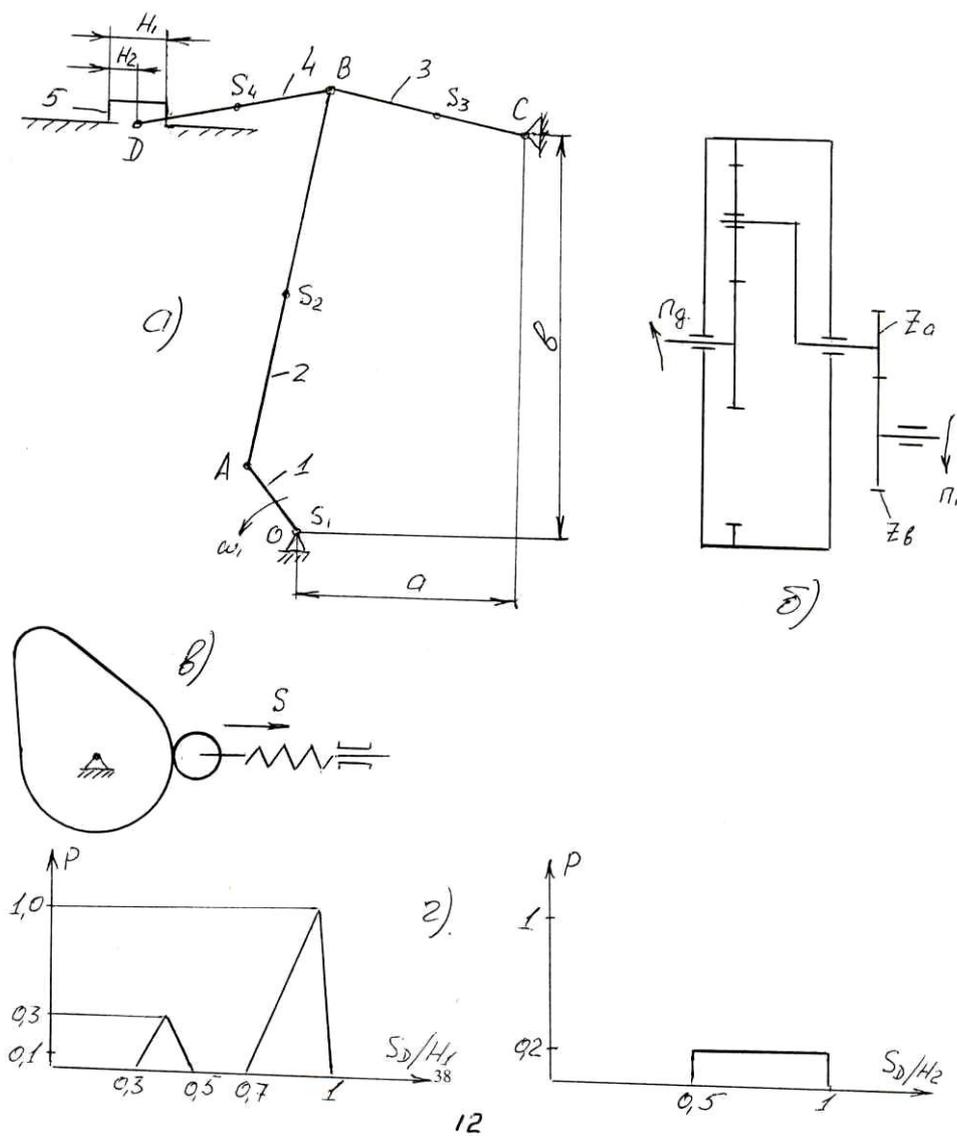


Рис. 3

Таблица №3  
(к заданию №3)

Значения.	Размерность.	Варианты:									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$I_{OA}$	М	0,12	0,1	0,11	0,12	0,11	0,09	0,10	0,08	0,12	0,1
$I_{AB}$	М	0,52	0,44	0,48	0,43	0,41	0,43	0,48	0,38	0,44	0,37
$I_{BC}=I_{BD}$	М	0,31	0,26	0,28	0,3	0,29	0,25	0,28	0,22	0,31	0,26
a	М	0,29	0,25	0,27	0,29	0,27	0,24	0,27	0,27	0,30	0,25
b	М	0,55	0,45	0,5	0,45	0,43	0,45	0,5	0,4	0,47	0,39
$h_{ДВ}$	об/мин	800	920	960	840	1460	940	1440	980	1060	860
$h_1=h_M$	об/мин	80	100	90	85	95	110	130	115	125	120
$m_1=m_5$	КГ	60	55	50	45	40	60	65	58	48	63
$m_2$	КГ	11	10	12	10	9	12	11	11	9	13
$m_3=m_4$	КГ	13	15	17	19	20	18	16	14	15	19
$J_{S2}$	КГ*М <sup>2</sup>	0,12	0,14	0,15	0,18	0,2	0,22	0,24	0,19	0,17	0,15
$J_{S3}=J_{S4}$	КГ*М <sup>2</sup>	0,18	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08	0,11	0,13	0,15	0,17
$B_{max}$	КН	60	65	70	55	50	62	58	52	69	64
$\delta$	----	1/8	1/6	1/10	1/12	1/14	1/15	1/13	1/11	1/9	1/16
$Z_a/Z_b$	----	10/20	12/18	14/23	12/24	12/21	14/24	13/19	11/18	12/20	14/25
$m=m_{пл}$	ММ	7	9	7	6	5	4	5	6	8	8
h	ММ	10	12	14	16	18	20	19	17	15	13
$\varphi_d=\varphi_c$	град	60	55	50	45	65	50	45	60	55	60
$\varphi_d$	град	20	30	25	35	22	24	28	15	12	18
$\alpha_p$	град	25	27	29	30	28	26	25	28	29	30
закон	----	А	Б	В	Г	Д	Д	Б	В	Г	Д

### Задание №4

#### Проектирование механизмов и частей ДВС типа «MAN».

Этот тип двигателей (V-образные) применяется в современных автомобилях «МАЗ». Цилиндры расположены V-образно под углом  $90^\circ$  друг к другу схема КШМ ДВС показана на рисунке 4, а). Индикаторная диаграмма давления газов на поршень дана в приложении 1 и строится согласно таблице. В позициях б) и в) даны схемы планетарного редуктора и пары зубчатых колес простой передачи. Кулачковый механизм показан в позиции 2). Закон изменения движения толкателя дана в приложении 2 «С».

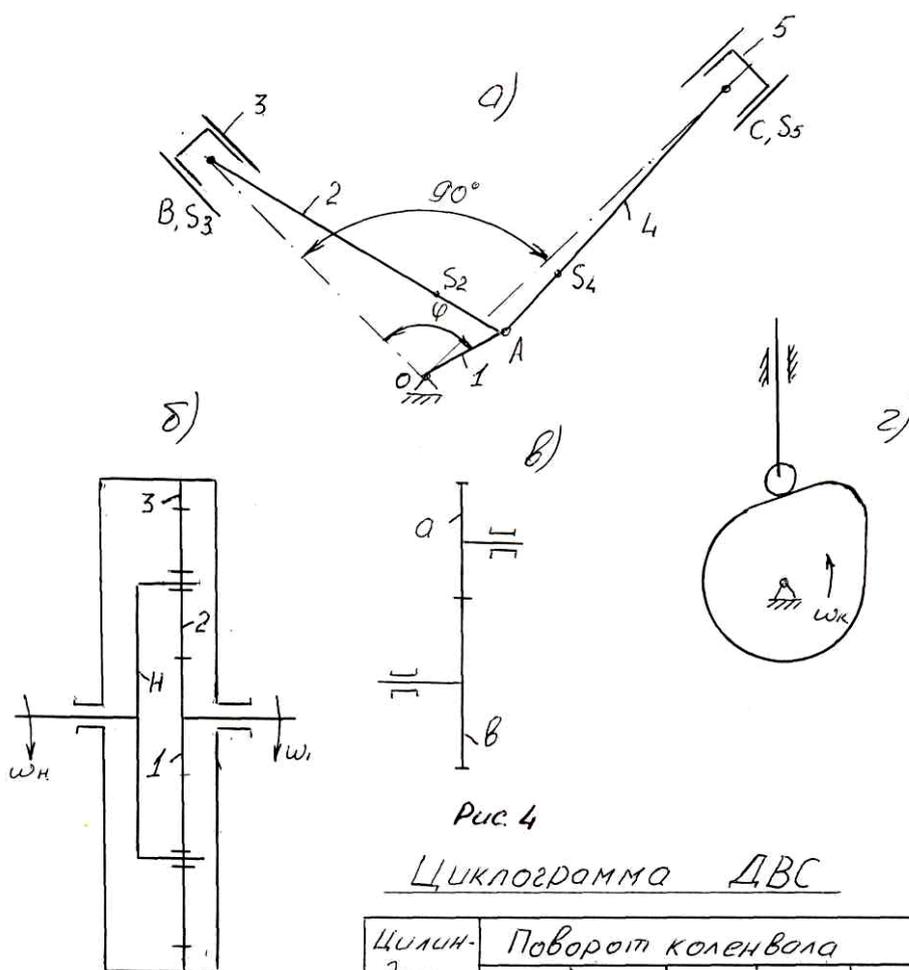


Рис. 4

Циклограмма ДВС

Цилин- дры	Поворот коленвала				
	0	90	180	270	360
лев. 30	сжатие		горение		
прав.	горение	сжатие	горение		

Рис. 4

Таблица №4  
(к заданию №4)

Значения.	Размерность.	Варианты:									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$V_{\text{всп}}=V_{\text{ср}}$	М/с	7,7	8,0	9,0	9,2	7,5	7,8	8,2	8,9	8,4	9,4
$I_{\text{AB}}/I_{\text{OA}}$	----	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
$I_{\text{AS2}}/I_{\text{AB}}$	----	0,3	0,33	0,3	0,32	0,3	0,33	0,32	0,3	0,35	0,38
$d$	М	0,11	0,14	0,12	0,10	0,09	0,13	0,095	0,105	0,12	0,112
$h_1$	<b>об/мин</b> <b>Н</b>	1800	2000	1920	2100	2200	1900	1800	2050	2150	1750
$G_2=G_4$	Н	27	28	29	30	31	32	33	35	36	38
$G_3=G_5$	Н	10	90	11	12	13	12	13	13	14	15
$J_{\text{S2}}=J_{\text{S4}}$	кг*м <sup>2</sup>	0,0045	0,0046	0,0047	0,0046	0,0050	0,0048	0,0043	0,0042	0,0041	0,0040
$P_Z$	МН/м <sup>2</sup>	5,8	6,0	6,2	6,4	5,5	5,7	6,1	6,3	6,0	5,8
$J_{01}$	кг*м <sup>2</sup>	0,031	0,032	0,033	0,034	0,035	0,036	0,037	0,04	0,042	0,044
$\varphi_1$	град	120	150	30	60	90	330	300	270	210	240
$Z_a/Z_b$	----	14/28	16/32	18/36	10/22	11/24	10/30	10/26	12/24	9/26	8/27
$m=m_{\text{пл}}$	мм	3	5	4,5	2,5	3	4	3	3,5	2,5	2,5
$U_{\text{H1}}$	----	1/3	1/4	1/5	1/6	1/3,5	1/4,5	1/5,4	1/4,8	1/6,4	1/42
$K$	----	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
$h$	мм	9	10	11	12	11,5	10,5	9,5	8,0	9,0	10
$\varphi_{\text{д.с.}}$	град	10	12	15	20	16	0	14	0	15	20
$\varphi_{\text{у}}$	град	95	90	85	80	75	70	65	60	55	50
$\varphi_{\text{б.с.}}$	град	60	65	70	65	60	55	50	60	45	40
$\alpha_{\text{р}}$	град	32	31	30	29	28	27	28	30	29	31
закон	----	А	В	Б	Г	Д	Д	А	Б	Д	В

Значен ия.	Размер ность.	Варианты:									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$V_{всп}=V_{с\text{ ср}}$	М/с	5,5	6,0	5,7	6,2	6,5	8	7,5	7	9,0	8,5
$I_{AB}/I_{OA}$	----	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8
$I_{AS2}/I_{AB}$	----	0,33	0,3	0,32	0,3	0,35	0,32	0,33	0,3	0,33	0,36
d	М	0,09	0,095	0,12	0,115	0,11	0,105	0,10	0,112	0,115	0,13
$h_1$	об/мин	2500	2400	1800	1950	2000	2200	2300	2100	1700	1600
$G_2=G_4$	Н	34	28	30	35	32	27	25	33	30	36
$G_3=G_5$	Н	8	8,5	11	13	14	10	9	12	13	15
$J_{S2}=J_{S4}$	кг*м <sup>2</sup>	0,004	0,0045	0,0047	0,005	0,0043	0,0041	0,0043	0,0045	0,0046	0,0047
$P_Z$	МН/м <sup>2</sup>	5,0	5,2	6,0	5,4	6,2	5,2	5,8	6,0	5,5	5,7
$J_{01}$	кг*м <sup>2</sup>	0,0035	0,0030	0,0032	0,0028	0,0033	0,0036	0,0042	0,0044	0,0045	0,0039
$\varphi_1$	град	30	150	60	210	270	330	240	90		120
$Z_a/Z_b$	----	11/24	9/24	10/24	12/26	10/22	11/30	9/26	8/24	18/30	12/28
$m=m_{пл}$	мм	4,5	5	5,5	3	3,5	2,5	5	3,5	4	4
$U_{H1}$	----	1/4	1/5	1/5,5	1/6	1/7	1/4,2	1/6	1/6,2	1/5,8	1/4,5
$K$	----	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
h	мм	12	10	9	8,5	10,5	11	9,5	12	8	9
$\varphi_{д.с.}$	град	0	20	12	15	18	0	12	20	18	15
$\varphi_V$	град	70	75	90	95	60	65	75	80	85	<b>75</b>
$\varphi_{б.с.}$	град	50	55	70	65	75	60	50	70	55	60
$\alpha_p$	град	30	27	32	30	33	28	28	30	32	27
закон	----	Г	В	Д	Д	Б	А	Г	В	А	Б

### Задание №5

#### «Проектирования механизмов и частей по забору воды из колодца».

Движение передается от электродвигателя через планетарный редуктор и пару зубчатых колес (поз. б) к колен валу 1. Рычажного механизма (поз. а). Кулачковый механизм показан на поз. в). Закон движения коромысла дан в приложении -2, «А».

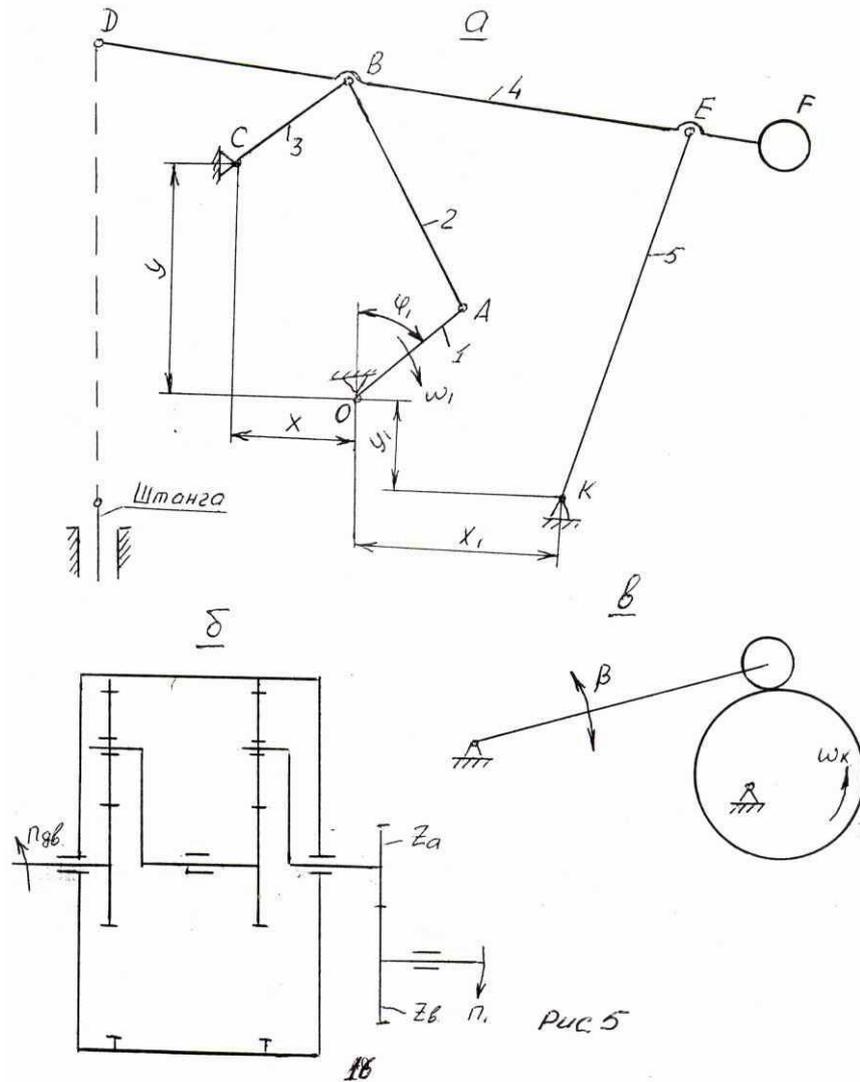


Рис 5

Таблица №5  
(к заданию №5)

Значения	размерность	ВАРИАНТЫ:									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$I_{OA}$	М	0,25	0,42	0,58	0,47	0,56	0,31	0,37	0,53	0,5	0,525
$I_{AB}$	М	1	1,66	2,33	1,87	2,25	1,25	1,5	2,12	2,0	2,5
$I_{BC}$	М	0,45	0,74	1,05	0,84	1,01	0,56	0,67	0,95	0,9	1,12
$I_{BD}$	М	0,62	1,03	1,44	1,15	1,39	0,77	0,92	1,3	1,23	1,54
$I_{BE}$	М	0,86	1,42	2,0	1,6	1,92	1,07	1,28	1,81	1,71	2,14
$I_{EK}$	М	1,03	1,72	2,4	1,93	2,32	1,29	1,55	2,19	2,06	2,58
$I_{EF}$	М	1,47	2,45	3,43	2,75	3,31	1,84	2,2	3,12	2,94	3,68
X	М	0,6	1,0	1,4	1,12	1,35	0,75	0,9	1,27	1,2	1,5
Y	М	0,87	1,45	2,03	1,63	1,96	1,09	1,3	1,85	1,74	2,18
$X_1=Y_1$	М	0,38	0,63	0,88	0,7	0,85	0,47	0,56	0,8	0,75	0,94
$h_{дв}/h_1$	об/мин	7/8	770/9	1000/12	1000/13	770/7	770/10	1520/20	1000/14	1520/21	1520/24
G	КН	40	30	20	15	25	35	45	29	33	42
$G_F$	КН	45	35	25	20	30	40	50	34	38	47
$G_2$	КН	90	97	89	110	120	100	88	96	85	89
$J_1$	КГ*М <sup>2</sup>	1,5	1,7	1,9	2,0	1,8	1,6	1,4	1,2	1,3	1,1
$J_{дв.}$	КГ*М <sup>2</sup>	0,2	0,18	0,16	0,14	0,12	0,1	0,11	0,13	0,15	0,17
$\delta$	----	1/10	1/12	1/14	1/16	1/18	1/20	1/19	1/17	1/15	1/13
$Z_a/Z_b$	----	9/24	12/36	9/28	10/30	12/34	10/32	9/30	12/35	11/34	10/29
m	ММ	6	6	8	7	7	6	8	6	7	8
$m_{пл.}$	ММ	3	4	3	3,5	4	3,5	4	3	3,5	4
$\varphi_1$	град	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300
$l_k$	ММ	120	130	140	150	160	155	145	135	125	170
$\beta$	град	25	23	21	19	17	18	20	22	24	18
$\varphi_y=\varphi_c$	град	60	55	50	65	50	55	60	45	55	60
$\varphi_{д.с.}$	град	100	110	120	80	85	75	120	140	90	80
$\alpha_p$	град	35	40	45	40	35	40	45	40	35	30
закон	----	А	Б	В	Г	Д	А	Б	В	Г	Д
$J_{S2}$	КГ*М <sup>2</sup>	29	31	27	35	37	30	32	36	40	38
$J_{S3}$	КГ*М <sup>2</sup>	1.2	1.6	1.8	1.5	2.0	1.3	1.5	1.8	2.1	2.3
$J_{S4}$	КГ*М <sup>2</sup>	50	52	60	55	58	62	45	55	48	56
$G_3$	Н	0.4	0.45	0.3	0.46	0.48	0.35	0.38	0.4	0.5	0.43
$G_4$	Н	320	300	285	290	310	350	400	380	310	350

## Задание №6

### «Проектирование механизма и частей винтоконвейера»

движение к рычажному механизму (рис.6 а.) передается от электродвигателя и планетарный редуктор с парой зубчатых колес (поз. б). Схема кулачкового механизма и закон движения коромысла показаны на рисунке 9., в), 2).

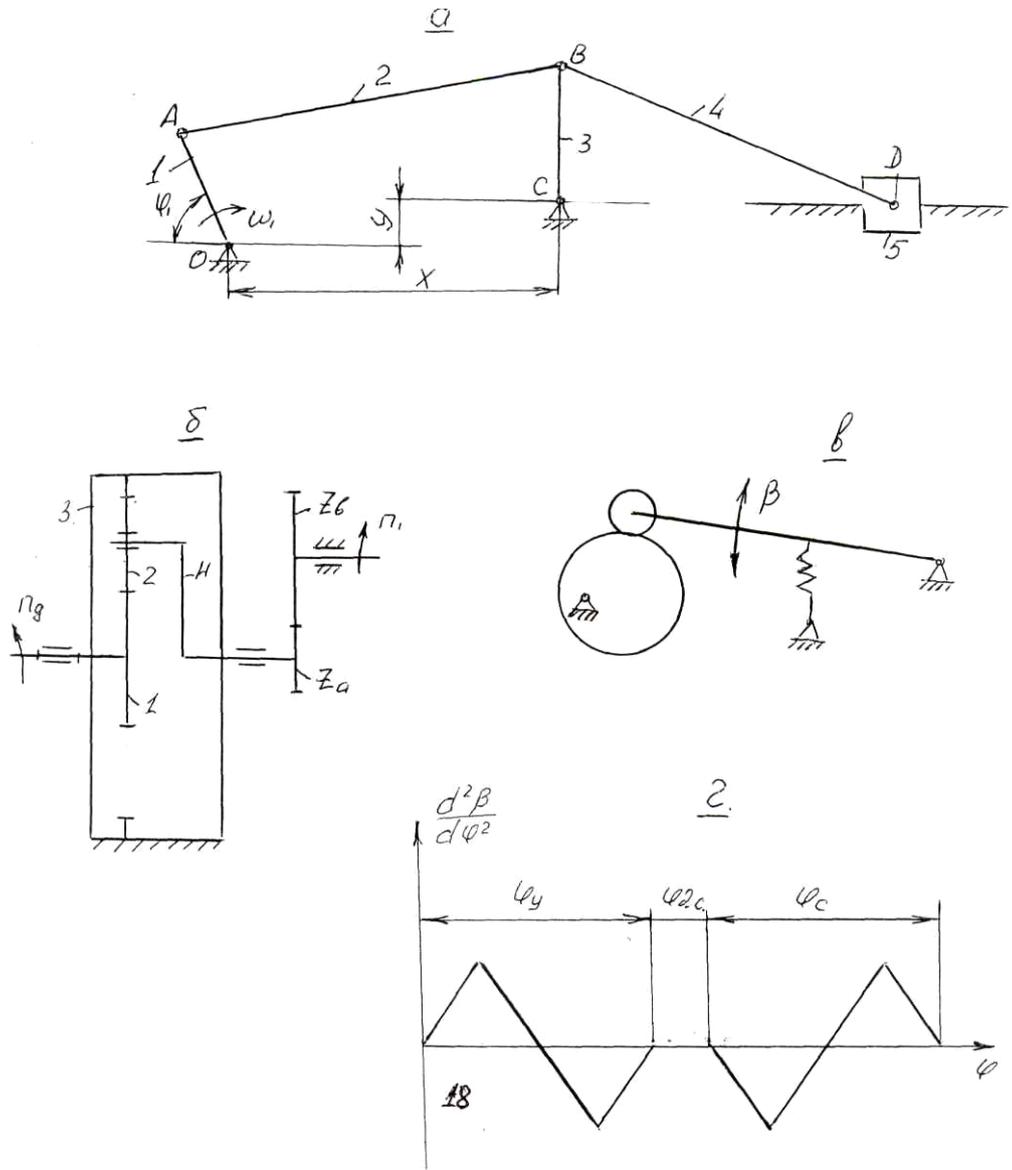


Рис. 6

Таблица №6  
(к заданию №6)

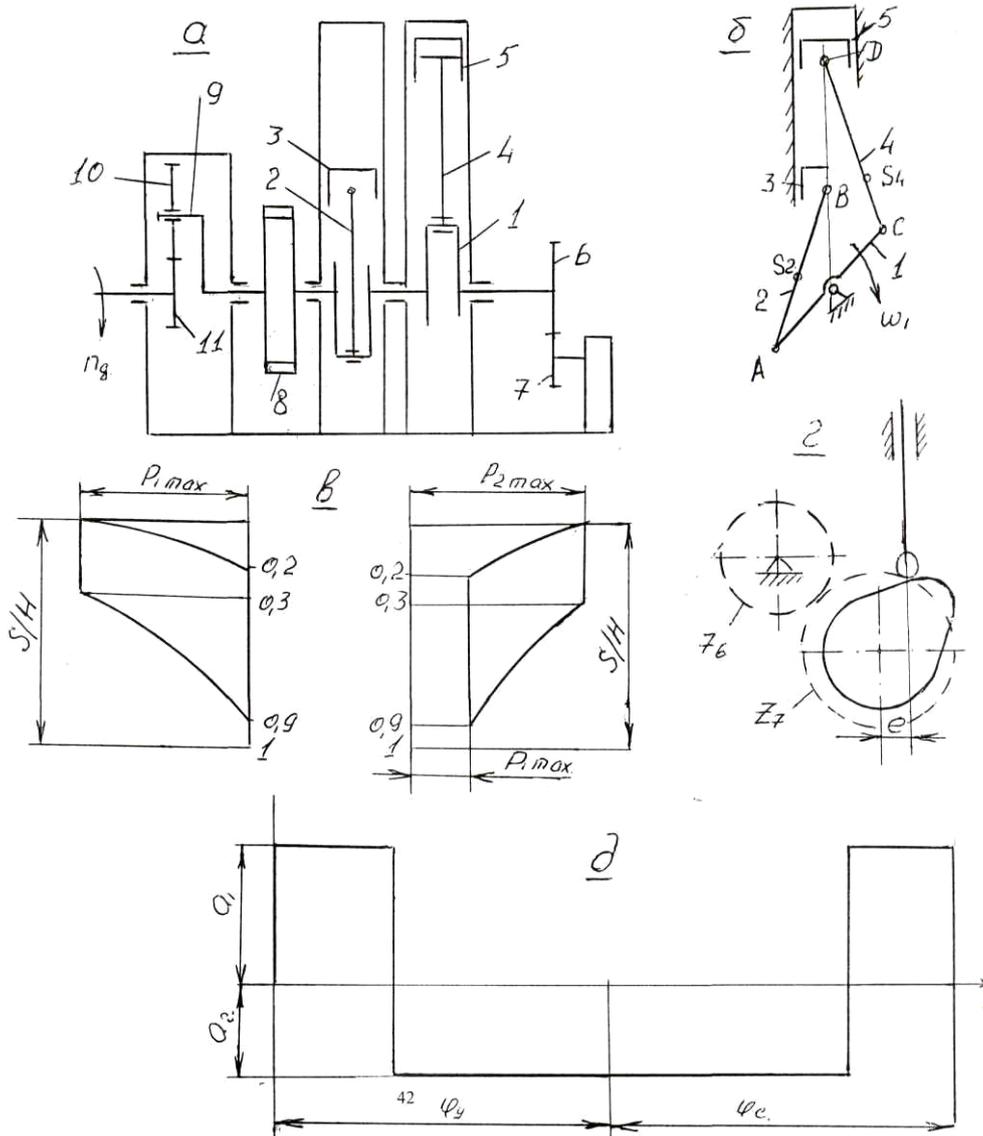
ЗНАЧЕНИЕ	РАЗМЕРНОСТЬ	ВАРИАНТЫ:									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$l_{OA}$	М	0,09	0,1	0,11	0,12	0,14	0,1	0,12	0,14	0,12	0,1
$l_{AB}$	М	0,38	0,46	0,42	0,46	0,28	0,45	0,55	0,53	0,45	0,38
$l_{BC}$	М	0,3	0,33	0,35	0,39	0,35	0,4	0,4	0,45	0,38	0,32
X	М	0,3	0,34	0,32	0,33	0,32	0,35	0,41	0,4	0,35	0,29
Y	М	0,06	0,06	0,05	0,06	0,04	0,05	0,07	0,07	0,06	0,05
$l_{BD}$	М	1,4	1,5	1,4	1,5	1,6	1,5	1,5	1,6	1,5	1,3
$h_{дв}$	ОБ/МИН	1200	1300	1400	1350	1260	1050	1580	1470	880	960
$h_1 = \Pi_M$	ОБ/МИН	60	65	70	70	63	55	78	75	50	80
$m_2$	КГ	15	17	19	21	18	16	14	18	16	15
$m_3$	КГ	19	21	23	25	24	21	19	20	22	24
$m_4$	КГ	100	90	80	85	95	90	80	100	90	80
$m_5$	КГ	500	450	400	500	400	450	475	500	400	425
$m_M$	КГ	800	900	1000	950	850	900	800	750	950	800
$J_{01} = J_{S3}$	КГ*М <sup>2</sup>	1,4	1,2	1,0	1,1	1,3	1,4	1,3	1,2	1,1	1,0
$J_{S2}$	КГ*М <sup>2</sup>	0,4	0,5	0,6	0,5	0,6	0,4	0,6	0,5	0,4	0,6
$J_{S4}$	КГ*М <sup>2</sup>	42	40	38	36	35	33	34	37	39	41
$J_{дв.}$	КГ*М <sup>2</sup>	0,03	0,02	0,02	0,03	0,02	0,02	0,03	0,2	0,1	0,15
$P_{с лев.}$	КН	1,2	1,4	1,6	1,5	1,3	1,4	1,5	1,3	1,5	1,4
$P_{с прав.}$	КН	3,5	3,7	3,9	4,0	3,8	3,6	3,4	4,2	4,4	4,5
$\delta$	----	0,08	0,09	0,1	0,07	0,06	0,1	0,06	0,07	0,06	0,09
$\varphi_1$	град	330	300	270	240	210	180	150	120	90	60

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$m_{пл.}$	мм	5	4	5	6	5	4	5	6	5	4
$Z_a$	----	15	14	16	13	12	14	15	10	12	13
$Z_b$	----	45	42	48	39	40	45	48	35	36	39
$m$	мм	8	7	9	10	8	7	9	10	8	7
$l$	м	110	120	100	105	115	120	110	100	120	110
$\beta$	град	20	22	24	25	24	22	20	22	24	25
$\varphi_{\gamma}=\varphi_c$	град	60	70	80	70	60	70	65	75	85	70
$\varphi_{д.с.}$	град	20	40	60	10	30	50	30	40	50	45
$\alpha_{раз.}$	град	30	35	40	45	40	35	30	35	40	40
$J_K$	град	0,03	0,03	0,02	0,03	0,02	0,02	0,03	0,03	0,02	0,03

## Задание №7

### «Проектирование механизма и частей трактора «Беларусь».

На этих тракторах применяются вертикально расположенные 4-х тактные ДВС (рис. 7, а). Индикаторная диаграмма давления газов дана в приложении 1. Схема пары зубчатых колес и планетарного редуктора дана в поз. б), в поз. в) и д) даны соответственно схема кулачкового механизма и закон изменения движения толкателя.



**Рис. 7**

Таблица №7  
(к заданию №7)

ЗНАЧЕНИЕ	РАЗМЕРНОСТЬ	ВАРИАНТЫ:									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$V_{CP}$	М/с	5,2	5,0	4,8	5,0	5,1	4,9	5,0	4,8	4,8	5,1
$h_1$	ОБ/МИН	730	650	655	700	680	690	700	720	660	670
$l_{AB}/l_{OA}$	----	4,0	4,2	4,2	4,1	4,2	4,1	4,1	4,8	4,0	4,0
$l_{AS2}/l_{AB}$	----	0,29	0,28	0,29	0,31	0,4	0,39	0,35	0,35	0,29	0,34
$n_{эд.}$	ОБ/МИН	3000	3950	2940	2930	2930	2950	3000	3000	3950	2930
$d_1/d_2$	М	0,35/ 0,2	0,38/ 0,205	0,31/ 0,18	0,4/ 0,23	0,36/ 0,205	0,35/ 0,205	0,34/ 0,205	0,37/ 0,18	0,4/ 0,19	0,37/ 0,27
$P_{1\ max}$	Н/СМ <sup>2</sup>	24	26	30	25	28	27	29	28	29	25
$P_{2\ max}$	Н/СМ <sup>2</sup>	80	87	100	84	94	89	95	99	100	86
$G_3$	Н	430	500	400	510	420	410	450	490	500	470
$G_5$	Н	260	320	210	360	290	270	260	280	250	330
$G_2=G_4$	Н	220	260	190	230	220	210	250	230	240	200
$J_{S2}=J_{S4}$	КГ*М <sup>2</sup>	0,5	0,6	0,5	0,5	0,6	0,6	0,6	0,3	0,4	0,5
$GD^2$	Н*М <sup>2</sup>	3,5	4,2	4,6	3,6	3,8	3,7	4,3	4,4	4,5	4,2
$J_{ред.}^{II}$	КГ*М <sup>2</sup>	0,8	0,82	0,78	0,84	0,78	0,8	0,84	0,8	0,78	0,82
$J_{max.ob}$	КГ*М <sup>2</sup>	16	18	20	20	19	17	20	18	19	16
$\varphi_0$	град	0	180	0	180	0	180	0	180	0	0
$\varphi_1$	град	150	120	60	60	120	120	150	150	60	120
$K$	----	3	4	4	4	3	4	3	4	4	3
$Z_6/Z_7$	----	14/26	12/24	14/21	13/22	13/24	11/20	13/22	11/24	14/26	12/22
$m$	ММ	2,5	2,5	2,3	3	2,5	4	5	4,5	5	4
$h$	ММ	20	29	18	20	20	22	20	19	20	19
$\varphi_{раб.}$	град	180	220	230	235	200	200	210	230	190	240
$e$	ММ	8	0	12	10	0	8	10	0	12	9
$\alpha_p$	град	20	21	22	24	25	23	23	20	24	25

## Задание №8

### «Проектирование механизма и частей кривошипно-ползунного прессы».

На таких прессах выполняются работы по штамповке, вытяжки, гибки и резки деталей. Движение передается от электродвигателя 1 (рис.8,а)) через пару зубчатых колес и планетарный редуктор к коленчатому валу 8и шатуна 9с ползуном 10. Ползун 10 в матрице 12 штампует деталь. График изменения силы сопротивления на ползуне приведена на рис. 8. Б). График изменения движения момента на коленчатом валу  $M_g = M_g(\varphi)$  показана в поз. д). за счет момента инерции маховика облегчается работа прессы. Схема кулачкового механизма, приводящего в движение масляный насос диафрагменного типа, а также движения толкателя показаны соответственно в поз. в) и г)

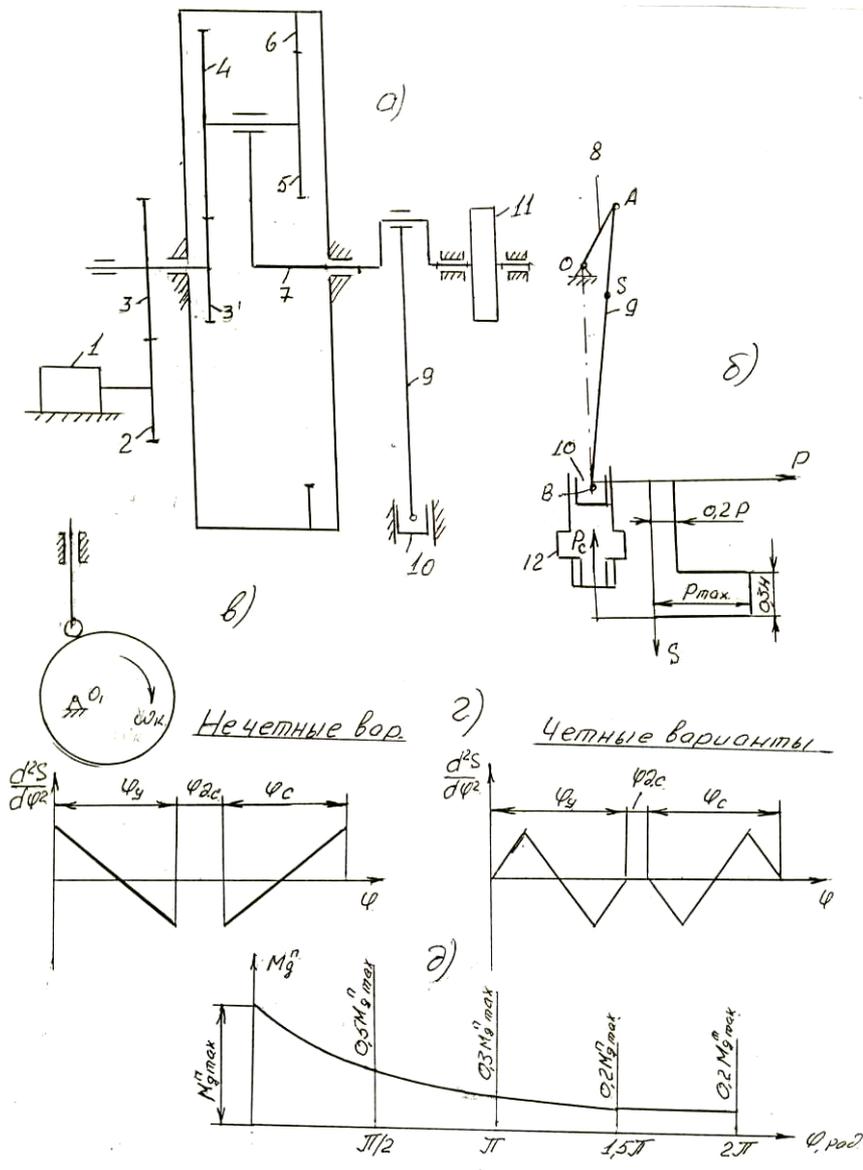


Рис.8

Таблица №8  
(к заданшо №8)

Значение	Размерность	Варианты																			
		1	2	3	4	5	6	0,5	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
VCK.	М/с	0,55	0,6	0,5	0,52		0,56	0,6	0,52	0,62	0,65	0,67	0,7	0,48	0,72	0,63	0,75	0,68	0,53	0,64	
I <sub>AB</sub> /I <sub>OA</sub>	—	4	4	3,5	3,5		3,6	3,8	3,7	3,6	3,8	4,0	3,4	4	3,5	3,6	4	3,8	<b>3,7</b>	3,6	3,5
L <sub>AS</sub> /L <sub>AB</sub>	—	0,3	0,4	0,35	0,38		0,35	0,35	0,3	0,33	0,4	0,32	0,37	0,39	6,3	0,4	0,4	0,38	0,36	0,32	0,33
h <sub>n</sub>	Об/мин	1400	1420	1401	1460		1400	1450	1250	1300	1350	1370	1420	1230	1200	1270	1340	1500	1480	1350	1500
G <sub>i</sub>	Н	450	400	500	550	600	560	540	460	440	570	475	620	525	550	425	530	430	520	620	570
G <sub>j</sub>	Н	650	600	700	750		760	740	680	640	770	620	670	730	800	630	770	790	690	575	680
J <sub>S2</sub>	Кг*м <sup>2</sup>	7,0	6,8	6,5	7,5		8,5	7,4	9,0	9,4	10,0	9,8	8,7	7,3	7,8	6,8	7,2	9,2	10,2	8,8	9,4
Pc	КН	3,0	3,2	3,4	3,6		4,0	3,9	3,7	<b>3,5</b>	3,3	4,2	4,5	3,5	3,3	4,3	3,8	4,0	3,5	4,4	3,6
M <sub>лв</sub>	Н*М	250	230	270	300	280	260	290	270	300	310	270	240	220	320	350	275	330	290	220	300
J <sup>np</sup> <sub>0</sub>	Кг*м <sup>2</sup>	22	20	18	16		17	19	21	20	18	23	24	<b>17</b>	20	22	25	16	15	21	24
Φ1	град	30	60	120	150		240	270	300	330	30	60	120	150	210	240	270	300	330	270	60
Z <sub>1</sub> /Z <sub>2</sub>	—	13/8	18/21	14/16	14/20		15/21	16/26	-	15/22	15/18	11/21	10/24	10/20	16/28	14/24	14/22	12/23	12/25	13/21	18/28
'm.:i)	ММ	5	5	6	4		3	5	8	6	4	5	4,5	3,5	4	5	6	6	5	4	4,t
Φ <sub>двб</sub>	Град	200	180	160	170	1	210	220	240	230	160	150	140	200	190	210	240	180	230	160	140
h	М	0,08	0,06	0,09	0,07		0,075	0,085	0,06	0,06	0,075	0,09	0,1	0,08	0,06	0,05	0,055	0,058	0,07	0,06	0,03
α <sub>n</sub>	Град	30	27	28	31		28	32	29	28	31	27	29	32	35	28	25	<b>27</b>	30	32	28
h <sub>n</sub>	Об/мин	50	60	45	55	65	45	70	52	62	50	55	72	68	57	65	75	58	45	62	70

### Задание № 9

#### “Проектирование поперечного строгательного станка”.

Данный строгательный станок предназначен для обрабатывания плоских поверхностей, а также резки металла и состоит из планетарного редуктора **9** (рис. 9), привод к которому осуществляется не посредственно через электродвигатель; открытой зубчатой передачи, состоит из колес **11** и **12**; кривошипа **1**, шатуна **2**; коромысла **3**; шатуна **4** и ползуна **5**, к концу которого крепится режущий инструмент. На валу кривошипа установлен маховик **12** и кулачковый механизм **13** и **14**, который приводит в действие стол, на котором установлена деталь.

Размеры звеньев **3,4и5** и их взаимное расположения выбраны таким образом, что при одном обороте кривошипа ползун **5** может выполнить **2** рабочих хода и **1** холостой, в результате которого увеличивается производительность станка. В данном случаи рабочий угол кривошипа  $\varphi_{1P}$  и  $\varphi_{2P}$  не будут равны. По этому и скорости резака для первого и второго рабочих ходов будут различаться на **10-12%**. Для достижения постоянного значения  $P_c$ , действующего на резак при рабочих ходах, необходимо учитывать перемещение стола.

Во время возвратно--поступательного движения ползуна **5** на него действует не именная по величине сила сопротивления  $F$ . перемещения ползуна  $H_1$ , выбирается в зависимости от длинны нарезаемой части детали  $L_g$ , начало рабочего хода резака и его длинны конца возврата  $L_b$ . **Ход ползуна  $H_1$  можно изучать при регулировки станка.**

**Перемещения стола**  $7$  осуществляется через каждые  $180^\circ$ , поэтому в станке установлены два кулачка.

На рисунке **9 д.** Показан закон изменения движения коромысла.

На рисунке **9 е.** Дана характеристика электродвигателя—график зависимости крутящего момента на валу электродвигателя в зависимости от оборотов кривошипа.  $M_{AP}$ —максимальное значение крутящего момента. Соответствующий этому значению  $n_{кр.}=1150\text{об/мин}$  для холостого хода  $n_x=1500\text{об/мин}$ ,  $n_{ном}=1410\text{об/мин}$ .

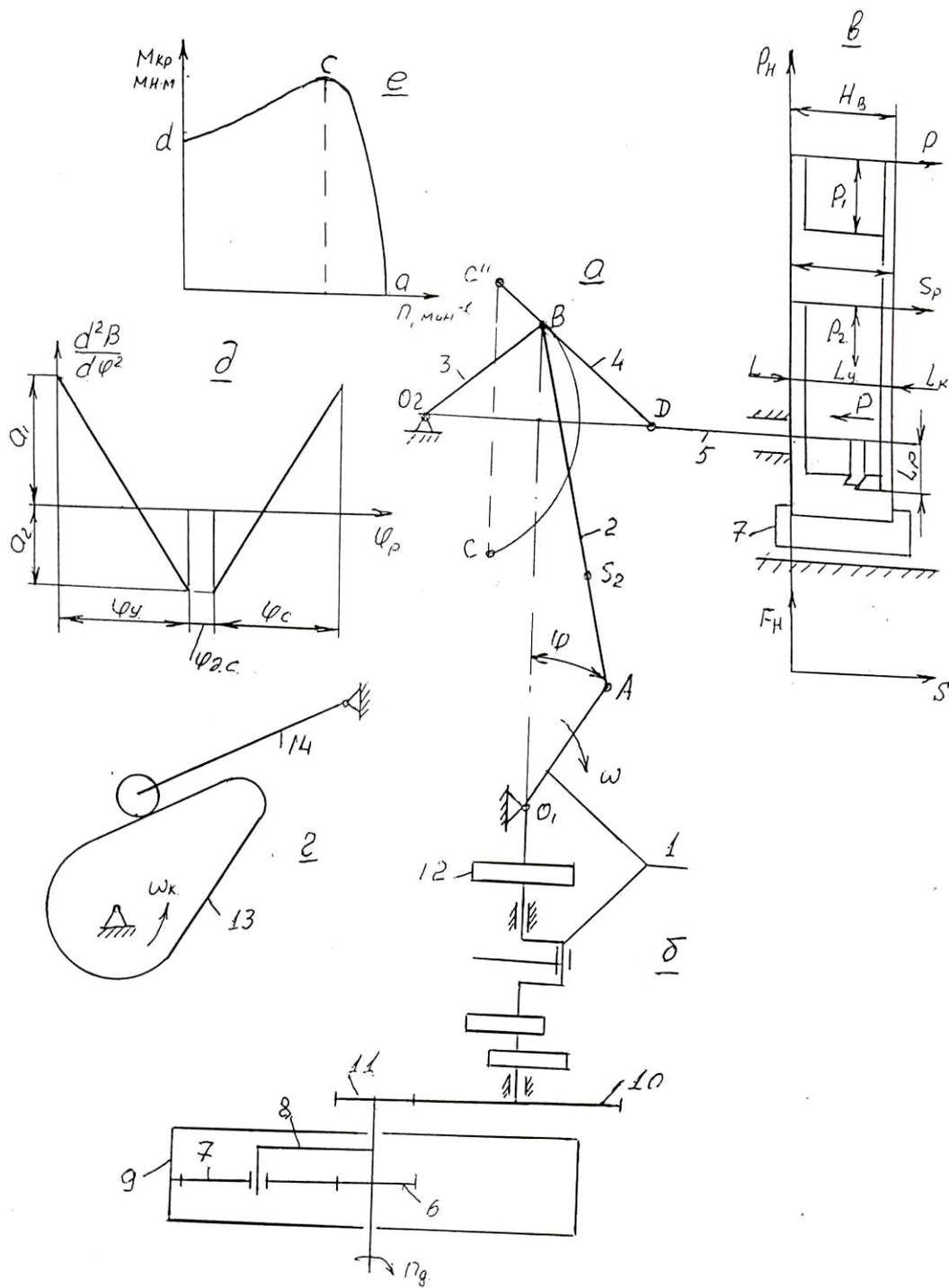
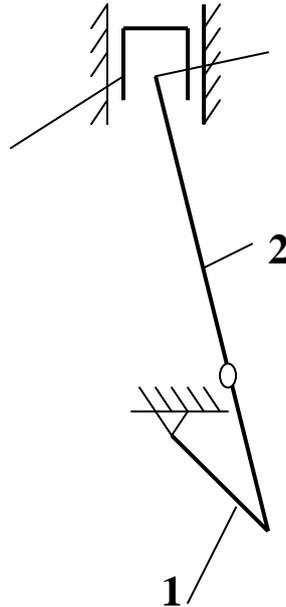


Рис.9

Таблица №9  
(к заданию №9)

Значение	Размерность	Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
L <sub>с</sub>	м	0.07	0.06	0.09	0.07	0.07	0.09	0.06	0.06	0.09	0.07
L <sub>х</sub>	м	0.015	0.012	0.02	0.018	0.02	0.014	0.017	0.013	0.19	0.018
045	ф	45	40	45	40	45	40	45	40	45	40
L <sub>0A/LA</sub>	—	1/5	1/6	1/6	1/5	1/6	1/6	1/5	1/6	1/5	1/5
L <sub>A52/L<sub>5B</sub></sub>	—	1/3	1/3	1/3	1/3	1/3	1/3	1/3	1/3	1/3	1/3
P <sub>с</sub>	Н	1200	1000	1400	1200	1500	1100	1300	1400	1200	1500
F	Н	130	120	200	250	140	150	140	120	190	180
G <sub>с</sub>	Н	240	220	300	280	320	310	300	250	270	290
G <sub>г</sub>	Н	700	600	900	800	900	800	600	700	900	600
M'comp	Н*М	12	12.5	16	13	17	15	14	13	17	12
Ф1	гД	210	240	270	210	240	150	120	300	240	210
Nэлв	кВт	0.6	0.6	1.0	0.6	1.0	0.8	0.9	1.0	0.7	0.6
M <sub>кД</sub>	Н*М	140	140	260	140	270	200	250	260	250	190
U <sub>16.1</sub>		III	15	18	16	17	18	15.5	16.5	18	15
L <sub>эл</sub>	кТ*М"	1.2	1.2	1.8	1.3	1.8	1.4	1.5	1.1	1.6	1.7
i <sub>11</sub>	кТ*М"	2.8	2.5	3.2	3.0	3.4	2.9	2.7	3.1	3.2	1.3
IM	I	35	32	35	36	36		34	32	35	36
L <sub>52</sub>	кТ*М	1.2	1.2	1.8	1.4	1.4	1.8	1.4	1.3	1.7	1.6
Z <sub>55Zn</sub>		1022	1124	1128	1127	1228	1027	.....	1024	1228	1020
L <sub>ix</sub>	м	0.18	0.2	0.22	0.22	0.2	0.19	0.21	0.2	0.22	0.1
D	гД	15	20	18	15	20	16	19	18	17	20
	гД	40	30	35	30	40	35	40	30	40	30
	гД	15	20	20	15	20	20	20	15	20	15
4>D		95	90	100	75	110	80	90	105	.....	90
L <sub>oil</sub>	ф	180	90	180	90	180	180	90	90	90	180

## Проектирования частей механизма ДВС. Структурный анализ механизма.



**Целью структурного анализа является:**

--определение степени подвижности механизма

--определение класса механизма и вывод структурной формулы.

Точки всех звеньев механизмов совершают плоское движение и его можно рассматривать как плоский механизм. Число  $W$  степени свободы такого механизма определяется по формуле Чебышева:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 \quad (1)$$

Где:  $n$ -число подвижных звеньев.  $P_5$ -число кинематических пар 5-го класса,  $P_4$ -число кинематических пар 4-го класса.

Для данного механизма  $n=3$  (поршень, шатун, кривошип)  $P_5=4$  (O, A, B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub>).

Число кинематических пар 4-го класса в данном механизме нет, т.е.  $P_4=0$

Подставляя данные в формулу (1) получаем:

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1$$

За начальное звено, которому приписывают обобщенную координату  $\varphi_1$  принимает кривошип.

Для определения класса механизма, подразделяем на группы Ассур, определяем класс каждой группы. Наибольший класс групп Ассур и определяет класс механизма.

Подразделение начинаем с конечного звена.

На рисунке 3 а) показаны группа Ассур, состоящая из звеньев 2 и 3. Данная группа – второго порядка, второго класса II(2,3). Степень подвижности данной группы –

$$W = 3n - 2P_5 = 0; \quad n=2; \quad P_5=3$$

$$W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0.$$

На рисунке 3 б) показана следующая группа Ассур, состоящая из одного подвижного звена (кривошипа) со стойкой.

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

Данная группа – первого порядка, первого класса I(0,1). Наибольший порядок группы Ассур – второй, т.е. механизм относится ко второму классу.

Структурная формула механизма выглядит следующим образом:

**I(0,1) II(2,3).**

## **II. Кинематический анализ механизма**

При кинематическом анализе решаются следующие задачи:

определяются положения движущегося механизма.

Определяются траектории точек отдельных звеньев механизма.

Определяются значения и направления векторов линейных скоростей и ускорений точек, а также угловых скоростей и ускорений звеньев механизма.

Определим положения движущегося механизма и траектории движения центра масс отдельных звеньев (звеньев 2 и 3). По рис. 2, звено 1(кривошип) совершает вращательное движение, звено 2 сложное движение (вращательное и возвратно—поступательное), звено 3 (поршень)—возвратно поступательное движение.

Траектории движения центра масс шатуна и поршня определим для 12 положений кривошипа ( $\varphi_1=2\pi/12$ ).

Для кинематического расчета даны следующие значения:

$V_{cp}=7\text{м/с}$ ;  $d=0.08\text{м}$  (диаметр поршня);  $l_{AB}/l_{OA}=3.5$ ;  $l_{AS2}/l_{AB}=0.4$ ;  $n_1=2000\text{об/мин}$ ;  $\varphi_1=30^\circ$ .

Определим длины звеньев.

$$V_{cp}=2Hh_1/60 \quad (2.1)$$

Где  $H$ —ход поршня. Поршень движется от В.М.Т. до Н.М.Т. За пол оборота кривошипа или длина кривошипа равна половине длины хода поршня.

$$l_{OA}=l_1=H/2 \quad (2.2)$$

Подставляя значения  $l_1$  из формулы (2.2) в формулу (2.1), получим:  $V_{cp}=l_1h_1/15$  или

$$l_1=15V_{cp}/h_1 \quad (2.3)$$

$$l_1=15*7/2000=0.0525\text{м}$$

$$l_{AB}=l_2=3.5*l_{OA}=0.18375$$

$$l_{AS2}=0.4*l_{AB}=0.0735$$

Для построения схемы механизма на чертеже, выбираем масштаб длин звеньев таким образом, чтобы чертеж занял приблизительно 1/4-1/5 поле листа.

Масштаб длин  $\mu_e=l_{OA}/l_{OA}^{\text{черт}}=0.0525/40=0.0013125\text{ м/мм}$ .

Где  $l_{OA}^{\text{черт}}=40\text{мм}$ -длина кривошипа на чертеже.

$$l_{AB}^{\text{черт}}=l_{AB}/\mu_e=0.18375/0.0013125=140\text{мм}$$

$$l_{AS2}^{\text{черт}}=l_{AS2}/\mu_e=0.0735/0.0013125=56\text{мм}$$

Определим положения звеньев механизма, а также положения центра тяжести шатуна  $S_2$  для одного оборота кривошипа, для чего разделим окружность радиусом  $l_{OA}$  на 12 частей соединив лекалом точки  $S_1, S_2, \dots, S_{12}$ , получим траекторию движения центра тяжести шатуна. Определим линейные скорости точки звеньев, а также угловые скорости звеньев механизма.

Кривошип (звено 1) совершает вращательное движение. Векторное уравнение точки А выглядит следующим образом:

$$V_A=V_O+V_{AO} \quad (2.4)$$

Где:  $V_A$ -абсолютная скорость **м. А.**

$V_O$ -абсолютная скорость **м. О.**  $V_O=0$

$V_{AO}$ -абсолютная скорость **м. А.** относительно **м. О.** Относительную скорость  $V_{AO}$  можно выразить через угловую скорость звена 1

$$V_A=V_{AO}=\omega_1*l_{OA}=\pi n_1/30*l_{OA}=209.33*0.0525=11\text{м/с.}$$

Вектор скорости  $V_{OA}$  направлен перпендикулярно  $l_{OA}$  в направлении вращения кривошипа  $\omega_1$

Для удобства дальнейших расчетов длину вектора  $V_A$  берем равным длине кривошипа на чертеже  $l_{OA}$  и определим масштаб скорости:

$$\mu_v=V_A/l_{OA}$$

$$\omega_1*l_{OA}/l_{OA}=\omega_1*\mu_e/l_{OA}=\omega_1*\mu_e=0.275\text{м/с мм}$$

Для определения скорости точки В составим векторное уравнение:

$$V_B = V_A + V_{BA}$$

$$(2.5)$$

$$V_B = V_{BX} + V_{BBX}$$

Начертим план скоростей, для чего с произвольно выбранной точки **P**, называемый полюсом скоростей, проводим вектор  $PA=25\text{мм}$  перпендикулярно **OA** в направлении вращения  $\omega_1$ . Для нахождения скорости точки В согласно первому уравнению (2,6), с точки «а» проводим прямую, перпендикулярно **AB**, а с полюса **P**-прямую параллельно оси **XX** (согласно второму уравнению (2.6)). на пересечении двух прямых отметим точку «в».

Абсолютная скорость точки «В» равна:  $V_B = Pb * \mu_v$

Относительная скорость точки «В» равна:  $V_{BA} = ab * \mu_v$

Угловая скорость шатуна:

$$\omega_2 = V_{BA} / l_{BA} = ab * \mu_v / AB * \mu_e = ab / AB * \omega_1$$

Для определения направления вращения угловой скорости шатуна  $\omega_2$ , условно переносим вектор относительной скорости **ab** в точку **B** и берем момент относительно точки **A**. Направления вращения этого момента дает направление угловой скорости  $\omega_2$  шатуна. Позицию центра тяжести **S<sub>2</sub>** на плане скоростей определим из теоремы подобия треугольников, составив пропорцию:  $aS_2 / ab = AS_2 / AB$ ;  $aS_2 = ab * AS_2 / AB$   $V_{S2} = PS_2 * \mu_v$   
значения скоростей для остальных положений звеньев механизма даны в таблице 1.

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b>V<sub>A</sub></b>	11	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
<b>V<sub>B</sub></b>	7,7	10,7	11	8,25	4,4	0	4,95	7,15	11	10,4	5,5	0
<b>V<sub>BA</sub></b>	9,07 5	6,05	0	5,5	9,35	11	8,52	6,05	0	5,5	9,9	11
<b>V<sub>S2</sub></b>	8,25 5	10,4 5	11	9,07	7,42	6,05	7,97	9,07	11	10,1	7,7	6,05
<b>ω<sub>1</sub></b>	209, 3	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
<b>ω<sub>2</sub></b>	49,4	32,9	0	30	50,9	59,9	46,4	32,9	0	29,9	53,9	59,9

Определим ускорение точки и звеньев механизма для некоторых положений механизма, например для положения **1,3,6,12**.

Так как кривошип совершает вращательное движение, то ускорение точки этого звена состоит из нормального и тангенциального ускорений. Вектор нормального ускорения направлен к центру, тангенциального—перпендикулярно звену вращения.

Составим векторное уравнение для определения линейного ускорения точки **A** звена 1:

$$a_A = a_O + a_{AO}^n + a_{OA}^b, \quad a_O = 0; \quad a_{AO}^n = \omega_1^2 * l_{OA} = 2300.5 \text{ м/с}^2; \quad a_{OA}^b = \varepsilon_1 * l_{OA}; \quad \varepsilon_1 = d\omega_1 / dt$$

Так как кривошип вращается с постоянной угловой скоростью ( $\omega_1 = \text{const.}$ ), то  $\varepsilon_1 = 0$ . отсюда  $a_{OA}^b = 0$ ;  $a_A = a_{AO}^n$

Определим масштаб ускорений:

$$\mu_a = a_{AO}^n / a_{AO}^n = \omega_1^2 * OA / OA = \omega_1^2 * \mu_e / OA = \omega_1^2 * \mu_e$$

$$\mu_a = 5,75 \text{ м/с}^2 \text{ мм}$$

для определения ускорения точки **B**, принадлежащего шатуну и поршню, составим векторное уравнение:

$$a_B = a_A + a_{BA}^n + a_{BA}^b$$

$$a_B = a_{BX} + a_{BBX}$$

Определим относительное нормальное ускорение ( $a_{BA}^n$ ) точки **B**:

$$a_{BA}^n = V_{BA}^2 / l_{BA} = 7,7^2 / 0,18375 = 322,7 \text{ м/с}^2$$

Значение  $a_{BA}^n$  определим для первого положения механизма. Вектор этого ускорения направлен центростремительно, от точки В к точке А.

Чертежное значение  $a_{BA}^n = a_{BA}^n / \mu_a = 322,7 / 57,5 = 5,6 \text{ мм}$

Построим план ускорений для первого положения механизма. С произвольной точки  $\pi$  (полюса ускорений) проводим вектор нормального ускорения  $\pi_a$  точки  $A$  ( $a_A^h = 40 \text{ мм} = \pi_a$ ). С точки «а» проводим вектор  $an_{ba}$  нормального ускорения  $a_{BA}^n$ , и с полученной точки  $h_{ba}$  проводим направления вектора тангенциального ускорения  $a_{BA}^t$ . С полюса ускорений проводим направления вектора ускорения точки  $B$  поршня ( $a_{BX} // X$ ). На пересечении направлений двух векторов получим точки «b». Для нахождения положения точки  $S_2$  на плане ускорения, составим пропорцию:  $a_{S_2} / ab = AS_2 / AB$ ;  $a_{S_2} = ab * AS_2 / AB$ . Значения ускорений будут равны:

$a_B = \pi b * \mu_a = 2242,5 \text{ м/с}^2$  - абсолютное ускорение точки  $B$

$a_{BA} = ab * \mu_a = 1207,5 \text{ м/с}^2$  - относительное ускорение

$a_{S_2} = \pi S_2 * \mu_a = 2185 \text{ м/с}^2$  - абсолютное ускорение точки  $S_2$

$a_{BA}^t = h_{ba} b * \mu_a = 1150 \text{ м/с}^2$  - тангенсальное ускорение

Определим угловое ускорение шатуна:  $\epsilon_2 = a_{BA}^t / l_{BA} = 6258,5 \text{ с}^2$

Чтобы определить направления  $\epsilon_2$ , условно переводим вектор относительно тангенциального ускорения ( $a_{BA}^t = h_{ba} b$ ) в точку  $B$  чертежа и берем момент относительно точки  $A$ . Направления вращения этого момента дает направление  $\epsilon_2$ . Как видно с чертежа, направления  $\omega_2$  и  $\epsilon_2$  разные значений, звено движется с замедлением

Значения ускорений для других положений механизма даны в таблице №2

Таблица №2

	1	3	6	12
$a_A^n$	616,2	616,2	616,2	616,2
$a_B$	585,4	184,86	431,3	801,06
$a_{BA}^t$	323,5	631,6	176,06	176,06
$a_{BA}$	119,6	0	176,06	176,06
$a_{BA}^n$	292,7	631,6	0	0
$a_{S_2}$	593,1	369,7	523,7	693,2
$\epsilon_2$	836,3	1804,5	0	0

Положения звеньев механизма в зависимости от угла поворота кривошипа, а также планы скоростей и ускорений даны на рисунке №1 (приложение 3)

Построим график изменения перемещения, скоростей и ускорения поршня по времени.  $S=S(t)$ ,  $V=V(t)$ ,  $a=a(t)$ .

Время полного оборота кривошипа:  $T=60/n$  [с] =  $60/2000=0.03$  с.

Масштабный коэффициент времени определяем по формуле:  $\mu_t = 60/n(0-12) = 0.00025$  с/мм.

Если вместо времени полного оборота кривошипа взять угол поворота, то определяется масштабный коэффициент угла поворота:

$\mu_\phi = 2\pi/0-12 = 0,0523$  рад/мм.

Для построения графика перемещения поршня по времени (по углу поворота кривошипа), берем прямоугольную систему координат, где по оси ординат откладываем ход поршня  $H$  (точки  $B_0-B_{12}$ ), по оси абсцисс отрезок 0-12 (120мм), идентифицирующий время полного оборота кривошипа или  $360^\circ(2\pi)$ -оборота кривошипа. Значения хода  $H$  взяты в масштабе  $\mu_s = \mu_e$ .

График  $V=V(t)$  и  $a=a(t)$  построены методом графического дифференцирования.

Масштабный коэффициент скорости графика  $V=V(t)$ :

$\mu_v = \mu_s / \mu_t * P_0 = 0.0021875$  м/с мм

Масштабный коэффициент ускорения графика  $a=a(t)$ :  $\mu_a = \mu_v / \mu_t * H_2 = 0.003646$  м/с<sup>2</sup> мм.

Графики приведены на рисунке №10.

### III. Кинестатический анализ механизма.

Целью данного анализа является определения всех сил реакций, а также неизвестных внешних сил и моментов от этих сил с учетом сил инерции звеньев механизма. Определение этих сил применяется для последующих расчетов деталей на прочность.

Данные для силового расчета:  $d=0.08\text{м}$ ,  $G_2=1.0\text{Н}$ ,  $G_3=5.5\text{Н}$ ,  $J_{S2}=0.0027\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ,  $J^{np}_0=0,009\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $P_{Z\text{MAX}}=4.5\text{МН}/\text{м}^2$ .

Определим силу давления газов в поршне,

$$P_g = P_{Z\text{MAX}} \cdot S = (4.6 \cdot 10^6) \cdot (\pi d^2 / 4) = 22608\text{Н}$$

Строим индикаторную диаграмму 4-х тактног карбюраторного двигателя по данным приложениям таблицы №1

По данным таблицы №3 на чертеже №3 строим график  $P_g = P_g(S)$ .

$$\mu_{P_g} = P_{g\text{max}} / P_{g\text{max}} = 0.452 \text{ кН/мм.}$$

Для силового анализа механизма необходимо применять основанный на законе Ньютона принцип Даламбера, согласно которому наряду со всеми действующими на механизм силами необходимо учитывать и силы инерции, возникающие в результате движения звеньев с ускорением.

При решении задач этим методом механизм разделяется на группы Ассура и на соответствующие точки звеньев представляются вектора всех внешних сил и моментов от этих сил, вектора сил инерции и моментов от этих сил, а также возникающие на кинематических парах силы реакции, и, согласно принципу Даламбера, составляется уравнение равновесия от этих сил.

Силовой расчет начнем со звеньев 2 и 3. (рис.2 приложения).

Определим силы инерции, действующие на эти звенья:

$$P_{U2} - m_2 \cdot a_{S2} = -G_2 \cdot a_{S2} = 593,1$$

Вектор силы инерции приложен в центре тяжести шатуна и направлен противоположно вектору линейного ускорения этой точки ( $a_{S2}$ )

Момент от силы инерции:

$$M_{U2} = J_{S2} \cdot \varepsilon_2 = 2.26\text{н/м}$$

$$P_{U3} = -m_3 \cdot a_{S2} = G_3 \cdot a_b / g = 322\text{н}$$

Для определения тангенциальной составляющей силы реакции между звеньями 1 и 2.

Составим уравнение динамического равновесия всех сил согласно принципу Даламбера:

$$\sum M_b(P) = M_b(R_{12}^6) + M_b(G_2) + M_b(P_{U2}) = 0 \quad (3.1)$$

$$\sum M_b(P) = R_{12}^6 \cdot Ab + G_2 \cdot h_{G2} - P_{U2} \cdot h_{PU2} - M_{U2} / \mu_e = 0$$

$$\text{отсюда: } R_{12}^6 = -G_2 \cdot h_{G2} + P_{U2} \cdot h_{PU2} + M_{U2} / \mu_e / AB = 176,6\text{н.}$$

Силы реакции  $R_{12}^n$  и  $R_{03}$  определяем с плана сил. Уравнения равновесия всех сил, действующих на звенья 2 и 3 [II(2,3)], выглядит следующим образом:

$$\underline{R_{12}^n} + \underline{R_{12}^6} + \underline{G_2} + \underline{P_{U2}} + \underline{P_g} + \underline{G_3} + \underline{P_{U3}} + \underline{R_{03}} = 0 \quad (3.2)$$

В этом уравнении силы, у которых известны значения и направления, подчеркнуты двумя чертами, а силы, у которых известны только направления, — одной чертой.

Для построения плана сил определяем масштаб сил.

$$\mu_p = P_{\text{max}} / P_{\text{max}}: P_{U2} = 593,1\text{н}, P_{U3} = 322\text{н}, P_g = 19890\text{н}; G_2 = 10\text{н}; G_3 = 5,5\text{н};$$

$$\mu_p = P_{U2} / P_{U2} = 19890 / 50 = 397,8\text{н/мм.}$$

Чертежные значения этих сил равны:  $R_{12}^6 = R_{12} / \mu_p = 0,2\text{мм}$ ,  $P_{U3} = R_{12} / \mu_p = 0,8\text{мм}$

$$P_g = P_g / \mu_p = 50\text{мм}, \quad G_2 = G_2 / \mu_p = 0.$$

Построение плана сил начинаем с вектора  $R_{12}^6$ , направленного перпендикулярно звену АВ и далее проводим вектора сил согласно уравнению 3.2. пересечение векторов  $R_{12}^n$  и  $R_{03}$  дают чертежное значения этих векторов. Определяем истинные значения этих сил:

$$R_{12}^n = R_{12}^n \cdot \mu_p = 15514,2\text{н}, \quad R_{03} = R_{03} \cdot \mu_p = 2386,8\text{н},$$

$$R_{12} = R_{12} \cdot \mu_p = 15524\text{н.}$$

Для определения реакции между звеньями 2 и 3 составляем условие равновесия сил для одного из этих звеньев. Согласно условию равновесия шатуна, уравнение для определения сил реакции от поршня на шатун  $R_{32}$  выглядит следующим образом:

$$R_{12} + G_2 + P_{U2} + R_{32} = 0 \quad (3.3)$$

$$\mu_p = R_{12}/R_{12} = 310,48 \text{ н} \cdot \text{м}$$

Из многоугольника сил имеем

$$R_{32} = 52 \text{ мм}. R_{32} = R_{32} \cdot \mu_p = 16145 \text{ н}$$

Согласно углового равновесия кривошипа, определим уравновешивающую силу и реакцию между стойкой и кривошипом. Уравновешенная сила  $P_y$  определим из уравнения моментов сил относительно точки  $O$ .

$$\Sigma M_O(P) = R_{21} \cdot h_{P21} - P_y \cdot OA = 0$$

$$P_y = R_{21} \cdot h_{P21} / OA = 9702,5 \text{ н}$$

Определим реакцию со стороны стойки на кривошип:

$$R_{21} + R_y + R_{01} = 0; R_y = R_y / \mu_p = 14; R_{01} = R_{01} \cdot \mu_p = 12108,7 \text{ н}; \mu_p = 310,48 \text{ н/мм}; P_y = P_y / \mu_p = 31,2 \text{ мм}.$$

Определим значения уравновешивающей силы методом рычага Жуковского. Для этого строим повернутый на  $90^\circ$  план скоростей для данного положения механизма, приложим на соответствующие точки все внешние силы и силы инерции и берем момент всех сил относительно полюса скоростей.

$$\Sigma M_{Pv}(P) = (-P_g - G_3 + P_{U3}) \cdot R \cdot b + P_{U2} \cdot h_{PU2} - G_2 \cdot h_{G2} + M_{U2}^n / \mu_e + P_y^1 \cdot P_v a = 0$$

$$M_{U2}^n = M_{U2} \cdot \omega_2 / \omega_1$$

$$P_y = (-(-P_g - G_3 + P_{U3}) \cdot P_v b - P_{U2} \cdot h_{PU2} + G_2 \cdot h_{G2} - M_{U2}^n / \mu_e) / P_v a = 10258,5 \text{ н}$$

Отрицательный знак означает, что вектор  $P_y^1$  направлен в противоположную сторону.

Определим момент от уравновешивающей силы, вычисленной двумя способами.

$$M_y = P_y \cdot l_{OA} = 509,38 \text{ н} \cdot \text{м}$$

$$M_y^1 = P_y^1 \cdot l_{OA} = 538,5$$

Абсолютная разница момента от уравновешивающих сил или уравновешивающих сил вычисленных двумя способами:

$$\Delta M = (M_y - M_y^1) \cdot 100\% / M_y = (P_y - P_y^1) \cdot 100\% / P_y = 5,4$$

#### IV. Динамический анализ механизма.

##### 1. Расчет приведенного момента.

Способ приведения сил и моментов позволяет заменить все силы и моменты, действующие на звенья механизма, одной силой или моментом, приложенной к вращающему механизму. Это звено называется звеном приведения, а момент - приведенным моментом.

На звенья механизма действуют следующие внешние силы:

А) силы давления на поршень  $P_g = 19890 \text{ н}$ . Считаем, что эта сила приложена в точке  $B$ . Вектор этой силы по направлению совпадает с вектором линейной скорости точки  $B$ .

Б) силы тяжести звена 3 --  $G_3 = 120 \text{ н}$ .

В) сила тяжести звена 2 --  $G_2 = 210 \text{ н}$ .

В общем случае приведенный момент определяется по формуле:

$$M_{pi}^{pp} = (P_i \cdot V_n / \omega_1) \cdot \cos(P_i, \wedge V_n)$$

Где:  $M_{pi}^{pp}$  -- приведенный момент от силы  $P_i$

$V_n$  -- скорость точки приложения силы  $P_i$

$\omega_1$  -- угловая скорость звена приведения.

Приведенный момент от силы давления газов определяем следующим образом:

$$(M_{pi}^{pp} = P_g \cdot V_B / \omega_1) \cdot \cos(P_g, \wedge V_B)$$

$$V_B = pb \cdot \mu_v = pb \cdot \mu_e \cdot \omega_1, \text{ т.к. } V_A = l_{OA}. \text{ Угол } (P_g, \wedge V_B) = 0^\circ$$

С учетом вышеперечисленных  $M_{pi}^{pp} = P_g \cdot pb \cdot \mu_e$

Приведенный момент от силы тяжести звена 2:

$$M_{pi}^{pp} = (G_2 \cdot V_{S2} / \omega_1) \cdot \cos(G_2, \wedge V_{S2}) = G_2 \cdot PS_2 \cdot \mu_e \cdot \cos(G_2, \wedge V_{S2})$$

Так как нахождение угла  $(G_2, \wedge V_{S2})$  связано с определенными трудностями,  $\cos(G_2, \wedge V_{S2})$  определяем следующим образом: на плане скоростей поворачиваем вектор  $G_2$  на  $90^\circ$  по направлению  $\omega_1$  и берем момент относительно полюса скоростей  $P$ . Плечо силы  $h_{G2} = PS_2 \cdot$

$\cos(G_2, \wedge V_{S_2})$ , откуда  $\cos(G_2, \wedge V_{S_2}) = h_{G_2} / PS_2$ . С учетом этого:  $M^{np}_{G_2} = G_2 * h_{G_2} * \mu_e$ . Приведенный момент от силы тяжести звена 3.  $M^{np}_{G_2} = G_3 * pb * \mu_e$ .

Если направление момента совпадает с направлением  $\omega_1$ , значения этого момента положительное. Значения  $M^{np}_P$  всегда положительное, направление моментов  $M^{np}_{G_2}$  и  $M^{np}_{G_3}$  совпадает с направлением  $\omega_1$ , т.е. они тоже положительное.

$$\Sigma M^{np} = M^{np}_P + M^{np}_{G_2} + M^{np}_{G_3}$$

Значения приведенных моментов даны в таблице №5.

В масштабе  $\overline{\mu}_m = \Sigma M^{np}_{max} / M^{np}_{max}$  строим график  $\Sigma M^{np} = \Sigma M^{np}(\varphi_1)$ . По оси абсцисс значения  $\varphi$  (рад) берем как за динамический цикл 4-х тактного двигателя, равным  $4\pi$ .

$$\mu_m = 14,63.$$

Таблица №4

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$M^{np}_P$	731 -8,3	440 -11,5	213,6 -11,8	89	32,2 -4,74	0	-5,04 -5,3	-7,7 -17,9	-11,8 -106	-11,4 -137,1	-6,2 -1681	0
$M^{np}_{G_2}$	0,315	0,46	0,52	0,43	0,23	0	-0,13	-0,4	-0,52	-0,44	-0,23	0
$M^{np}_{G_3}$	0,2	0,28	0,29	0,21	0,1	0	-0,13	-0,18	-0,29	-0,26	-0,15	0
$\Sigma M^{np}$	731,5 -7,8	440,7 -10,8	214,8 -11,0	89,6 -8,3	32,5 -4,4	0	-5,44 -5,7	-8,28 -17,6	-12,6 -106,7	-12,1 -13,8	-6,6 -168,4	0
$\Sigma M_{np}$	50 0,5	30,7 0,7	14,6 0,75	6,1 0,56	2,2 0,3	0	-0,37 -0,3	-0,5 -1,2	-0,7 -7,3	-0,7 -9,4	0,4 -11,5	0

График работ суммарного приведенного момента сил  $\Sigma A = \Sigma A(\varphi)$  строим методом графического интегрирования.

$$\mu_{\Sigma A} = \mu_m * \mu_\varphi * H = 38,28 \text{ [н*м/мм]}$$

Таблица №5

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\overline{\Sigma A}$	5,5 14	13 13,5	17,0 13,5	17,5 13	18 13	18 13	17,5 13,5	12,5 16,5	11 16	10 15	9,5 14,5	9,0 14
$\Sigma A$	212 540	501 520,7	655,7 520,7	675 501	694 501	694 501	675 520,7	636 482	617 425	578 385	559 366	540 347

Рассчитаем приведенный к кривошипу момент инерции, который равен сумме моментов инерций подвижных звеньев механизма. Если все звенья разделить на две группы, то:

$$J^{np} = J^{np}_I + J^{np}_{II}$$

Где:  $J^{np}_I$ —сумма моментов инерции звеньев, связанным с кривошипом постоянным передаточным отношением.

$J^{np}_{II}$ —сумма моментов инерции звеньев, связанных с кривошипом переменным передаточным отношением.  $J^{np}_{II} = J^{np}_{2кр} + J^{np}_{2пр} + J^{np}_3$ .

$J^{np}_{2кр}$ —момент инерции, возникающий в центре тяжести  $S_2$  шатуна при вращательном его движение.

$J^{np}_{2пр}$ —момент инерции, возникающие в точке  $S_2$  шатуна а также поршня при их возвратно-поступательном движении.  $J^{np}_{2кр} = J_{S_2} * \omega_2^2 / \omega_1^2$ ;

$$J^{np}_{2пр} = m_2 * V_{S_2}^2 / \omega_1^2; \quad J^{np}_3 = m_3 V_B^2 / \omega_1^2.$$

Значения приведенных моментов инерции для 12 положений механизма даны в таблице №6 и по этим значениям построим график  $J_\Sigma^{np} = J_\Sigma^i(\varphi)$ .

$J^{np}_{2кр}$	0,0045 0,0056	0,0000 6 0,0024	0	0,0000 5 0,002	0,0001 6 0,006	0,0002 2 0,008	0,0001 3 0,005	0,0000 6 0,0024	0	0,0000 5 0,002	0,0001 8 0,0066	0,0002 2 0,008
$J^{np}_{2пр}$	0,0015	0,0025	0,0027	0,0018	0,0012	0,0008	0,0014	0,0018	0,0027	0,0023	0,0013	0,0083

						3	5	7			5	
$J^{np}_3$	0,00074	0,0014	0,0015	0,0008	0,0002	0	0,0003	0,0006	0,0015	0,0014	0,0003	0
		3	2	5	4			4	2		7	
$J^u_0$	0,009	//	//	//	//	//	//	//	//	//	//	//
	0,0024	0,004	0,0042	0,0027	0,0016	0,001	0,0018	0,0025	0,0042	0,0037	0,0019	0,001
	0,0147	0,046	0,0092	0,0112	0,0151	0,0171	0,0141	0,0115	0,009	0,0112	0,0157	0,0171
									2			
$J_\Sigma^u$	0,011	0,013	0,0132	0,0117	0,0106	0,01	0,0108	0,0115	0,0132	0,0127	0,0109	0,01
$J_\Sigma^u$	41,6	49,2	50	44	40	38	41	43,5	50	48	41	38

$$J_\Sigma^{np} = J_\Sigma^{np} / J_{\Sigma^{np} \max} = 0.094 / 50 = 0.000264 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 / \text{мм}$$

### Определение закона движения начального звена.

После перехода от реального механизма к его динамической модели путем приведения сил и моментов сил и приведения масс моментов инерции звеньев движение модели можно записать в форме интеграла энергии в виде:  $A_\Sigma = \Delta T$  или

$$\int_{\varphi_{1 \text{ нач.}}}^{\varphi_1} M_\Sigma^{np} d\varphi_1 = J_\Sigma^{np} \cdot \omega_1^2 / 2 - J_{\Sigma^{np} \text{ нач.}} \cdot \omega_{1 \text{ нач.}}^2 / 2$$

Это уравнение позволяет найти зависимость угловой скорости  $\omega_1$  начального звена как функцию обобщенной координаты  $\varphi_1$ .

$$\omega_1 = (2(A_\Sigma + T_{\text{нач.}}) / J_\Sigma^{np})^{1/2}$$

При  $\omega_1 = 0$   $T_{\text{нач.}} = 0$  с учетом этого уравнения ( ) записывается в следующем виде:

$$\omega_{1i} = (2A_{\Sigma i} / J_{\Sigma i}^{np})^{1/2}$$

значения  $\omega_{1i}$  для 12 положений механизма даны в таблице №7

таблица №6

196 277,6 315 339 361 372 353 332 305 301 320 328

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\omega_{1i}$	170	293,9	377,5	347	303	285	309	332	366	321	266	251
$\overline{\omega}_{1i}$	22,5	39	50	46	40	38	41	44	48,5	42,5	35	33

26,3 37 42 45,5 48,5 50 47 44 41 40 43 44

$$\mu_{\omega 1} = \omega_{1 \max} / \omega_{1 \text{ нач.}} = 7,44 \text{ 1/с мм}$$

$$\overline{\omega}_{1i} = \omega_{1i} / \mu_{\omega 1} [\text{мм}]$$

По табличным значениям построим график  $\omega_1 = \omega_1(\varphi_1)$ . Определим ускорение начального звена механизма. Дифференциальное уравнение углового ускорения записываем в виде:

$$\varepsilon_1 = d\omega_1 / dt$$

Умножим и разделим правую часть уравнения на  $d\varphi_1$ :

$$\varepsilon = (d\omega_1 / d\varphi) \cdot d\varphi / dt = \omega (d\omega / d\varphi) = \omega_1 \cdot \Delta\omega_1 / \Delta\varphi_1.$$

Продифференцируем график угловой скорости  $\omega = \omega(\varphi)$  и построим график  $d\omega / d\varphi = (d\omega / d\varphi)(\varphi)$ . Умножая значения  $(d\omega / d\varphi)_i$  на  $\omega_{1i}$ , находим значения углового ускорения  $\varepsilon_i$

$$\mu \cdot d\omega / d\varphi = \mu \cdot \omega / H_2 \cdot \mu \varphi = 7,15 \text{ 1/с мм}$$

$$\varepsilon_i = \omega_{1i} \cdot \mu_\omega \cdot Y_i \cdot \mu_{d\omega/d\varphi}$$

значения углового ускорения ведущего звена запишем в таблицу №8

Таблица №8

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\varepsilon_1$	12375	6649	6418	9845	3698	0	20191	-13056	-8723	1076	12584	10553
$\overline{\varepsilon}_1$	50	30,6	19,5	16,3	10	0	-19,5	-12,6	-8,5	1	12	10,1

$$\mu_\varepsilon = \varepsilon_{1 \max} / \varepsilon_{1 \text{ нач.}} = 1037 \text{ 1/с}^2 \text{ мм}$$

### Определения времени движения.

Как известно  $t - t_{\text{нач.}} = \int_{\varphi_{\text{н}}}^{\varphi_1} (1 / \omega_1) \cdot d\varphi_1$   $t_{\text{н}} = 0$  тогда  $t = \int_{\varphi_{\text{н}}}^{\varphi_1} (1 / \omega_1) \cdot d\varphi_1$

на график  $\omega_1 = \omega_1(\varphi)$  значения ординат  $Y_{\omega i}$  ср. переносим на ось абсцисс и обозначим точками  $a^1, b^1, c^1$ , и т.д. На оси ординат выбираем точку К. расстояния ОК влияет на высоту ординат графика  $t = t(\varphi)$ . Точки  $a^1, b^1, c^1$  соединяем с точкой К. на графике  $t = t(\varphi)$  на участке 0-

1,1-2,2-3 и т.д. проводим прямые параллельные лучам  $a^1, b^1$  и т.д. соединяем точки  $o, a^II, b^II, c^II, \dots$  кривой линией.

$$\mu_t = \mu_\phi / \mu_\omega * OK \text{ [C/ММ]}$$

**Определение моментов инерции механизма.**

При установившейся режиме работы машины наблюдается изменения угловой скорости начального звена в пределах от  $\omega_{1min}$ . до  $\omega_{1max}$ . Определим среднюю угловую скорость:

$$\omega_{1cp.} = (\omega_{1min} + \omega_{1max}) / 2 = 284 \text{ 1/с}$$

коэффициент неравномерности  $\delta$  движения механизма.

$$\delta = (\omega_{1max} - \omega_{1min}) / \omega_{1cp.} = 0,06$$

приведенный момент инерции механизма равен:

$$J_\Sigma^n = J_{I\Sigma} + J_{II\Sigma}$$

Где:  $J_{I\Sigma}$ —момент инерции масс I группы.

$J_{II\Sigma}$ — момент инерции масс II группы (см.табл.)

$$J_{I\Sigma} = (\Delta T_1)_{max} / \omega_{1cp.} * 8$$

где:  $(\Delta T_1)_{max}$ —максимальное изменение кинетической энергии звеньев I-группы.

$$\omega_{1cp.} = \pi n_1 / 30.$$

$(\Delta T_1)_{max}$  определим методом профессора Мерцалова Н.И. Рассмотрим изменение кинетической за время цикла.  $T = T_{нач.} + \Delta T$ .

где:  $T_{нач.}$ —кинетическая энергия начала цикла.

$\Delta T$ —изменение кинетической энергии работ от всех приложенных сил.

С учетом этого можно записать:  $T = \Sigma A + T_{нач.}$

С другой стороны, кинетическая энергия всего механизма равна сумме кинетических энергий звеньев, или, разделив все звенья на две группы, имеем:  $T = T_I + T_{II}$ ;  $T_I = T - T_{II}$ .

На основании последней формулы построим диаграмму  $(T_I, \phi_1)$  и по этой диаграмме найдем:

$$(\Delta T_1)_{max} = T_{1max} - T_{1min}.$$

$$\mu_t = \mu_J * \omega_{1cp.}^2 / 2 = 5,784 \text{ н*м/мм.}$$

С графика суммы произведенных работ  $A_\Sigma = \Sigma A_\Sigma(\phi_1)$  определяем значения  $T$ . Например  $T = 11 * \mu_A$ ,  $T_e = 22 * \mu_A$  и т.д. Значения  $T_{II}$  определяем с графика  $J_{II}^n = J_{II}^n(\phi_1)$ . Например:  $T_{II2} = 22^{II} * \mu_t$ ,  $T_{II3} = 33^{II} * \mu_t$ , и т.д. Выбирая масштаб  $\mu_{T_I} = T_{1max} / T_{1max}$ , построим график  $T_I = T_I(\phi)$ .  $(\Delta T_1)_{max} = MN * \mu_{T_I}$ ;  $T_{нач.} = J_{II}^n * \omega_{1cp.}^2 / 2$  Момент инерции определим по формуле:

$$J_{II I} = (\Delta T_1)_{max} / \omega_{1cp.}^2 * 8 = 0,212.$$

Момент инерции маховика

$$J_{max}^n = J_0^n - J_{II I}^n. J_{max}^n = 0.212 - 0.009 = 0.203$$

Определим массу маховика:  $m_{max} = 4 * J_{max} / D^2$ . Примем  $D = 350$ мм,

$$m_{max} = 4 * 0.203 / 0.35^2 = 6.6 \text{ кг}$$

#### IV. Проектирования зубчатого зацепления и планетарного редуктора.

Дано:  $m = 5$ мм,  $Z = 12$ ;  $Z_2 = 22$ .

Проектируемые прямозубые цилиндрические колеса используются как открытые зубчатые зацепления, которые характеризуются быстрым износом профилей зубьев. Поэтому правильный выбор коэффициентов смещения имеет большое значение.

Расчетное значения коэффициентов смещения  $X_i$  должно быть в пределах:  $X_{min} < X < X_\Delta$ . Коэффициенты смещения подбираются по диаграммам или таблицам в зависимости от числа зубьев колес таким образом, чтобы не наблюдалось ни подрезов зубьев, ни заострения вершин и обеспечить коэффициент торцевого перекрытия  $\epsilon > 1,1$ . Для данного чисел зубьев  $Z_1$  и  $Z_2$  подбор коэффициентов смещения  $X_1$  и  $X_2$  осуществим по диаграмме [2].

По этой диаграмме с учетом вышеперечисленных условий имеем  $X_1 = 0,52$ ,  $X_2 = 0,4$ .

Сделаем проверку коэффициентов смещения:

$$\text{Для первого колеса: } X_{min} = (17 - Z_1) / 17 = (17 - 12) / 17 = 0,294$$

$$X_1 = 0.294 < 0.52$$

$$\text{Для второго колеса: } X_{min} = (17 - 22) / 17 = -0,294$$

$$X_2 = -0.294 < 0.4$$

Первое условий  $X_{min} < X$  выполняется для обоих колес. Второе условие  $X < X_\Delta$ . Проверяется в конце расчетов из условия соблюдения неравенства  $S_a \geq 0,2m$

Определяем основные параметры колес.

1. Угол зацепления  $\alpha_w$  определяем по следующей формуле:

$$\text{inv } \alpha_w = \text{inv } \alpha + (2X_\Sigma \text{tg } \alpha / Z_\Sigma) = 0,0346. \quad \text{inv } \alpha = \text{inv } 20^\circ.$$

Определяем по таблице [2,3]. По этой же таблице определяем  $\alpha_w = 26^\circ 10'$

2. радиусы делительных окружностей:

$$r_1 = mZ_1/2 = 30 \text{ мм}. \quad r_2 = mZ_2/2 = 55 \text{ мм}.$$

3. радиусы основных окружностей:

$$r_{b1} = r_1 \cdot \cos \alpha = 28,19 \text{ мм}. \quad r_{b2} = r_2 \cdot \cos \alpha = 51,68 \text{ мм}.$$

4. радиусы начальных окружностей:

$$r_{w1} = mZ_1/2 \cdot \cos \alpha / \cos \alpha_w = 31,13 \text{ мм}. \quad r_{w2} = mZ_2/2 \cdot \cos \alpha / \cos \alpha_w = 57,07 \text{ мм}.$$

5. межцентровые расстояния:

$$a_w = r_{w1} + r_{w2} = 88,21 \text{ мм}.$$

Межцентровое расстояния можно определить и по следующей формуле:  $a_w = m \cdot Z_\Sigma / 2 (1 + a)$ ,

где  $a = 2X_\Sigma / Z_\Sigma = 0,054$ .  $a_w = 88,11 \text{ мм}$ .

6. радиусы окружностей вершин зубьев:

$$Z_{f1} = m(Z_1/2 + X_1 - h_a - e) = 26,35 \text{ мм}. \quad Z_{f2} = m(Z_2/2 + X_2 - h_a - e) = 50,7 \text{ мм}.$$

7. радиусы окружностей вершин зубьев:

$$Z_{a1} = a_w - r_{f2} - e \cdot m = 36,21. \quad Z_{a2} = a_w - r_{f1} - e \cdot m = 60,61$$

8. высота зубьев:

$$h_1 = r_{a1} - r_{f1} = 9,82 \quad h_2 = r_{a2} - r_{f2} = 9,86 \text{ мм}.$$

9. толщина зубьев по делительной окружности.

$$S_1 = m((\pi/2) + 2X_1 \cdot \text{tg } \alpha) = 9,7 \text{ мм}. \quad S_2 = m((\pi/2) + 2X_2 \cdot \text{tg } \alpha) = 9,3 \text{ мм}$$

10. углы профиля в точке на окружности вершин.

$$\alpha_{a1} = \arccos(r_{b1}/r_{a1}) = 39,694^\circ \quad \alpha_{a2} = \arccos(r_{b2}/r_{a2}) = 33,092^\circ$$

11. толщина звеньев по окружностям вершин.

$$S_{a1} = m \cdot \cos \alpha / \cos \alpha_1 [(\pi/2) + 2X_1 \cdot \text{tg } \alpha - Z_1 (\text{inv } \alpha_{a1} - \text{inv } \alpha)] = 4,112 \text{ мм}. \quad S_{a2} = 5,734 \text{ мм}.$$

$S_{a1} > 0,2m$ ;  $S_{a2} > 0,2m$ . т.е. выбранные коэффициенты смещения удовлетворяют условию

$X_1 < X_{1 \text{ max}}$ ,  $X_2 < X_{2 \text{ max}}$ .

12. коэффициенты толщины зубьев по окружности вершин.

$$S_{a1} = S_{a1}/m = 0,82 > 0,4. \quad S_{a2} = S_{a2}/m = 1,1 > 0,4$$

13 длина дуги по основной окружности:

$$g_a = (r_{a1}^2 - r_{b1}^2)^{1/2} + (r_{a2}^2 - r_{b2}^2)^{1/2} - a_w \cdot \sin \alpha_w = 15,47 \text{ мм}.$$

14 шаг звеньев:

$$P = \pi \cdot m = 15,7 \text{ мм}.$$

15. коэффициент перекрытия:

$$\epsilon = g_a / P \alpha = 2,09. \quad \text{Где } P \alpha = P \cdot \cos \alpha - \text{шаг по делительной окружности}.$$

16. шаг зуба рейки по средней линии.

$$S = \pi \cdot m / 2 = 7,85 \text{ мм}.$$

17. радиус закрепления:  $P_f = c \cdot m / 1 - \sin \alpha = 1,89$

выбираем масштаб таким образом, чтобы  $h_1 = h_2 \geq 50 \text{ мм}$ . и определяем чертежные значения.

#### IV. 1. Расчет планетарного редуктора.

Дано:  $U_{\text{пл.}} = 4,0$ ;  $m_{\text{пл.}} = 4$ ,  $k = 3$ .

В данном случае расчет планетарного редуктора сводится к определению чисел зубьев, геометрических параметров колес и проверке расчетов на удовлетворение 3-х условий. Условие соосности, условия соединения и сборки.

Передаточные отношения редуктора, данного на рис.1(в) определяется:  $U_{\text{пл.}} = 1 + Z_3/Z_1 = 4$  тогда  $Z_3/Z_1 = 4 - 1 = 3$

При расчете планетарного механизма необходимо принять во внимание следующее:

--для колес внешнего зацепления  $Z_{\text{min}} = 17$ , значит  $Z_1 \geq 17$ .

--для внутреннего зацепления внутреннего колеса  $Z_{\text{min}} = 85$ , т.е.  $Z_3 \geq 85$ .

$$-Z_3 - Z_2 = 8$$

$$-Z_2 >= 20$$

в этом случае  $Z_3 = 3Z_1$ . если принять  $Z_1 = 17$ , то  $Z_3 = 17 * 3 = 51$ , что не удовлетворяет условию. Примем  $Z_1 = 30$ . Тогда  $Z_3 = 30 * 3 = 90$ . Из условия соостности  $2Z_2 = Z_3 - Z_1$  определяем число зубьев сателлита.  $Z_2 = (Z_3 - Z_1) / 2 = 30$

По данным расчетов имеем:  $Z_1 = 30$ ,  $Z_2 = 30$ ,  $Z_3 = 90$ . Проверяем количество сателлитов на условие соединения.  $\text{Sin}180/k >= (Z_2 + 2h_8) / (Z_1 + Z_2) = 0,53$ . Количество сателлитов дано,  $k = 3$ .  $\text{Sin}180/3 = 0,86$ . Или  $0,86 > 0,53$ . Количество зубьев проверяем на условие сборки.  $(Z_1 * U_{IH}/k)(1 + P * k) = B$  где  $B$  -- любое целое число.  $(30 * 4/3)(1 + 3P) = B$ .  $P = 1$ . Тогда  $(30 * 4/3)(1 + 3 * 1) = 160$ .  $B = 160$  -- целое число, т.е. и условие сборки выполняется.

Так как три условия выполняются, то расчетные значения оставляем, т.е.  $Z_1 = 30$ ,  $Z_2 = 30$  и  $Z_3 = 90$ .

Определяем действительные значения зубчатых колес:

$$r_1 = mZ_1/2 = 60 \text{ мм}, r_2 = mZ_2/2 = 60 \text{ мм}, r_3 = mZ_3/2 = 180 \text{ мм}.$$

выбираем чертежный масштабный коэффициент:  $\mu_e = 3$ . Чертежное значение колес будут равны:  $r_1 = 20 \text{ мм}$ ,  $r_2 = 20 \text{ мм}$ ,  $r_3 = 60 \text{ мм}$ .

определим линейные и угловые скорости составляющих колес планетарного механизма графоаналитическим методом. Определим угловую скорость колеса 1.

$$\omega_1 = \pi n_1 / 30 = 209,33 \text{ 1/с}.$$

Линейная скорость колеса 1:  $V_A = \omega_1 * r_1 = 12,56 \text{ м/с}$ . определим масштаб скоростей  $\mu_v = V_A / V_A = 0,157 \text{ м/с мм}$ . Из плана скоростей определим:  $V_{01} = 0,157 * \mu_v$

Треугольник  $Oh_0$  дает распределение скорости для водилы  $H$ . Для построения плана угловых скоростей из произвольно выбранного полюса  $P$  проводим линии параллельные лучам  $OA$ ,  $Oh$  и  $aB$ . Расстояние  $P_k = 20 \text{ мм}$  -- выбираем произвольно

$$\mu_\omega = (\mu_v / \mu_e) * P_k = 1,04 \text{ 1/с мм}.$$

Определим угловые скорости сателита и водилы:  $\omega_1 = \mu_\omega * K_2 = 41,6 \text{ 1/с}$

$$\omega_H = \mu_\omega * KH = 18,7 \text{ 1/с}.$$

## Проектирование кулачкового механизма.

Проектирование кулачкового механизма выполняем на основе следующих данных:

1. Ход толкателя  $15 \text{ мм}$ .
2. Эксцентриситет  $e = 7 \text{ мм}$ .
3. Рабочий угол кулачка  $\varphi_p = 140^\circ$
4. Наибольшее значения угла давления  $\alpha_{\text{разр.}} = 40^\circ$
5. Диаграмма аналога ускорителя толкателя.

По данному значению рабочего угла распределяем фазовые углы таким образом, чтобы,  $\varphi_y = \varphi_0$  и

$$\varphi_p = \varphi_y + \varphi_{\text{д.с.}} + \varphi_0. \text{ Берем } \varphi_y = \varphi_0 = 60^\circ; \varphi_{\text{д.с.}} = 20^\circ; \varphi_p = 140^\circ = 60^\circ + 20^\circ + 60^\circ.$$

Строим график аналога ускорений толкателя  $d^2S/d\varphi^2 = d^2S/d\varphi^2(\varphi)$ . Масштаб угла  $\varphi$ :

$$\mu_{\varphi_0} = \varphi_p / \varphi_p = 1 \text{ гр/мм}$$

Чертежные значения фазовых углов:

$$\varphi_y = \varphi_0 = \varphi_{y(0)} / \mu_{\varphi_0} = 60 \text{ мм}. \varphi_{\text{д.с.}} = \varphi_{\text{д.с.}} / \mu_{\varphi_0} = 20 \text{ мм}.$$

По оси ординат максимальную амплитуду берем в пределах  $50-70 \text{ мм}$ . Так как  $\varphi_y = \varphi_0$ , то и их амплитуды будут соответственно равны.

Методом графического интегрирования строим график  $dS/d\varphi = dS/d\varphi(\varphi)$ . расстояния  $OH_2$  выбираем произвольно. Чем меньше расстояния  $OH_2$ , тем больше амплитуды графика аналога скоростей. В нашем примере  $OH_2 = 20 \text{ мм}$ . График аналога скоростей строится следующим образом: с середины отрезков оси абсцисс  $0-1$ ,  $1-2$ ,  $2-3$  и т.д. проводим прямые до пересечения с линией аналога ускорений, которые отмечены точками  $a, b, c, d$  и т.д. Эти точки спроектируем на ось ординат и полученные точки соединяем с точкой  $H_2$ . Получаются наклонные линии.

Проводим ось абсцисс, и ординат графика  $dS/d\varphi = dS/d\varphi(\varphi)$ . По оси абсцисс откладываем чертежные значения углов  $\varphi_p$ , и с точки  $O$  начала координат проводим, линию параллельную  $H_2a'$ . С полученной точки  $1'$  Проводим линию, параллельную  $H_2b'$  и получаем точку  $2'$ . С

точки  $2^1$  Проводим линию, параллельную  $H_2c^1$  и получаем точку  $3^1$  И т.д. Получаем колонные линии, которые с помощью лекала переводим в кривую линию.

Диаграмму  $S=S(\varphi)$  также строим методом графического интегрирования. Для того, чтобы диаграммы аналога скоростей и хода толкателя строится в одинаковом масштабе, расстояния  $OH$ , определяем по следующей формуле:  $H_1=1/\mu_\varphi$  где  $\mu_\varphi$ --масшта рабочего угла в радианах.

$$\mu_\varphi = \pi * \mu_{\varphi 0} / 180 = 0,0174 \text{ рад/мм. } H_1=1/0,0174=57,4 \text{ мм, масштаб хода толкателя:}$$

$$\mu_S=h/(G-G^1)=1\text{мм/мм.}$$

$$\text{масшта аналога скоростей: } \mu(ds/d\varphi)=\mu_S = \mu_S / H * \mu(ds/d\varphi)=1\text{мм/мм}$$

$$\text{масштаб аналога ускорений: } \mu(d^2s/d\varphi^2)=\mu(ds/d\varphi)/H_2 * \mu_\varphi =2,87\text{мм/мм.}$$

**определения минимального радиуса кулачка по его динамическому условию**

в любом положении кулачка давление между толкателем и кулачком должно удовлетворять условию  $\alpha_i \leq \alpha_{\text{разр}}$ . Или  $\lambda_i \geq \gamma_{\text{min}}$ . Здесь:  $\gamma_{\text{min}} = 90^\circ - \alpha_{\text{разр}} = 50^\circ$

исходными данными для определения  $r_{\text{min}}$  являются графики  $S=S(\varphi)$  и  $dS/d\varphi=(ds/d\varphi)(\varphi)$ . На основании которых строится диаграмма  $S=S(ds/d\varphi)$ . По оси ординат этой диаграммы отложим значения хода толкателя, по оси абсцисс—значения аналога скоростей. Полученные точки соединяем лекалом.

К полученной кривой проводим касательные под углом  $\gamma_{\text{min}}$  к горизонту. Ниже точки пересечения  $O_1$  этих касательных получим зону  $MO_1N$ (заштрихованную). Левее линии  $O_1A$  отложим значения эксцентриситета  $e$ .  $e=e/\mu_S=7\text{мм}$ . На расстоянии  $3-4\text{мм}$  от пересечения линии эксцентриситета с  $O_1N$  выбираем точку  $O_2$ —центр  $r_{\text{min}}=26\text{мм}$ . На свободном поле чертежа проводим окружность радиуса  $r_{\text{min}}$  и на расстоянии  $e$  проведем линию—ось толкателя на пересечении которого с окружностью  $r_{\text{min}}$  проводим окружность  $r_{\text{рол}}$ . (подразумевается что толкатель на конце имеет ролик)  $r_{\text{рол}} \leq 0,4r_{\text{min}}=10,4\text{мм}$ . выбираем  $r_{\text{рол}}=6\text{мм}$ . строим теоретический и истинный профили кулачка.

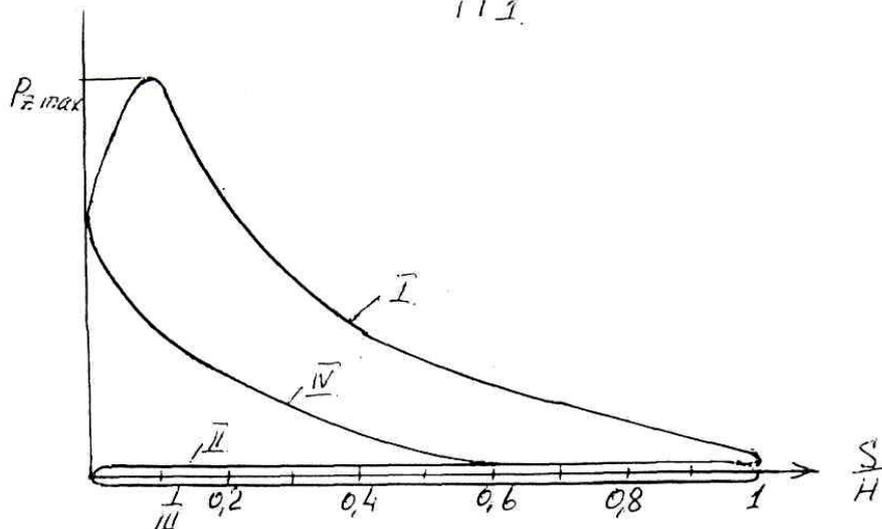


Рис.1. индикаторная диаграмма.  
Давление газов 4-х тактного ДВС

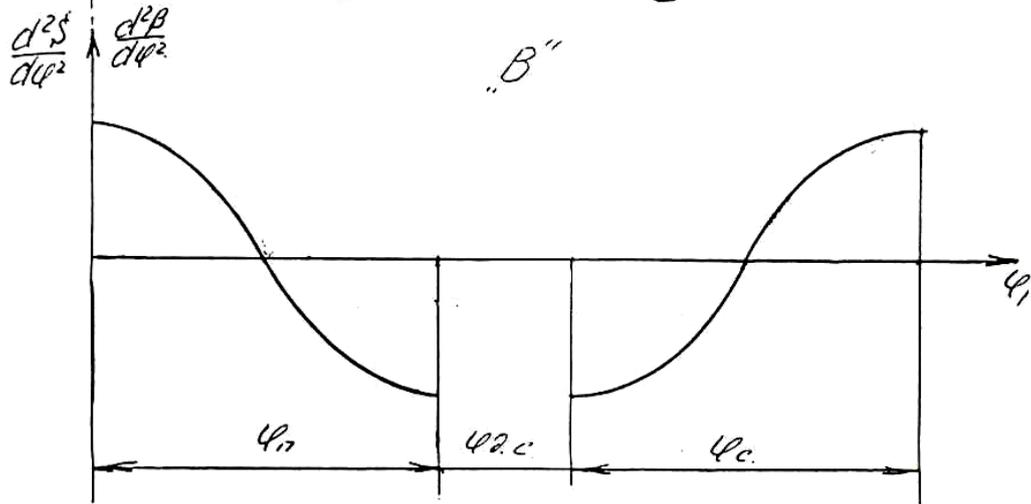
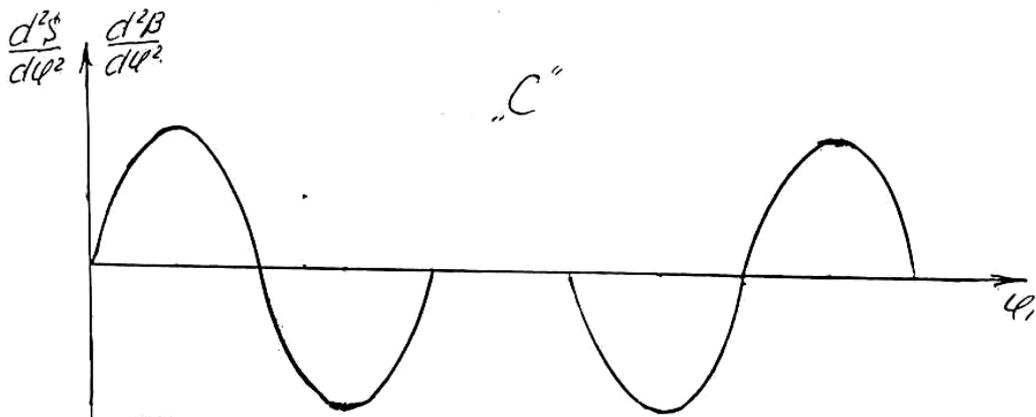
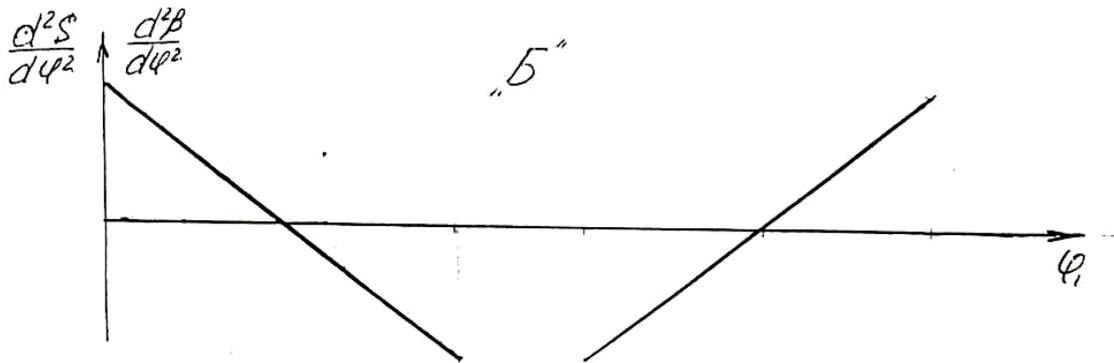
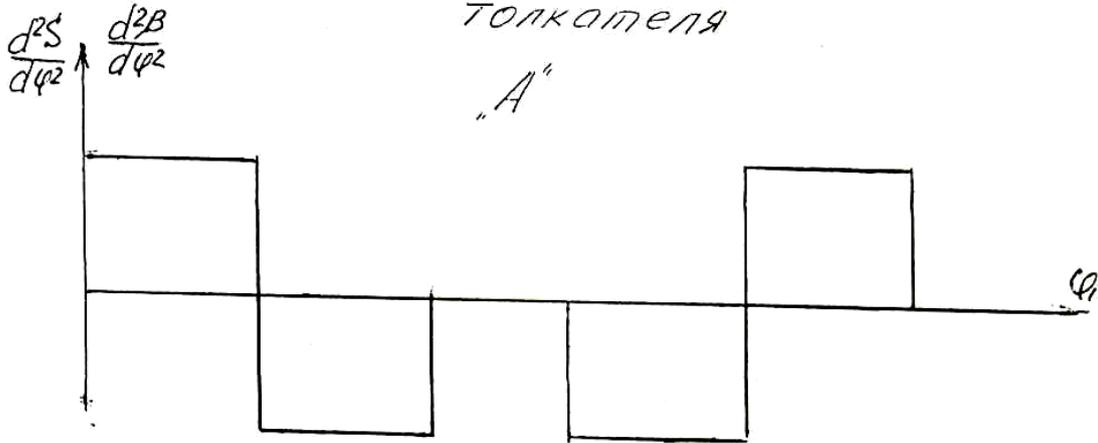
	Относительное положение поршня $S_c/H_c$ от дальнего предельного положения («мертвой точки»).												
	0	0,05	0,066	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,0
I (расширение)	0,46	0,90	1,0	0,85	0,56	0,40	0,31	0,24	0,20	0,16	0,12	0,10	0,05
II (выхлоп)	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
III (всасывание)	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
IV (сжатие)	0,46	0,31	0,28	0,25	0,17	0,10	0,07	0,04	0,02	0,01	0,01	0	-0,01

Таблица для построения графика  
 $P=P(S)$

		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$P/P_{max}$	I, II	0,46	0,88	0,38	0,18	0,1	0,07	0,05	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0
	III, IV	0	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	0	0,01	0,02	0,09	0,12	0,27	0,46
$P^*_{MH}/M^2$	I, II	2,07	3,96	1,71	0,81	0,45	0,375	0,225	0,045	0,045	0,045	0,045	0,045	0
	III, IV	0	-0,045	-0,045	-0,045	-0,045	-0,045	-0,045	-0,045	0,09	0,0405	0,54	1,21	2,07
$P_{gkH}$	I, II	10,4	19,9	8,6	4,07	2,26	1,58	1,13	-0,226	-0,226	0,226	0,226	0,226	0
	III, IV	0	-0,226	-0,226	-0,226	-0,226	-0,226	0	-0,226	-0,252	-2,03	-2,713	-6,1	-10,4

П 2

Законы движения  
толкателя



$\mu_p = 0.452 \frac{KH}{HM}$

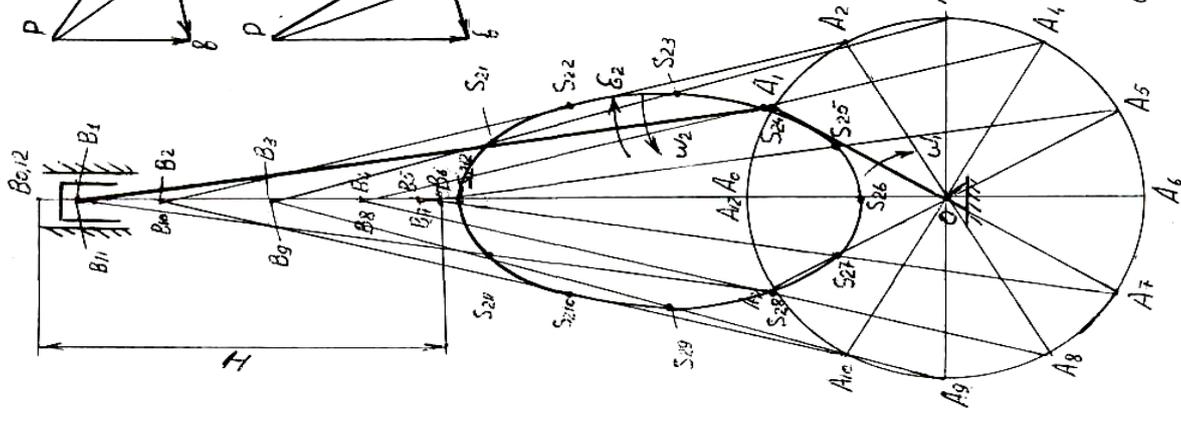
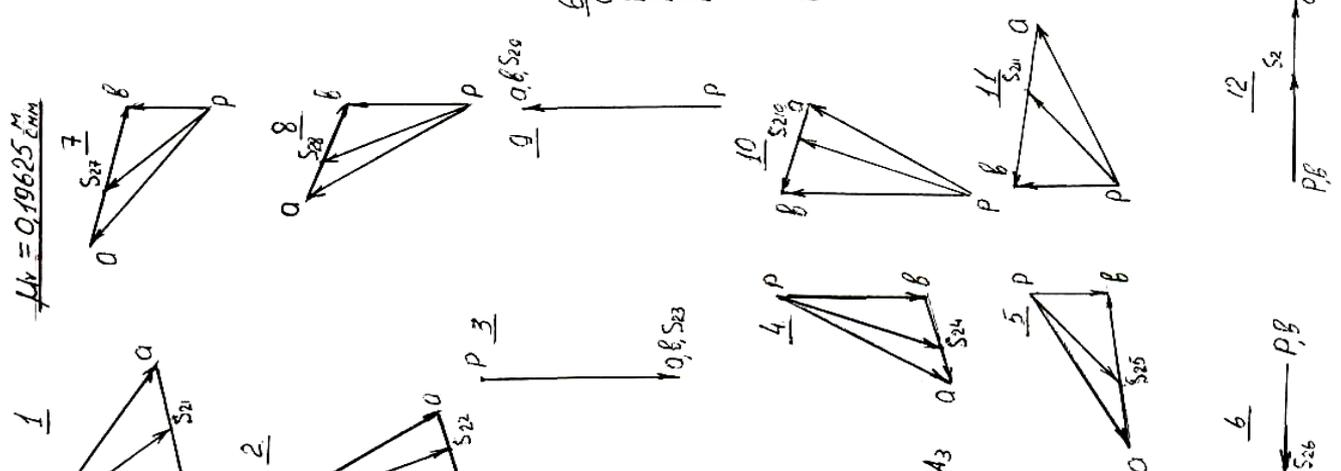
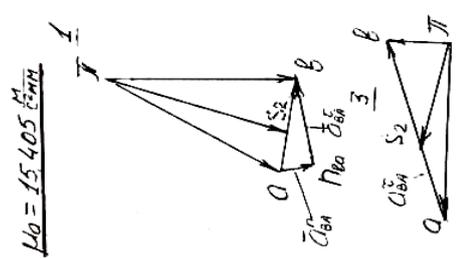
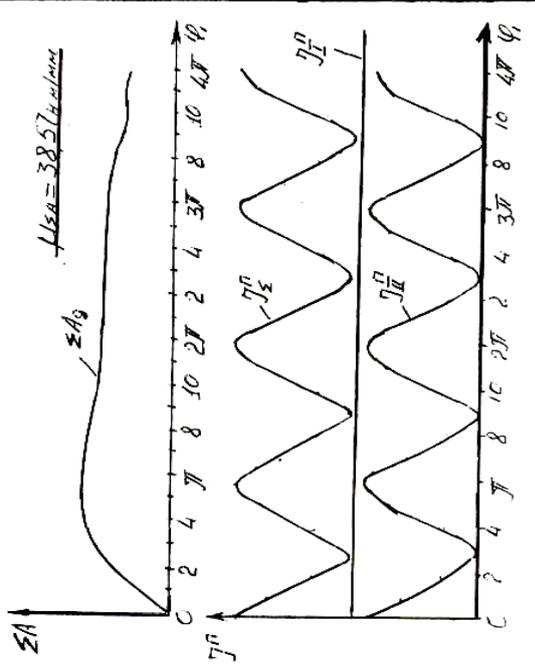
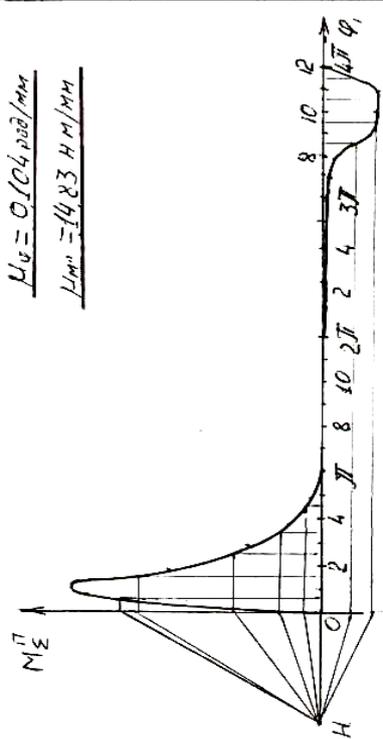
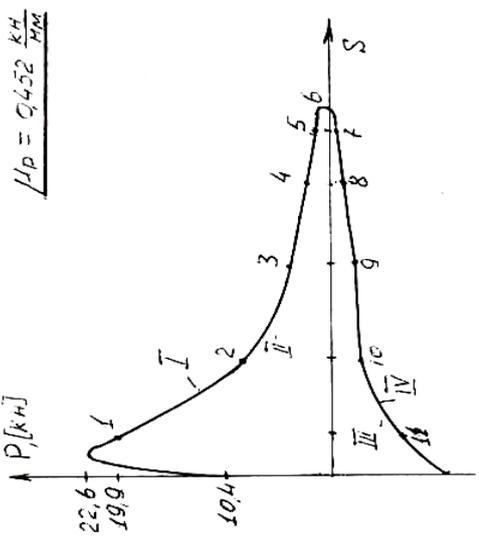
$\mu_0 = 15.405 \frac{EMH}{M}$

$\mu_v = 0.19625 \frac{EMH}{M}$

$\mu_c = 0.0025 \frac{MH}{M}$

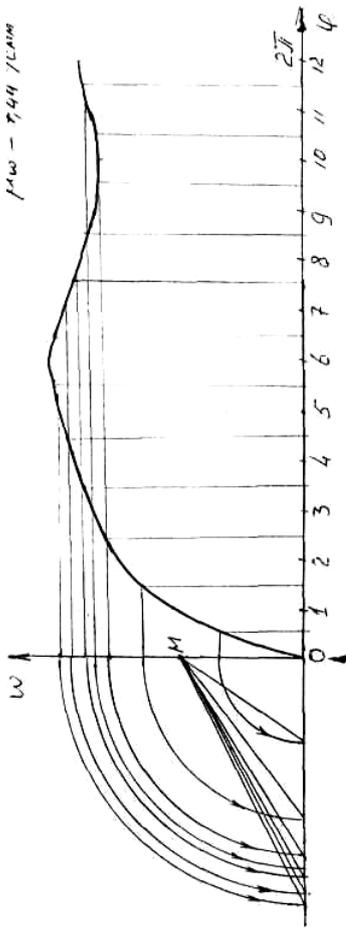
$\mu_v = 0.1014 \frac{p002/MH}{M}$   
 $\mu_{mv} = 14.83 \frac{HM/MH}{M}$

$\mu_{sv} = 38.57 \frac{u/m/m}{M}$

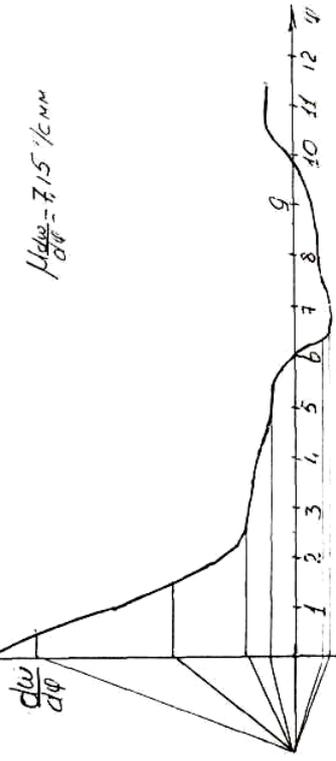


$\mu_c = 0.0025 \frac{MH}{M}$

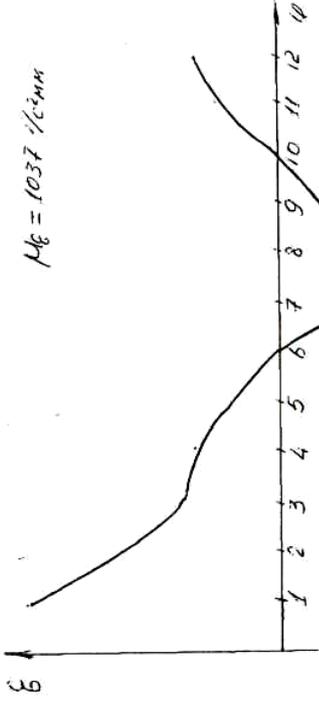
□4



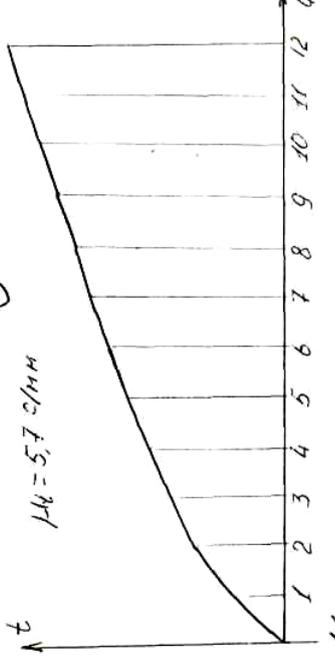
$\mu_{\frac{dw}{d\phi}} = 7.15 \text{ 1/cm}$



$\mu_{\xi} = 10.37 \text{ 1/cm}$

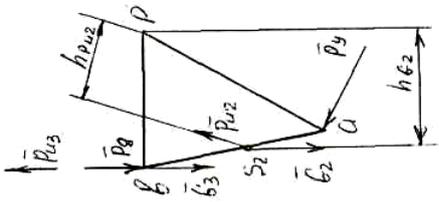


$\mu_t = 5.7 \text{ 1/mm}$

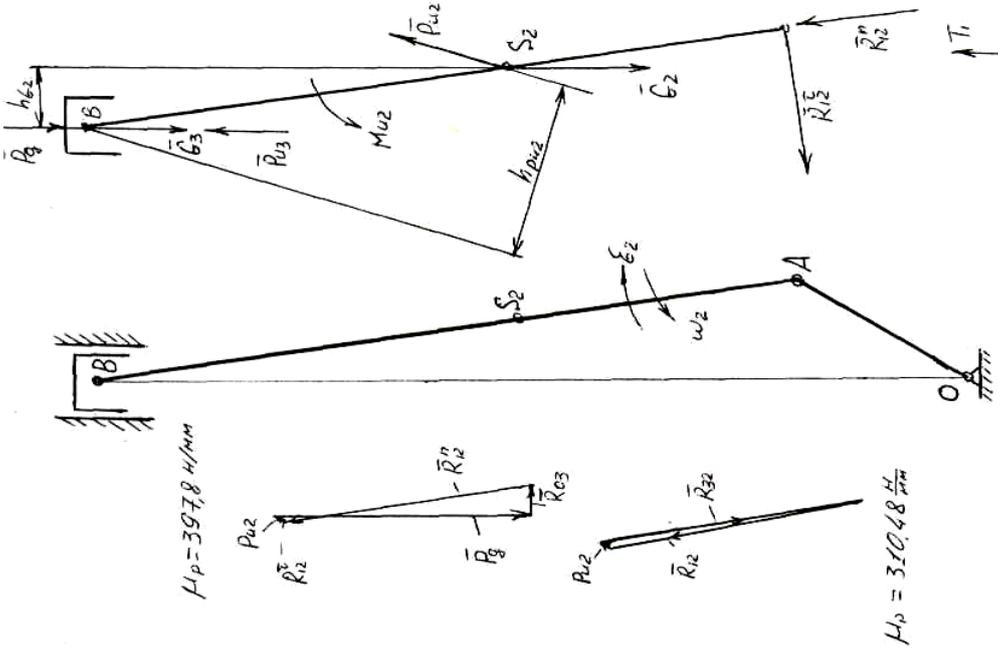
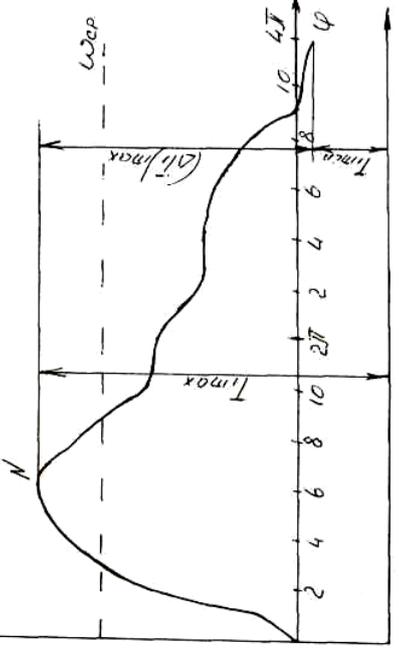


46

Рычков Н.Е. Жуковского



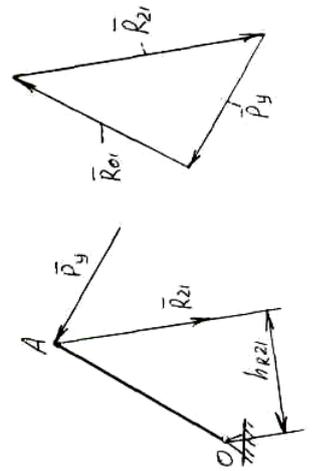
$\mu_{T_1} = 5.784 \text{ 1/mm}$



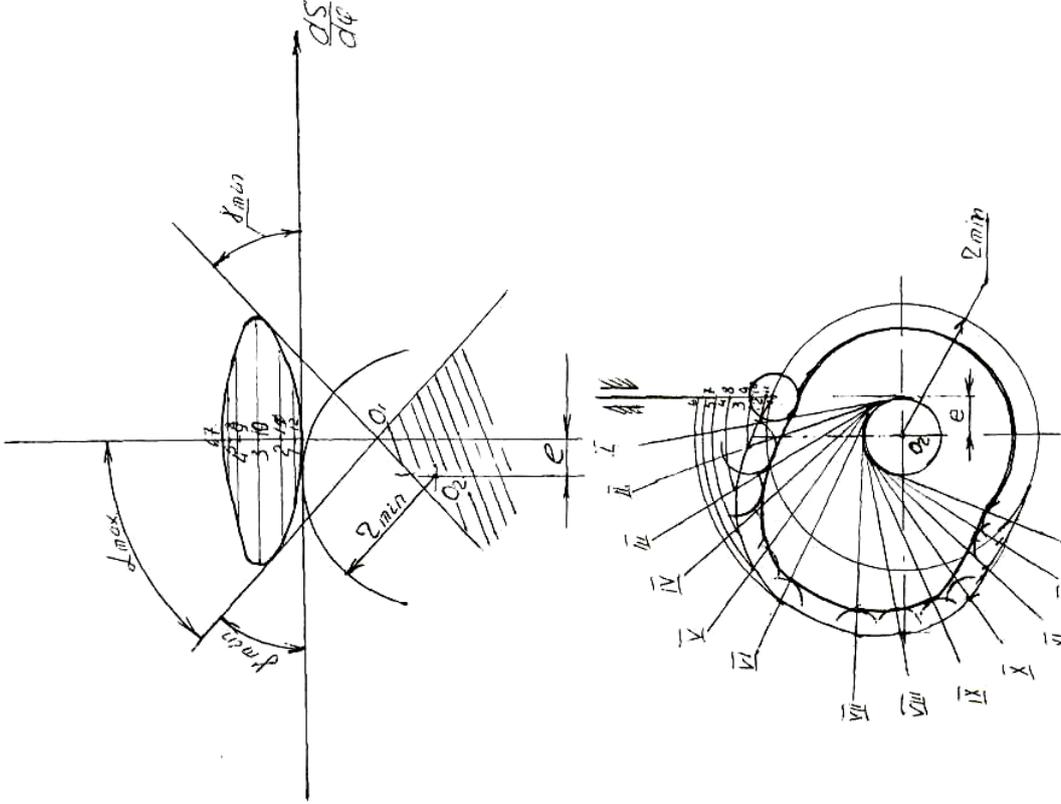
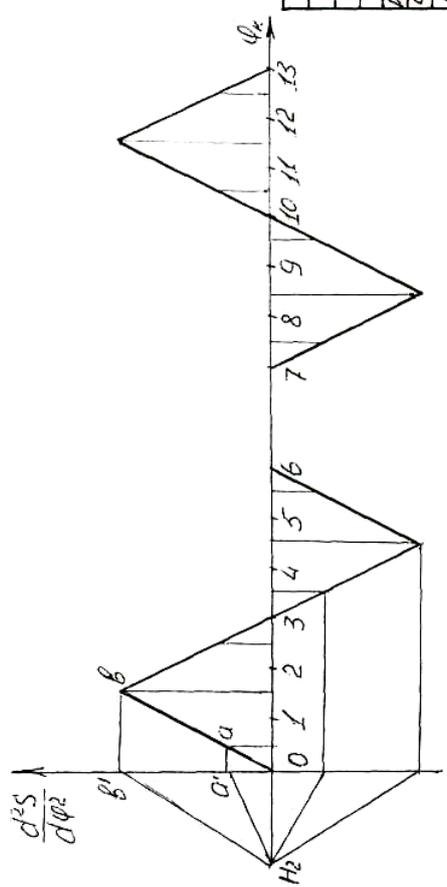
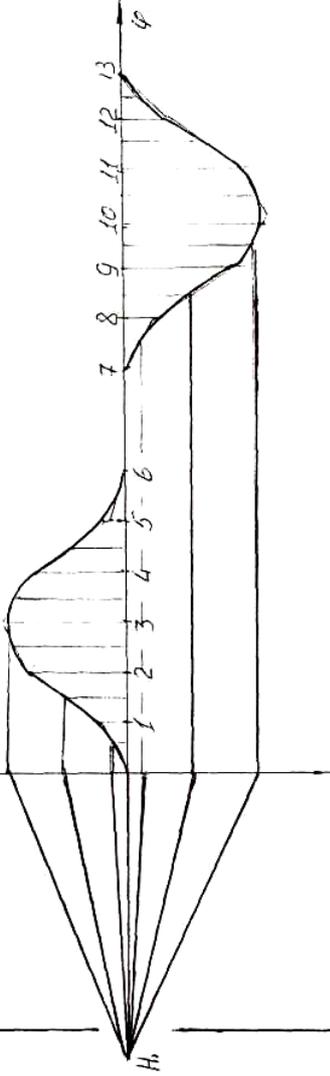
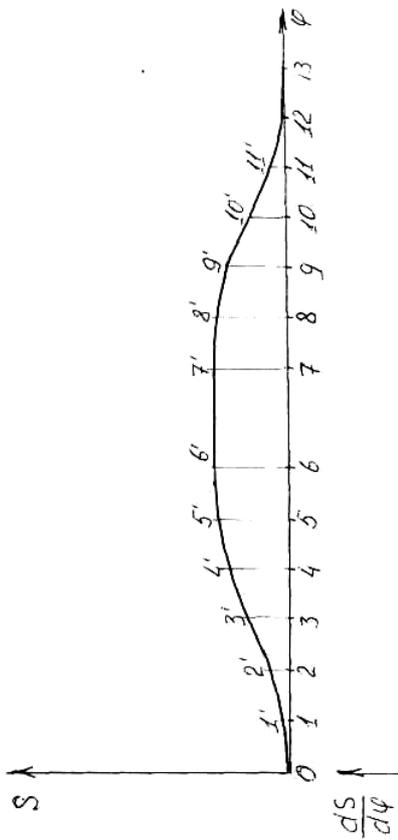
$\mu_p = 39.78 \text{ 1/mm}$

$\mu_b = 310.48 \text{ 1/mm}$

$\mu_p = 310.48 \text{ 1/mm}$







ТММ.100.00.0102

СИНТЕЗ КУЛОЧ-  
КОВОГО МЕХАНИЗМА

ТАДИ  
2Р.100-00

Исполн	Масса	Максимум
Чертеж		
Провер		
Изм		
Исполн	Масса	Максимум
Чертеж		
Провер		
Изм		

Единицы измерений.

№	Обозначения	Ед.измер.	Наименование.
1.	W	-----	Степень подвижности механизма
2.	n	-----	Число подвижных звеньев
3.	K	-----	Общее число звеньев
4.	P <sub>1</sub> ,P <sub>2</sub> ,P <sub>3</sub> ,...	-----	Кинематические пары 1,2,3...классов
5.	1,2,3,...n	-----	Порядковые номера звеньев
6.	A,B,C,...	-----	Кинематические пары
7.	l <sub>2</sub> ,l <sub>3</sub> ,...l <sub>n</sub>	М	Длины звеньев
8.	x, y	Мм	Координаты точек
<b>Кинематика механизмов</b>			
9.	r <sub>1</sub> , r <sub>2</sub>	М, мм	Радиус колен. вала
10.	S	М, мм	Перемещение или путь
11.	V	М/с	Скорость
12.	a	М/с <sup>2</sup>	Ускорение
13.	ω	1/с	Угловая скорость
14.	ε	1/с <sup>2</sup>	Угловое ускорение
15.	φ	Град	Угловое значение
16.	a <sup>n</sup>	М/с <sup>2</sup>	Нормальное ускорение
17.	a <sup>б</sup>	М/с <sup>2</sup>	Тангенциальное ускорение
18.	μ <sub>S</sub>	М/мм	Масштаб длин
19.	μ <sub>S</sub>	М/мм	Масштаб пути перемещения
20.	μ <sub>v</sub>	М/с мм	Масштаб скорости
21.	μ <sub>a</sub>	М/с <sup>2</sup> мм	Масштаб ускорения
22.	n	Об/мин	Число оборотов
23.	H	Мм	Перемещения ползуна
24.	V <sub>A</sub>	М/с	Скорость точки А
25.	a <sub>A</sub>	М/с <sup>2</sup>	Ускорения точки А
26.	V <sub>A</sub>	Мм	Длина вектора абсолютной скорости точки А
27.	a <sub>A</sub>	Мм	Длина вектора абсолютного ускорения точки А
28.	V <sub>BA</sub>	мм	Длина вектора относительно скорости точки «В» по отношению к точке «А»
<b>Кинетостатика и динамика</b>			
29.	G	Н	Сила веса
30.	J <sub>S</sub>	Кг*м <sup>2</sup>	Момент инерции центра тяжести звена механизма
31.	J <sub>np</sub>	Кг*м <sup>2</sup>	Приведенный к начальному звену момент инерции
32.	m <sub>np</sub>	Кг с <sup>2</sup> /м	Приведенная масса
33.	M <sub>np</sub>	Н*м	Приведенный момент
34.	M <sub>g</sub>	Н*м	Момент от движущих сил
35.	M <sub>v</sub>	Н*м	Уравновешивающий момент
36.	M <sub>c</sub>	Н*м	Момент от сил сопротивления
37.	N	Квт.	Мощность
38.	P <sub>g</sub>	Н	Движущая сила
39.	P <sub>U1</sub>	Н	Сила инерции первого звена
40.	P <sub>1</sub> , P <sub>2</sub>	Н	Силы, действующие на звенья 1и2
41.	P <sub>12</sub>	Н	Сила реакции 1-го звена на 2-ое
42.	Q <sub>C</sub>	Н	Полезная сила сопротивления
43.	P <sub>np</sub>	Н	Приведенная сила
44.	P <sub>C</sub>	Н	Сила сопротивления
45.	P <sub>y</sub>	Н	Уравновешивающая сила
46.	ΔT	Дж.	Кинетическая энергия

47.	$\delta$	-----	Коэффициент неравномерности
48.	$\mu_m$	М/мм	Масштаб момента
49.	$\mu_a$	Дж/мм	Масштаб работ
50.	$\mu_{\Delta T}$	Дж/мм	Масштаб кинетической энергии
51.	$\mu_m$	Кг <sup>-1</sup> с <sup>2</sup> /мм	Масштаб массы
52.	$\mu_I$		Масштаб момента инерции
53.	$A_g$		Работа от движущих сил
54.	$A_c$		Работа от сил сопротивления
<b>Зубчатые механизмы</b>			
55.	$a_w$		Межосевое расстояние
56.	$P_0$		Полюс зацепления
57.	$C^*$		Коэффициент радиального зазора
58.	$h_a^*$		Коэффициент высоты зубьев
59.	$d_f$		Внутренний диаметр
60.	$d_a$		Внешний диаметр
61.	$d_v$		Осевой диаметр
62.	$d_w$		Начальный диаметр
63.	$d$		Делительный диаметр
64.	$S$		Толщина зуба по делительной окружности
65.	$P$		Шаг зубов по делительной окружности
66.	$h$		Высота зуба
67.	$m$		Модуль зацепления
68.	$U$		Передаточное число
69.	$k$		Число сателлитов
70.	$Z$		Количество зубьев
71.	$\alpha_w$		Угол зацепления
72.	$X$		Коэффициент смещения
73.	$\varepsilon$		Коэффициент перекрытия
74.	$H$		Водило планетарного или дифференциального редуктора
<b>Кулачковый механизм</b>			
75.	$\alpha_p$		Разрешенный угол давления
76.	$\psi_{min}$		Минимальный угол передачи движения
77.	$\varphi_p$		Рабочий угол кулачка
78.	$\varphi_y \varphi_{д.с} \varphi_c$		Углы удаления, дальнего стояния и сближения
79.	$\varphi_p$		Угол ближнего стояния
80.	$Z_{min}$		Минимальный радиус кулачка
81.	$l$		Эксцентриситет
82.	$h$		Ход толкателя
83.	$\beta$		Угол качания коромысла
84.	$R_{рол}$		Радиус ролика

### Список использованной литературы:

- «теория машин и механизмов» Фролов.
- «теория машин и механизмов» И.И. Артоболевский.
- курсовое проектирование по теории машин и механизмов И.В. Попов.
- Сборник задач по теории машин и механизмов И.И. Артоболевский.

Б.В. Эдельштейн.

