



Составитель: *Пшенов Евгений Александрович*

## ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

задания и методические указания  
к расчетно-графической работе

Редактор Н.К. Крупина  
Компьютерная вёрстка Е.А. Пшенов

Подписано в печать 25 апреля 2017 г.  
Формат 84×108/32. Объем 1,25 уч.-изд. л  
Тираж 100 экз. Изд. № . Заказ №

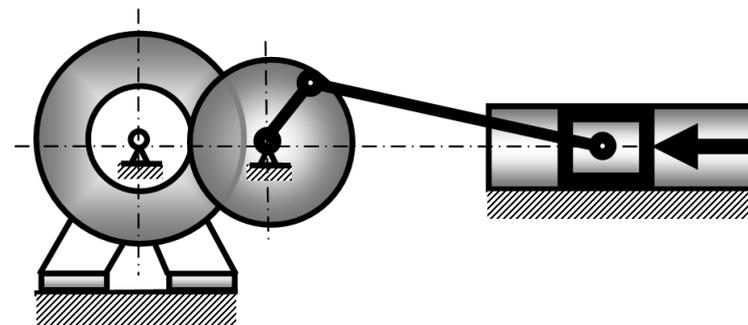
Отпечатано в мини-типографии Инженерного института  
630039, Новосибирск, ул. Никитина 147

ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ

Инженерный институт

## ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

задания и методические указания  
к расчетно-графической работе



Новосибирск 2017

УДК 621.01  
ББК 34.41

Составитель: к.т.н., доц. Е.А. Пшенов

Теория механизмов и машин: задания и метод. указания к расчетно-графической работе / Новосиб. гос. аграр. ун-т. Инженер. ин-т; сост.: Е.А. Пшенов – Новосибирск, 2017. – 20 с. изд. перераб. и доп.

Методическая разработка содержит задания и методические указания для самостоятельной работы студентов по дисциплине Теория механизмов и машин, а также соответствующего раздела дисциплин Механика и Прикладная механика, выполняемой индивидуально каждым студентом при подготовке расчетно-графических (контрольных) работ для закрепления практических навыков решения инженерных задач. Содержание заданий комплектуется в соответствии с изучаемыми темами согласно рабочим программам дисциплин. Задания охватывают основные разделы курса и включают структурный, кинематический и динамический анализ кривошипно-шатунного механизма прессы.

Предназначена для студентов очной и заочной форм обучения всех направлений подготовки Инженерного института (Агроинженерия, Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, Профессиональное обучение (по отраслям), Техносферная безопасность, Технология транспортных процессов) при изучении и закреплении соответствующих тем дисциплин Теория механизмов и машин, Механика, Прикладная механика.

Методическая разработка может быть рекомендована для самостоятельной работы студентам других факультетов ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ, обучающимся по инженерным направлениям подготовки (Природообустройство и водопользование, Продукты питания из растительного сырья, Продукты питания животного происхождения, Технология продукции и организация общественного питания, Стандартизация и метрология, Строительство), изучающим соответствующие разделы и темы дисциплин Механика, Прикладная механика, согласно утвержденным учебным планам и рабочим программам дисциплин.

Утверждены и рекомендованы к изданию учебно-методическим советом Инженерного института (протокол от 25 апреля 2017 г. № 9)

© ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ  
Инженерный институт, 2017

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. Оформление расчетно-графической работы	3
2. Содержание, объём и исходные данные расчетно-графической работы	5
2.1 Общие данные	5
2.2 Кинематический и динамический анализ кривошипно-ползунного механизма прессы	8
3. Пример выполнения разделов расчетно-графической работы	
3.1 Кинематический и динамический анализ механизма прессы	
3.1.1 Структурный анализ механизма	
3.1.2 Кинематический анализ механизма	15
3.1.3 Динамический анализ механизма	16
Литература	18

## ЛИТЕРАТУРА

1. *Батиенков В.Т.* Прикладная механика: учеб. пособие для вузов / В.Т. Батиенков, В.А. Волосухин, С.И. Евтушенко, В.А. Лепихова. - М.: ИЦ РИОР: ИНФРА-М, 2011. - 288 с
2. *Борисенко Л.А.* Теория механизмов, машин и манипуляторов: учеб. пособие /Л.А. Борисенко. - М.: НИЦ ИНФРА-М; Мн.: Нов. знание, 2013. - 200 с.
3. *Жуков В.А.* Механика. Основы расчёта и проектирования деталей машин: учеб. пособие / В.А. Жуков, Ю.К. Михайлов. - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2014. - 349 с.: 60x90 1/16 + ( Доп. мат. znanium.com). - (Высшее образование: Бакалавриат). (ЭБС)
4. *Тимофеев Г.А.* Теория механизмов и машин: учеб. пособие / Г.А. Тимофеев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Юрайт; ИД Юрайт, 2010.
5. *Теория механизмов и машин:* учеб. для втузов / К.В. Фролов, С.А. Попов [и др].; под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987, 1998, 2001, 2004.
6. *Артоболевский И.И.* Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М.: Наука, 1988.
7. *Левитская О.Н.* Курс теории механизмов и машин / О.Н. Левитская, Н.И. Левитский. – М.: Высш. шк., 1985.
8. *Кожевников С.Н.* Теория механизмов и машин / С.Н. Кожевников. – М., 1977.
9. *Кожевников С.Н.* Механизмы: справ. пособие / С.Н. Кожевников, Я.И. Есипенко, Я.М. Раскин; под ред. С.Н. Кожевникова.– М., 1976.
10. *Крайнев А.Ф.* Словарь-справочник по механизмам / А.Ф. Крайнев.– М., 1987.
11. *Попов С.А.* Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / С.А. Попов, Г.А. Тимофеев.– М., 1998, 2002,2004, 2008.
12. *Евдокимов Ю.И.* Теория механизмов и машин. Ч. 1: Структура, кинематика и кинетостатика механизмов: курс лекций / Новосибир. гос. аграр. ун-т; Инженер. ин-т; Ю.И. Евдокимов. – Новосибирск: Изд-во НГАУ, 2013. – 136 с.
13. *Курсовое проектирование по теории механизмов и машин в примерах:* учеб-метод. пособие / Новосибир. гос. аграр. ун-т; сост. Ю.И. Евдокимов. – Новосибирск, 2011.

## ВВЕДЕНИЕ

Для эффективной эксплуатации сложного современного оборудования, применяемого в различных технологических процессах промышленности, бакалавр-инженер должен хорошо знать основные виды и свойства отдельных механизмов, а также их взаимодействие в машине, уметь проектировать оптимальные варианты составных частей агрегатов машины в целом и выполнять прочностные расчёты отдельных элементов и деталей машины. Самостоятельное решение задач, поставленных в расчетно-графической работе по разделу Теория механизмов и машин, закрепляет теоретические знания и способствует лучшему усвоению дисциплины и использованию теории на практике.

В настоящей методической разработке предлагается выполнить кинематический и динамический анализ кривошипно-ползунного механизма прессы.

## 1 Оформление расчетно-графической работы

Расчетно-графическая работа состоит из пояснительной записки и графической части.

Графические построения по каждому разделу расчетно-графической работы выполняют с помощью чертёжных инструментов карандашом на отдельном листе чертёжной бумаги стандартного формата А3 (420x297 мм) в соответствии с требованиями ГОСТ ЕСКД, либо с использованием САПР. На каждом листе выполняют основную надпись по форме 1, представленную на рисунке 1.1.

Пояснительная записка должна быть оформлена в соответствии с ГОСТ 2.105-79 «Общие требования к текстовым документам» и должна содержать исходные данные к каждому разделу расчетно-графической работы, краткие пояснения к расчётам и построениям. Все необходимые для расчёта уравнения следует записать сначала в общем, буквенном виде, а затем записать подставляемые числовые значения и привести конечный результат с указанием размерности. На каждом листе пояснительной записки изображают рамку и основную надпись. На первой странице текста выполняется основная надпись по форме 2, и на всех остальных страницах – по форме 2а. Формы 2 и 2а представлены на рисунках 1.2 и 1.3. Пояснительную записку необходимо снабдить титульным листом по установленной форме, изображённой на рисунке 1.4, и сшить.

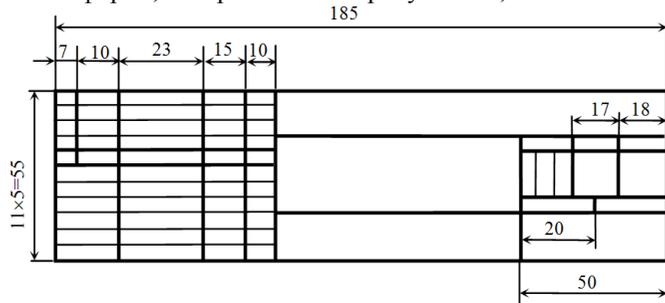


Рисунок 1.1 - Основная надпись для чертежей и схем (форма 1)

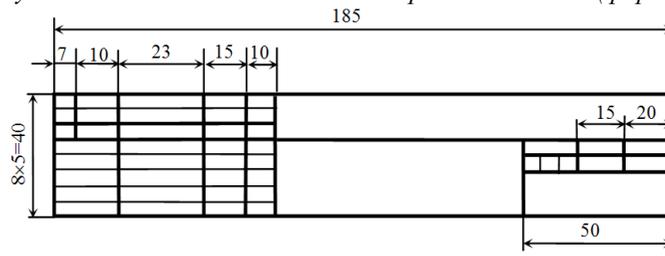


Рисунок 1.2 - Основная надпись для первого или заглавного листа текстовых конструкторских документов (форма 2)

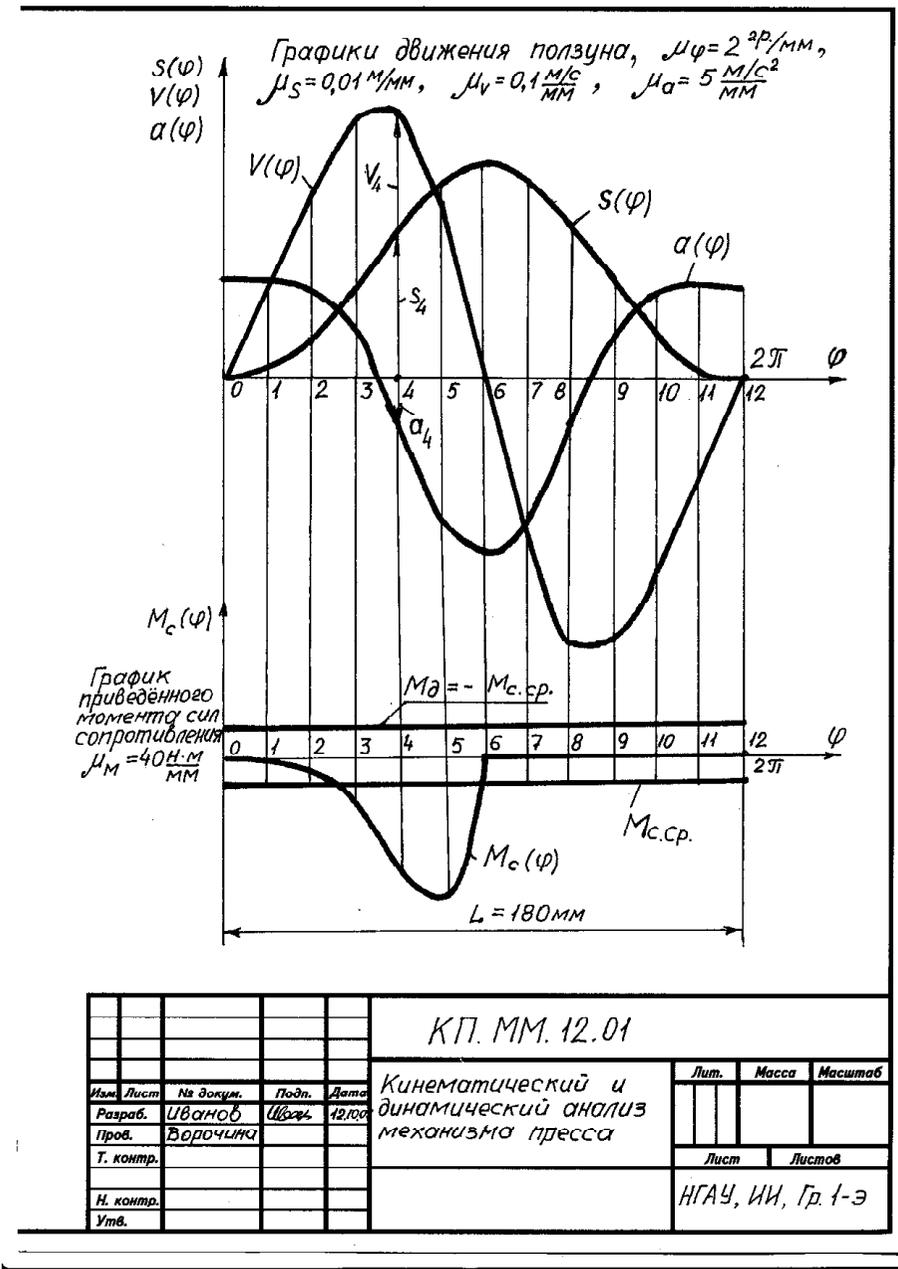


Рисунок 3.2 - Кинематический и динамический анализ механизма прессы

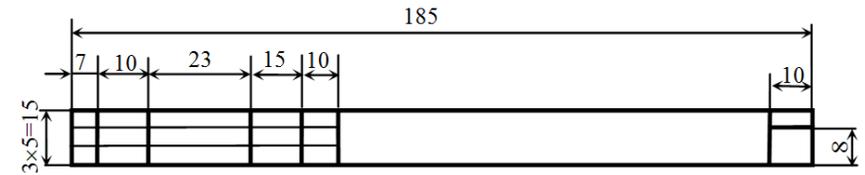
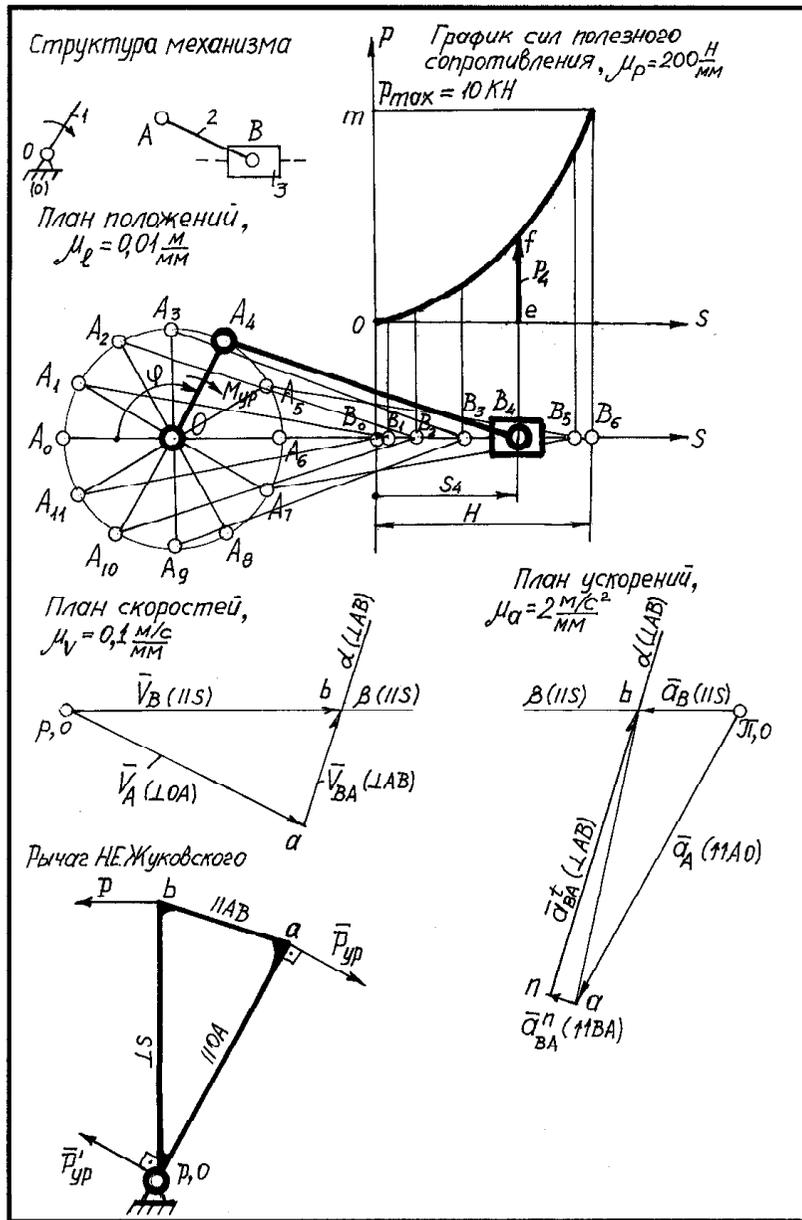


Рисунок 1.3 - Основная надпись для последующих листов текстовых конструкторских документов (форма 2а)

ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ  
 Инженерный институт  
 Кафедра теоретической и прикладной механики

**РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКАЯ РАБОТА**  
 по дисциплине Теория механизмов и машин

Тема: Привод механизма прессы  
 Пояснительная записка  
 ТММ РГР 12 00 00 ПЗ

Выполнил студент \_\_\_\_\_  
 Группа \_\_\_\_\_  
 № зачётной книжки \_\_\_\_\_  
 Проверил: \_\_\_\_\_

Число листов - \_\_\_\_\_  
 Число страниц - \_\_\_\_\_

Новосибирск 201\_

Рисунок 1.4 - Титульный лист пояснительной записки расчетно-графической работы

## 2 Исходные данные и задачи расчетно-графической работы

### 2.1 Кинематический и динамический анализ кривошипно-ползунного механизма прессы

Выбор варианта исходных данных задания на **расчетно-графическую** работу производится по последней и предпоследней цифрам условного шифра, т.е. номера зачётной книжки студента.

#### Исходные данные:

Схема кривошипно-ползунного механизма прессы и график сил полезного сопротивления, представлены на рисунке 2.1. Звенья механизма обозначены следующим образом: 1 – кривошип OA, 2 – шатун AB, 3 – ползун. Крайние положения ползуна обозначены  $B_0$  и  $B_6$ ;

Параметры кинематической схемы механизма, приведённые в табл. 1;

$P_{max}$  - максимальная сила полезного сопротивления, действующая на ползун 3 выбирается из таблицы 1;

Угловая координата  $\varphi_1$ , определяющая положение начального звена OA в расчётном положении механизма, выбирается из таблицы 3 в зависимости от предпоследней цифры шифра. Направление угловой скорости  $\omega_1$  начального звена 1 совпадает с указанным направлением роста угла  $\varphi_1$ ;

Величина силы прессования  $P$ , действующей на ползун 3, изменяется в зависимости от перемещения  $S$  ползуна и выражается формулой  $P = \kappa \cdot S^2$ , где величина  $\kappa$  находится из соотношения  $\kappa = P_{max} / H^2$ , где  $H$  – ход ползуна выбирается из таблицы 1.

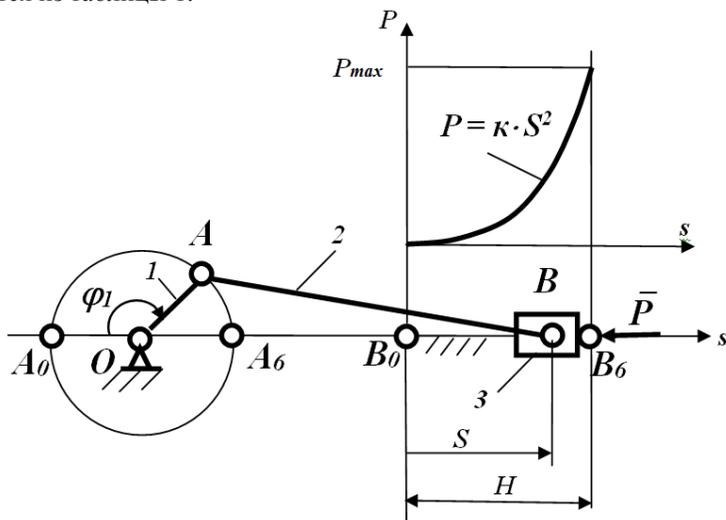


Рисунок 2.1 – Кинематическая схема кривошипно-ползунного механизма прессы и график сил полезного сопротивления

Определим для положения № 4 механизма относительную разницу  $\Delta M$  между величинами  $M_C$  и  $M_{ур}^{жк}$ .

$$\Delta M = \left| \frac{M_C - M_{ур}^{жк}}{M_C} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{1193,9 - 1206}{1193,9} \right| \cdot 100\% = 1\%.$$

Полученная относительная разница  $\Delta M$  не превышает 5%, следовательно, результаты определения уравновешивающего момента  $M_{ур}^{жк}$  можно считать удовлетворительными.

Определим среднее значение приведённого момента  $M_{C,CP}$  сил полезного сопротивления за один цикл работы механизма по формуле

$$M_{C,CP} = (\Sigma M_C) / n = (0 + 1,889 + 63,88 + 436,8 + 1193,9 + 1336,7) / 12 = 3033,169 / 12 = 252,7 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где величины  $M_C$  для каждого положения механизма берутся из таблицы 6,

$$n = 12 - \text{общее число исследуемых положений механизма.}$$

Величину момента движущих сил, приложенных к начальному звену механизма прессы, примем постоянной и равной по модулю среднему значению приведённого момента  $M_{C,CP}$  сил полезного сопротивления, т.е.

$$M_d = M_{C,CP} = 252,7 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Используя результаты вычислений  $M_C$  для 12 положений механизма, построим на рисунке 7 график приведённого момента  $M_C(\varphi)$  сил полезного сопротивления. Величину масштабного коэффициента  $\mu_M$  по оси ординат примем следующей:

$$\mu_M = 40 \text{ (Н}\cdot\text{м) / мм}.$$

Разделив значения  $M_C$  в таблице 6 на масштабный коэффициент  $\mu_M$ , получим координаты точек графика  $M_C(\varphi)$ . Графики  $M_{C,CP}(\varphi)$  и  $M_d(\varphi)$  изображаются прямыми линиями, параллельными оси абсцисс  $\varphi$ .

Определим среднюю мощность движущих сил для привода механизма прессы.

$$N_d = M_d \cdot \omega_{CP} = 252,7 \cdot 25,12 = 6347,8 \text{ Вт, или } 6,35 \text{ кВт}.$$

Частота вращения главного вала OA механизма прессы определяется формулой

$$n = 30 \cdot \omega_{CP} / \pi = 30 \cdot 25,12 / 3,14 = 240 \text{ об/мин}.$$

Таблица 1 – Варианты параметров механизма

Параметры механизма	Варианты задания (последняя цифра шифра)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$H_0$ , м	1,00	1,10	1,20	1,30	1,40	1,05	1,15	1,25	1,35	1,45
$H$ , м	$H = H_0 + N$									
$V_{cp}$ , м/с	9,50	9,00	8,50	8,00	7,50	7,00	6,50	6,00	5,50	5,00
$\lambda$	0,23	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,23	0,24	0,25	0,26
$P_{max}$ , кН	10,0	11,0	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0	17,0	18,0	19,0

В таблице 1 приняты следующие обозначения параметров механизма:

$H_0$  - базовый ход ползуна,

$H = H_0 + N$  - ход ползуна,

$V_{cp}$  - средняя скорость ползуна,

$\lambda = l_{OA} / l_{AB}$  - отношение длины кривошипа  $l_{OA}$  к длине шатуна  $l_{AB}$ ,

$P_{max}$  - максимальная сила сопротивления, действующая на ползун 3.

Таблица 2 – Варианты значений величины  $N$

Год поступления в институт	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Значения величины $N$ , м	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,10

Таблица 3 – Варианты угловой координаты  $\varphi_1$  механизма

Угловая координата	Варианты числовых значений (предпоследняя цифра шифра)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\varphi_1$ , градусов	120	135	150	30	45	60	120	135	150	135

**Необходимо выполнить следующее:**

1. Произвести структурный анализ механизма, т.е. определить число подвижных звеньев, число кинематических пар, число степеней свободы механизма. Разбить механизм на начальное звено 1 со стойкой и структурную группу;

2. Определить размеры  $l_{OA}$  и  $l_{AB}$  звеньев механизма пресса;

3. Построить в масштабе 12 планов положений механизма для 12 равноотстоящих положений кривошипа ОА. Расчётное положение механизма, соответствующее заданному углу  $\varphi_1$ , выделить утолщенной линией;

4. Определить величину средней угловой скорости  $\omega_{cp}$  кривошипа ОА;

5. Используя стандартные масштабы, построить для заданного угла  $\varphi_1$  план скоростей и план ускорений механизма. Определить для расчётного

2. Определим уравнивающий момент сил, действующий на начальное звено ОА механизма методом рычага Н.Е. Жуковского.

Изобразим на рисунке 3.2 рычаг Жуковского, представляющий собой жесткую ферму, имеющую вид повернутого на  $90^\circ$  (в любую сторону) плана скоростей механизма и закрепленного в полюсе. Масштаб построений может быть принят произвольным.

Уравнивающий момент  $M_{yp}$ , действующий на начальное звено 1, заменим парой сил  $\vec{P}_{yp}$  и  $\vec{P}'_{yp}$ , приложив их в точках А и О и направив перпендикулярно ОА.

В соответствующие точки рычага Жуковского перенесём, сохраняя их направления силу полезного сопротивления  $\vec{P}$  и заменяющие силы  $\vec{P}_{yp}$  и  $\vec{P}'_{yp}$ . Силу  $\vec{P}$  перенесём в точку  $b$  а силы  $\vec{P}_{yp}$  и  $\vec{P}'_{yp}$  перенесём, соответственно, в точки  $a$  и  $p$  рычага Жуковского.

Составим уравнение равновесия рычага Жуковского в форме суммы моментов сил относительно полюса  $p$ .

$$\sum M_p = P \cdot pb - P_{yp} \cdot pa = 0,$$

$$\text{откуда } P_{yp} = P \cdot pb / pa = 4733,4 \cdot 64 / 62,8 = 4824 \text{ Н,}$$

где  $pb$  и  $pa$  – длины отрезков, изображающих на рычаге Жуковского плечи сил относительно полюса, мм.

Величина  $P_{yp}$  получилась здесь положительной, следовательно, предварительно выбранное направление этой силы оказалось верным. В противном случае пришлось бы изменить направление  $\vec{P}_{yp}$  на противоположное.

Определим величину уравнивающего момента.

$$M_{yp}^{nc} = P_{yp} \cdot l_{OA} = 4824 \cdot 0,25 = 1206 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

3. Определим приведённый момент  $M_C$  сил полезного сопротивления механизма из условия равенства мгновенных мощностей приведённого момента  $M_C$  и приводимой силы  $P$  полезного сопротивления.

Мощность приведённого момента  $M_C$  определяется формулой

$$N_M = M_C \cdot \omega_{CP}.$$

Мгновенная мощность приводимой силы  $P$  определяется формулой

$$N_P = P \cdot V_B.$$

Приравняв правые части этих уравнений получим

$$M_C \cdot \omega_{CP} = P \cdot V_B.$$

$$\text{откуда } M_C = P \cdot V_B / \omega_{CP},$$

где  $P$  - величина силы,  $V_B$  – скорость точки  $B$  (из таблицы 6),  $\omega_{CP} = 25,12$  рад/с – средняя угловая скорость начального звена ОА механизма.

Используя результаты вычислений  $P$  и  $V_B$  в таблице 6 определим для всех рассматриваемых положений механизма приведённый момент  $M_C$  сил сопротивления. Результаты вычислений  $M_C$  внесём в последнюю колонку таблицы 6.

положения механизма величины перемещения  $S$ , скорости  $V$  и ускорения  $a$  ползуна 3;

6. Построить диаграмму сил полезного сопротивления, действующих на ползун. Найти силу давления, действующую на ползун для каждого из 12 положений механизма, включая положение, соответствующее заданному углу  $\varphi_i$ ;

7. Для расчётного положения механизма построить рычаг Жуковского и определить уравновешивающую силу и уравновешивающий момент, приложенный к кривошипу ОА;

8. Используя аналитический метод, определить для каждого из 12 положений механизма перемещение  $S$ , скорость  $V$  и ускорение  $a$  точки В ползуна 3. Построить графики перемещения  $S(\varphi_i)$ , скорости  $V(\varphi_i)$  и ускорения  $a(\varphi_i)$  ползуна в зависимости от угла поворота кривошипа  $\varphi_i$ ;

9. Сравнить между собой результаты определения перемещения  $S$ , скорости  $V$  и ускорения  $a$  точки В ползуна 3, найденные для расчётного положения механизма аналитическим и графическим методами.

10. Для каждого из 12 положений механизма определить приведённый момент сил, действующих на механизм, приложенный к начальному звену ОА. Построить график приведённого момента сил сопротивления в зависимости от угла поворота кривошипа  $\varphi_i$ ;

11. Определить среднее значение приведённого момента сил сопротивления внутри одного цикла работы механизма;

12. Определить момент движущих сил из условия равенства его по величине среднему значению приведённого момента сил сопротивления. Построить графики среднего приведённого момента сил сопротивления и момента движущих сил в зависимости от угла поворота кривошипа  $\varphi_i$ .

### 3 Пример выполнения разделов расчетно-графической работы

#### 3.1 Кинематический и динамический анализ механизма прессы

##### Исходные данные:

Структурная схема механизма прессы, изображённая на рисунке 3.1,

$H = 0,5$  м - ход ползуна,

$V_{cp} = 4$  м/с - средняя скорость ползуна,

$\lambda = l_{OA} / l_{AB} = 0,33$  - отношение длины кривошипа  $l_{OA}$  к длине шатуна

$l_{AB}$ ,

$P_{max} = 10$  кН – максимальная сила полезного сопротивления, действующая на ползун 3,

Величина силы  $P$  зависит от перемещения ползуна и выражается формулой  $P = \kappa \cdot S^2$ ,

где  $\kappa = P_{max} / H^2$  - коэффициент силы,  $S$  – перемещение ползуна.

$\varphi_i = 120^\circ$  - угол, определяющий положение начального звена ОА механизма в расчётном положении.

#### 3.1.3 Динамический анализ механизма

1. Построим на рисунке 3.2 график  $P(s)$  сил полезного сопротивления, действующих на ползун 3 механизма прессы. Оси координат  $s$  и  $P$  расположим рядом с планами положений механизма, как это показано на рисунке 3.2.

Определим величину коэффициента  $\kappa$  силы.

$$\kappa = P_{max} / H^2 = 10\,000 / 0,5^2 = 40\,000 \text{ Н/м}^2.$$

Учитывая, что величина максимальной силы  $P_{max}$  равна 10 000 Н, примем длину отрезка  $om$ , соответствующего  $P_{max}$  на графике  $P(s)$  равной 50 мм.

Определим масштабный коэффициент  $\mu_p$ .

$$\mu_p = P_{max} / om = 10\,000 / 50 = 200 \text{ Н/мм}.$$

Определим величину силы  $P$  для каждого положения механизма по формуле

$$P = \kappa \cdot S^2,$$

где  $S$  – перемещение ползуна в соответствующем положении механизма (см. таблицу 4).

Сила полезного сопротивления  $P$  действует на ползун 3 только во время рабочего хода. В остальных положениях механизма её величина равна нулю.

Результаты вычислений силы  $P$  а также значения перемещения и скорости точки В для положений механизма от 0 до 6 внесём в таблицу 6.

Таблица 6 – Кинематические и динамические параметры механизма прессы

№	$\varphi$ , градусов	$S$ , м	$P$ , Н	$V$ , м/с	$M_C$ , Н·м
0	0	0	0	0	0
1	30	0,023	21,16	2,243	1,889
2	60	0,094	353,4	4,541	63,88
3	90	0,209	1747,2	6,280	436,8
4	120	0,344	4733,4	6,336	1193,9
5	150	0,456	8317,4	4,037	1336,7
6	180	0,500	10000	0	0
7	210	-	0	-	0
8	240	-	0	-	0
9	270	-	0	-	0
10	300	-	0	-	0
11	330	-	0	-	0

Разделив каждое значение силы  $P$  в таблице 6 на масштабный коэффициент  $\mu_p$  получим длины отрезков, изображающих силу  $P$  на графике. Например, для положения № 4 механизма длина отрезка  $ef$  соответствующего силе  $P_4$  на графике  $P(s)$  будет следующей.

$$ef = P_4 / \mu_p = 4733,4 / 200 = 23,7 \text{ мм}.$$

5. Сравним результаты определения перемещения  $S$ , скорости  $V$  и ускорения  $a$  точки В для положения № 4 механизма, полученные двумя методами.

Относительная разница вычислений  $\Delta$  определяется по формуле

$$\Delta = \left| \frac{P_{АН} - P_{ГР}}{P_{АН}} \right| \cdot 100\%,$$

где  $P_{АН}$  - величина параметра, найденного аналитическим методом,  
 $P_{ГР}$  - величина параметра, найденного графическим методом.

Результаты вычислений относительной разницы  $\Delta$  кинематических параметров для положения № 4 механизма представлены в таблице 5.

6. Используя полученные в таблице 4 результаты вычислений, построим на чертеже графики движения ползуна механизма.

Изобразим на рисунке 3.2 прямоугольную систему координат. По оси абсцисс будем откладывать угол  $\varphi$ , а по оси ординат - перемещение  $S(\varphi)$ , скорость  $V(\varphi)$  и ускорение  $a(\varphi)$  точки В механизма. Длину абсциссы  $L$ , соответствующую одному обороту кривошипа ОА примем равной 180 мм. Тогда масштабный коэффициент  $\mu_\varphi$  по оси абсцисс будет следующим.

Таблица 5 - Кинематические параметры для положения № 4 механизма

Кинематический параметр	Графический метод	Аналитический метод	$\Delta$ , % - относительная разница
$S$ , м	0,34	0,344	1,16
$V$ , м/с	6,4	6,336	1,00
$a$ , м/с <sup>2</sup>	50	52,847	5,38

Как видно из таблицы 5, погрешность графического определения некоторых кинематических параметров достигает более 5 %, что не является удовлетворительным при проектировании механизмов.

$$\mu_\varphi = 360^\circ / L = 360 / 180 = 2 \text{ гр./мм.}$$

Разобьём ось  $\varphi$  на 12 равных частей и отметим на ней точки 0, 1, 2...12, соответствующие текущим значениям угла  $\varphi$  для 12 положений механизма.

Масштабные коэффициенты  $\mu_S$ ,  $\mu_V$  и  $\mu_a$  по оси ординат примем следующими:

$$\mu_S = 0,01 \text{ м/мм}, \quad \mu_V = 0,1 \text{ (м/с)/мм}, \quad \mu_a = 5 \text{ (м/с}^2\text{)/мм.}$$

Разделив величины параметров из таблицы 4 на соответствующий масштабный коэффициент, построим графики перемещения  $S(\varphi)$ , скорости  $V(\varphi)$  и ускорения  $a(\varphi)$  точки В механизма прессы.

### 3.1.1 Структурный анализ механизма

Число подвижных звеньев механизма  $n = 3$ . Это - кривошип 1, шатун 2 и ползун 3.

Число одноподвижных кинематических пар в механизме  $p_1 = 4$ . Это кинематические пары, образованные звеньями 0 - 1, 1 - 2, 2 - 3 и 3 - 0. Число двухподвижных кинематических пар  $p_2 = 0$ .

Определим число степеней свободы механизма по формуле Чебышева:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_1 - p_2 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

Механизм прессы состоит из начального звена 1, образующего вращательную кинематическую пару со стойкой и структурной группы, содержащей звенья 2 и 3.

### 3.1.2 Кинематический анализ механизма

1. Определим длину кривошипа ОА.

$$l_{OA} = H/2 = 0,5 / 2 = 0,25 \text{ м.}$$

Определим длину шатуна АВ.

$$l_{AB} = l_{OA} / \lambda = 0,25 / 0,33 = 0,75 \text{ м.}$$

Для построения планов положений механизма примем масштабный коэффициент  $\mu = l_{OA} / OA = 0,25 / 25 = 0,01 \text{ м/мм}$ ,

где ОА = 25 мм – принятая длина отрезка, изображающего на чертеже кривошип ОА. (Длину отрезка ОА рекомендуется выбирать так, чтобы масштабный коэффициент  $\mu$  был равен стандартному значению).

Определим длину отрезка, изображающего на чертеже шатун АВ.

$$AB = l_{AB} / \mu = 0,75 / 0,01 = 75 \text{ мм.}$$

Проведём на рисунке 3.2 окружность радиусом ОА = 25 мм с центром в произвольно выбранной точке О. Разделим эту окружность на 12 равных частей и обозначим через  $A_0, A_1, A_2 \dots A_{11}$  положения точки А для различных положений начального звена. Построим с помощью циркуля методом засечек 12 положений точки В, обозначив их через  $B_0, B_1, B_2 \dots B_{11}$ . Соответствующие точки А и В соединим между собой прямыми линиями. Полученная картина называется планами положений механизма. Выделим утолщенной линией положение звеньев, соответствующее заданному углу  $\varphi_1 = 120^\circ$ . Отметим на плане положений ход  $H$  ползуна и перемещение  $S_4$  точки В для заданного расчётного положения механизма.

Определим величину перемещения точки В в положении № 4 механизма.

$$S_4 = B_0B_4 \cdot \mu = 34 \cdot 0,01 = 0,34 \text{ м,}$$

где  $B_0B_4$  – длина отрезка на плане положений механизма, мм.

Определим время одного оборота кривошипа ОА.

$$t_{106} = 2 \cdot H / V_{cp} = 2 \cdot 0,5 / 4 = 0,25 \text{ с.}$$

Определим среднюю угловую скорость кривошипа ОА.

$$\omega_{cp} = 2\pi / t_{106} = 2 \cdot 3,14 / 0,25 = 25,12 \text{ рад/с.}$$

2. Определим скорость точки А.

$$V_A = l_{OA} \cdot \omega_p = 0,25 \cdot 25,12 = 6,28 \text{ м/с.}$$

Примем длину вектора  $pa$ , изображающего на чертеже скорость точки А, равной 62,8 мм. Тогда масштабный коэффициент для построения плана скоростей будет следующим:

$$\mu_V = V_A / pa = 6,28 / 62,8 = 0,1 \text{ (м/с) / мм.}$$

Построим план скоростей механизма для положения № 4, соответствующего углу  $\varphi_1 = 120^\circ$ .

Изобразим на чертеже вектор  $\overline{pa}$ , направленный перпендикулярно отрезку ОА, учитывая направление вращения звена 1. Точка  $p$  является полюсом плана скоростей. Поместим в полюс  $p$  точку  $o$ , соответствующую неподвижной точке О механизма.

Для нахождения скорости точки В составим векторное уравнение:

$$\overline{V}_B = \overline{V}_A + \overline{V}_{BA},$$

где  $\overline{V}_A$  – скорость точки А в поступательном движении звена 2 (направлена перпендикулярно ОА с учётом направления вращения звена 1),

$V_{BA}$  – скорость точки В при относительном вращении звена 2 вокруг точки А (направлена перпендикулярно АВ).

Решим это векторное уравнение графически, выполнив на чертеже следующие построения. Проведём через точку  $a$  прямую линию  $\alpha$  перпендикулярную АВ и через полюс  $p$  – прямую  $\beta$  параллельную оси  $s$ . Точка пересечения  $b$  прямых  $\alpha$  и  $\beta$  даст конец вектора  $\overline{pb}$ , изображающего скорость  $\overline{V}_B$ .

Определим скорости точек механизма по величине:

$$V_B = pb \cdot \mu_V = 64 \cdot 0,1 = 6,4 \text{ м/с,}$$

$$V_{BA} = ba \cdot \mu_V = 29 \cdot 0,1 = 2,9 \text{ м/с,}$$

где  $pb$  и  $ba$  – длины отрезков измеренные на плане скоростей, мм.

3. Определим ускорение точки А. Так как по условию  $\omega_1 = const$ , то

$$a_A = a_A^n = l_{OA} \cdot \omega_1^2 = 0,25 \cdot 25,12^2 = 157,8 \text{ м/с}^2.$$

Примем длину вектора  $\overline{pa}$ , изображающего на чертеже ускорение точки А, равной 78,9 мм. Тогда масштабный коэффициент для построения плана ускорений будет следующим.

$$\mu_a = a_A / pa = 157,8 / 78,9 = 2 \text{ (м/с}^2\text{) / мм.}$$

Изобразим на чертеже вектор  $\overline{pa}$ , направленный параллельно ОА (при этом учитывая, что вектор  $\overline{a}_A$  направлен от точки А к точке О). В полюс  $\pi$  плана ускорений поместим точку  $o$ , соответствующую неподвижной точке О механизма

Для нахождения ускорения точки В составим векторное уравнение:

$$\overline{a}_B = \overline{a}_A + \overline{a}_{BA}^n + \overline{a}_{BA}^t,$$

где  $\overline{a}_A$  – ускорение точки А;

$\overline{a}_{BA}^n$  и  $\overline{a}_{BA}^t$  – нормальное и касательное ускорения точки В при вращении звена 2 вокруг точки А. Вектор  $\overline{a}_{BA}^n$  направлен от точки В к точке

А, вектор  $\overline{a}_{BA}^t$  направлен перпендикулярно АВ.

Определим нормальное ускорение  $\overline{a}_{BA}^n$  по величине:

$$a_{BA}^n = V_{BA}^2 / l_{AB} = 2,9^2 / 0,75 = 11,21 \text{ м/с}^2.$$

Определим длину вектора  $\overline{an}$ , изображающего на плане ускорений  $\overline{a}_{BA}^n$ :

$$an = a_{BA}^n / \mu_a = 11,21 / 2 = 5,6 \text{ мм.}$$

Векторное уравнение, связывающее ускорения точек А и В, решим графически. На плане ускорений поместим в точку  $a$  начало вектора  $\overline{an}$ , изображающего ускорение  $\overline{a}_{BA}^n$  ( $\uparrow\uparrow$  ВА). Через точку  $n$  проведём перпендикулярно АВ прямую линию  $\alpha$ , по которой будет проходить вектор  $\overline{a}_{BA}^t$ . Через полюс  $\pi$  проведём параллельно оси  $s$  прямую линию  $\beta$ . Точка пересечения прямых  $\alpha$  и  $\beta$  даст точку  $b$ , которая является концом вектора  $\overline{pb}$ , изображающего ускорение  $\overline{a}_B$  точки В.

Определим ускорение точки В по величине:

$$a_B = pb \cdot \mu_a = 25 \cdot 2 = 50 \text{ м/с}^2,$$

где  $pb$  – длина отрезка на плане ускорений механизма, мм.

4. Выполним аналитическое определение перемещения  $S$ , скорости  $V$  и ускорения  $a$  точки В механизма по формулам:

$$S = l_{OA}(1 - \cos\varphi - \frac{\lambda}{2} \sin^2\varphi),$$

$$V = l_{OA} \cdot \omega(\sin\varphi - \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi),$$

$$a = l_{OA} \cdot \omega^2(\cos\varphi - \lambda \cdot \cos 2\varphi).$$

Меняя значения угла  $\varphi$  на интервале от  $0^\circ$  до  $360^\circ$  с шагом  $30^\circ$ , получим кинематические параметры для 12 положений механизма. Результаты вычислений внесём в таблицу 4.

Таблица 4 - Результаты вычислений кинематических параметров механизма

№	$\varphi$ , градусов	$S$ , м	$V$ , м/с	$a$ , м/с <sup>2</sup>
0	0	0	0	105,695
1	30	0,023	2,243	110,589
2	60	0,094	4,541	104,906
3	90	0,209	6,280	52,059
<b>4</b>	<b>120</b>	<b>0,344</b>	<b>6,336</b>	<b>- 52,847</b>
5	150	0,456	4,037	- 162,648
6	180	0,500	0	- 209,812
7	210	0,456	- 4,037	- 162,648
8	240	0,344	- 6,336	- 52,847
9	270	0,209	- 6,280	52,059
10	300	0,094	- 4,541	104,906
11	330	0,023	- 2,243	110,589