



Составитель: *Пшенов Евгений Александрович*

## ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

задания и методические указания  
к расчетно-графической работе

Редактор  
Компьютерная вёрстка

Н.К. Крупина  
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 №

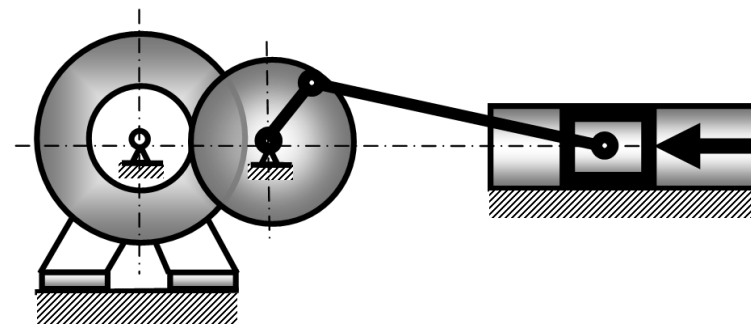
Отпечатано в мини-типографии Инженерного института  
630039, Новосибирск, ул. Никитина 147

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, объем 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	15
3.1.2 Кинематический анализ механизма	16
3.1.3 Динамический анализ механизма	18
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 / Новосиб. 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 / Новосиб. 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.

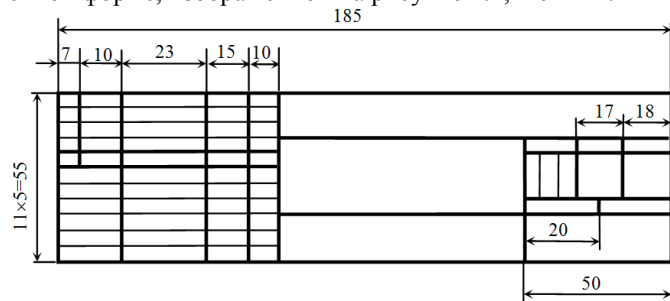


Рисунок 1.1 - Основная надпись для чертежей и схем (форма 1)

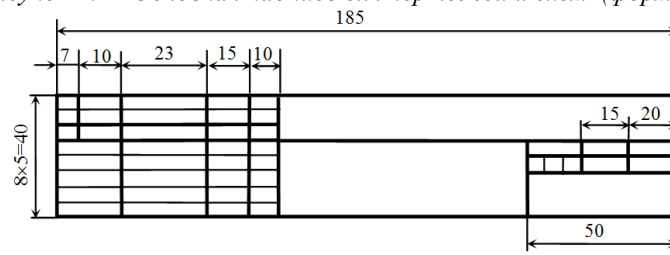


Рисунок 1.2 - Основная надпись для первого или заглавного листа текстовых конструкторских документов (форма 2)

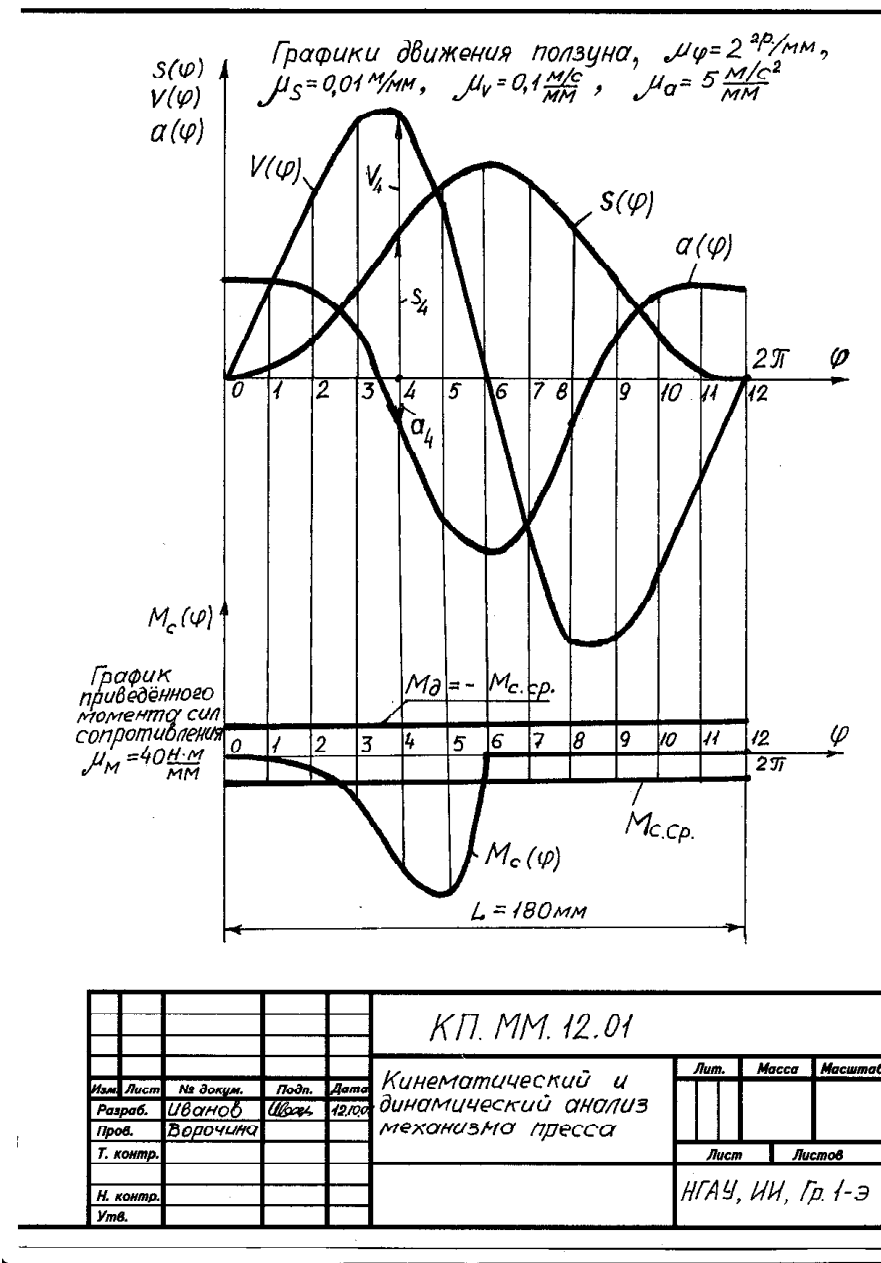


Рисунок 3.2 - Кинематический и динамический анализ механизма прессы

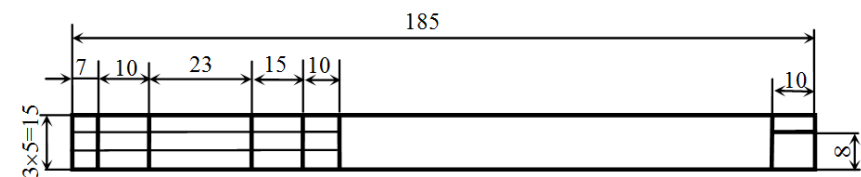
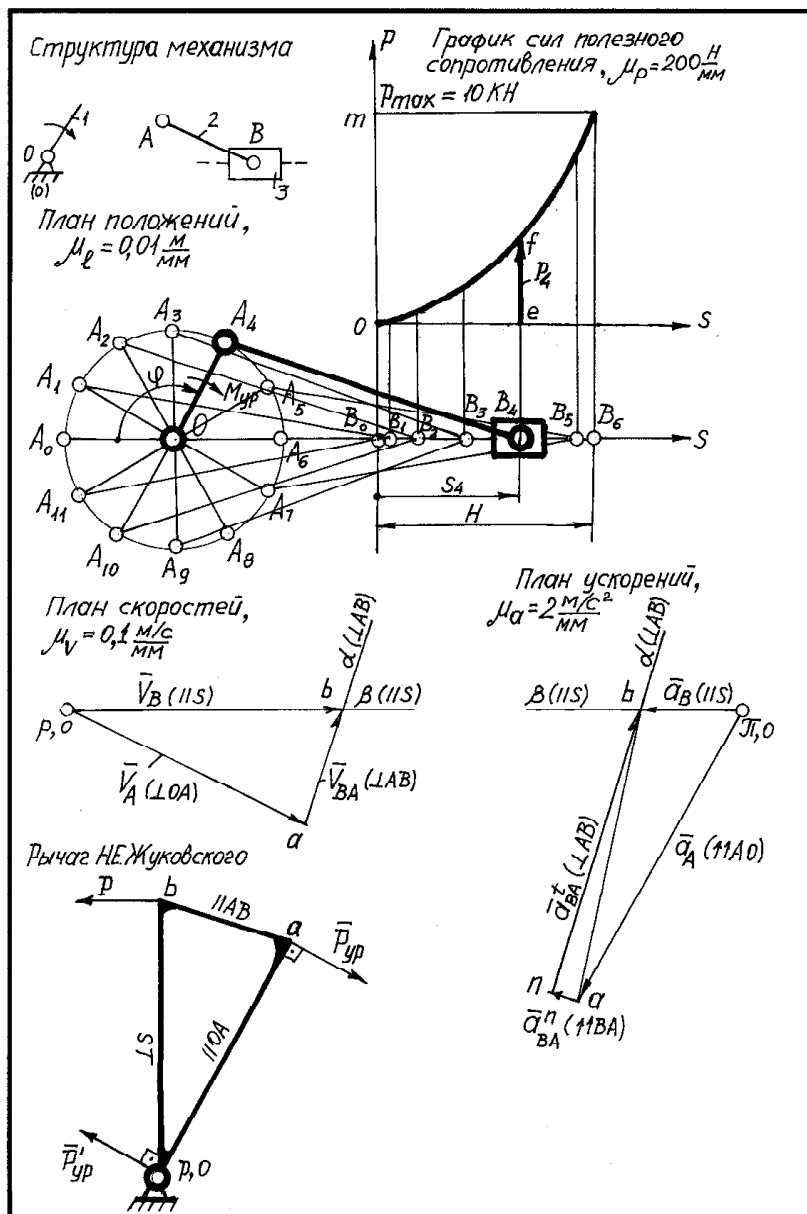


Рисунок 1.3 - Основная надпись для последующих листов текстовых конструкторских документов (форма 2а)

ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ  
Инженерный институт  
Кафедра теоретической и прикладной механики

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

Тема: Привод механизма пресса  
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 ОА, 2 – шатун АВ, 3 – ползун. Крайние положения ползуна обозначены В<sub>0</sub> и В<sub>6</sub>;

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 ОА 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.

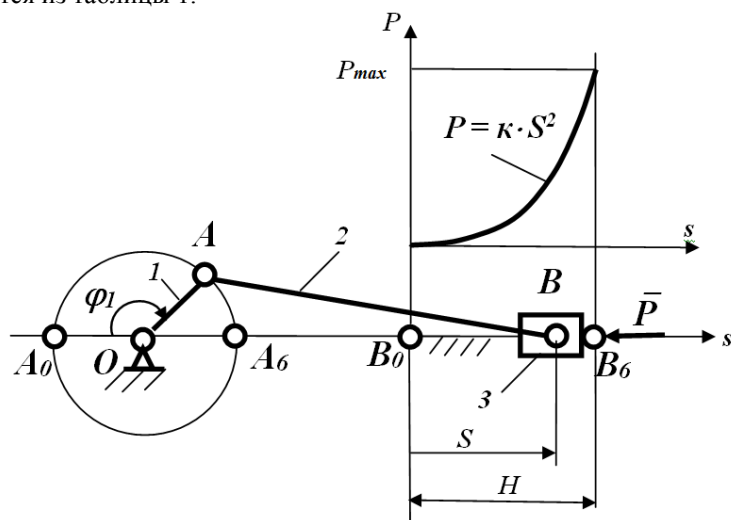


Рисунок 2.1 – Кинематическая схема кривошипно-ползунного механизма прессы и график сил полезного сопротивления

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

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

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

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

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

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

$n = 12$  – 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  $M_{Ccp}$  сил полезного сопротивления, т.е.

$$M_d = M_{Ccp} = 252,7 \text{ Н·м}.$$

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:

$$\mu_M = 40 \text{ (Н·м) / мм}.$$

Разделив значения  $M_C$  в таблице 6 на масштабный коэффициент  $\mu_M$ , получим координаты точек графика  $M_C(\varphi)$ . Графики  $M_{Ccp}(\varphi)$  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 ОА механизма прессы определяется формулой

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

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.

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

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.

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  $\phi_1$  механизма

Угловая координата	Варианты числовых значений (предпоследняя цифра шифра)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\phi_1$ , 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  $\phi_1$ , выделить утолщенной линией;

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

5. Используя стандартные масштабы, построить для заданного угла  $\phi_1$  план скоростей и план ускорений механизма. Определить для расчётного

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 уравнивающую силу и уравнивающий 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 пресса

##### Исходные данные:

Структурная схема механизма пресса, 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 пресса. 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 пресса

№	$\varphi$ , 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 пресса.

### 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 пресса 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  $A_0$ ,  $A_1$ ,  $A_2$  ...  $A_{11}$  положения точки А для различных положений начального звена. Построим с помощью циркуля методом засечек 12 положений точки В, обозначив их через  $B_0$ ,  $B_1$ ,  $B_2$  ...  $B_{11}$ . 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.

$$t_{1об} = 2 \cdot H / V_{cp} = 2 \cdot 0,5 / 4 = 0,25 \text{ с.}$$

Определим среднюю угловую скорость кривошипа ОА.

$$\omega_{cp} = 2\pi / t_{1об} = 2 \cdot 3,14 / 0,25 = 25,12 \text{ рад/с.}$$

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  $\overrightarrow{pa}$ , 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  $\overrightarrow{pa}$ , 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:

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

где  $\overrightarrow{V}_A$  – 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  $\overrightarrow{pb}$ , изображающего скорость  $\overrightarrow{V}_B$ .

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  $\omega_1 = \text{const}$ , 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  $\overrightarrow{pa}$ , 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  $\overrightarrow{pa}$ , направленный параллельно ОА (при этом учитывая, что вектор  $\overrightarrow{a}_A$  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:

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

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

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

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

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

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

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

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

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