

Федеральное агентство по образованию Российской Федерации

**Филиал «СЕВМАШВТУЗ» государственного образовательного
учреждения высшего профессионального образования «Санкт-
Петербургский морской технический университет» в г. Северодвинске**

Д.В. Кузьмин

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Методическое пособие к выполнению расчетно-графических работ

Северодвинск

2009

УДК 621.01 (075.8)

Кузьмин Д.В. Теория механизмов и машин: методическое пособие к выполнению расчетно-графических работ. – Северодвинск: Севмашвтуз, 2009. – 32 с.

Рецензенты: Зав. каф. «Робототехнические системы, машины и оборудование лесного комплекса» Архангельского государственного технического университета,
к.т.н., доцент Б.К. Микитюк;

Зав.каф.«Проектирование подъемно-транспортного и технологического оборудования» Севмашвтуза,
к.т.н., доцент А.В. Руденко

Методическое пособие к выполнению расчетно-графических работ по дисциплине «Теория механизмов и машин» состоит из следующих разделов: «Описание механизма по кинематической схеме», «Структурный анализ», «Кинематический анализ», «Силовой анализ», «Указания к оформлению и защите расчетно-графических работ». Целью методического пособия является оказание помощи студентам в выполнении и подготовке к защите контрольных работ по дисциплине «Теория механизмов и машин». Методическое пособие предназначено для студентов заочной формы обучения, программа профессиональной подготовки которых предусматривает изучение дисциплины «Теория механизмов и машин»

Ил. 17. Табл. 3. Библиогр. 2 назв.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Севмашвтуза

ISBN

© Севмашвтуз, 2009 г.

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1. ОПИСАНИЕ РАБОТЫ МЕХАНИЗМА ПО КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЕ.....	5
2. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ.....	6
2.1.Задача структурного анализа механизма.....	6
2.2.Пример выполнения структурного анализа механизма.....	6
3. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ.....	8
3.1.Задача кинематического анализа механизма.....	8
3.2.Определение функции положения и кинематических характеристик выходного звена механизма.....	9
3.3.Построение планов скоростей и ускорений.....	13
4. СИЛОВОЙ АНАЛИЗ.....	16
4.1.Задача силового анализа механизма.....	16
4.2.Определение неизвестных сил методом векторных планов.....	21
4.3.Определение движущего момента методом Жуковского.....	23
5. УКАЗАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ И ЗАЩИТЕ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ.....	23
5.1.Оформление расчетно-пояснительной записки.....	23
5.2.Оформление графической части.....	24
5.3.Защита проекта.....	25
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	32

ВВЕДЕНИЕ

Теория механизмов и машин является одной из основных дисциплин в системе подготовки инженеров, способных не только правильно эксплуатировать имеющиеся в наличии машины и технологическое оборудование, но и создавать новые машины, отвечающие всему комплексу требований, обусловленных их целевым назначением.

Настоящее методическое пособие к выполнению расчетно-графических работ по дисциплине «Теория механизмов и машин» предназначено для студентов заочной формы обучения, программы профессиональной подготовки которых предусматривают изучение данной дисциплины. Цель методического пособия состоит в том, чтобы, с одной стороны, максимально упростить понимание задач, предусмотренных типовыми заданиями на расчетно-графические работы; с другой стороны, оказать помощь студенту в его самостоятельной работе по решению задач и оформлению полученных результатов. Объектом исследования в заданиях на расчетно-графические работы являются плоские шестизвенные рычажные механизмы, которые применяются как исполнительные в составе действующего технологического оборудования. В процессе выполнения расчетно-графических работ студентам предлагается выполнить описание механизма по кинематической схеме, а также его структурный, кинематический и силовой анализ. Самостоятельное выполнение этих инженерных задач позволит будущему специалисту не только усвоить теоретические основы изучаемой дисциплины, но и выработать навыки применения методов анализа механизмов в соответствии с основным принципом проектирования машин – последовательностью.

В методическом пособии подробно рассмотрен пример выполнения типового задания, даны методические указания к выполнению, оформлению и защите расчетно-графических работ, приведены темы и варианты заданий. Темы и варианты заданий на расчетно-графические работы разработаны на основе учебных заданий по теории механизмов, опубликованных в [1]. Бланки заданий на расчетно-графические работы приведены в разделе «Указания к оформлению и защите расчетно-графических работ», стр. 27 – 31. Разделы методического пособия отражают последовательность выполнения учебных заданий. Необходимые для успешного выполнения расчетно-графических работ теоретические сведения содержатся в [1, 2], поэтому в работе над выполнением учебных заданий рекомендуется использовать данное методическое пособие совместно с указанными литературными источниками.

1. ОПИСАНИЕ МЕХАНИЗМА ПО КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЕ

Проектирование механизма начинается с разработки его структурной схемы. Структурная схема дает представление о составе и структуре механизма (его звеньях и кинематических парах), на ней также указываются направления движений входных и выходных звеньев. Звенья на схеме нумеруются арабскими цифрами, причем стойка всегда обозначается цифрой «0». Разработка кинематической схемы механизма осуществляется на основе его структурной схемы. Кинематическая схема является более информативной: она, в отличие от структурной схемы, содержит сведения об основных геометрических размерах звеньев. Описание механизма в совокупности с его кинематической схемой дает полное представление о назначении, устройстве, принципе действия и характере движений, совершаемых звеньями механизма. Кинематическая схема и описание механизма, выполненное на ее основе, являются составной частью технической документации, прилагаемой к готовому изделию (механизму или машине), или документации, оформляемой с целью получения патента на изобретение. Описание механизма по кинематической схеме выполняется с использованием принятых в механике наименований звеньев, кинематических пар и движений; оно должно быть исчерпывающим, но, в то же время, ясным и кратким.

В качестве примера, дадим описание исполнительного механизма строгального станка, кинематическая схема которого изображена на рис.1.

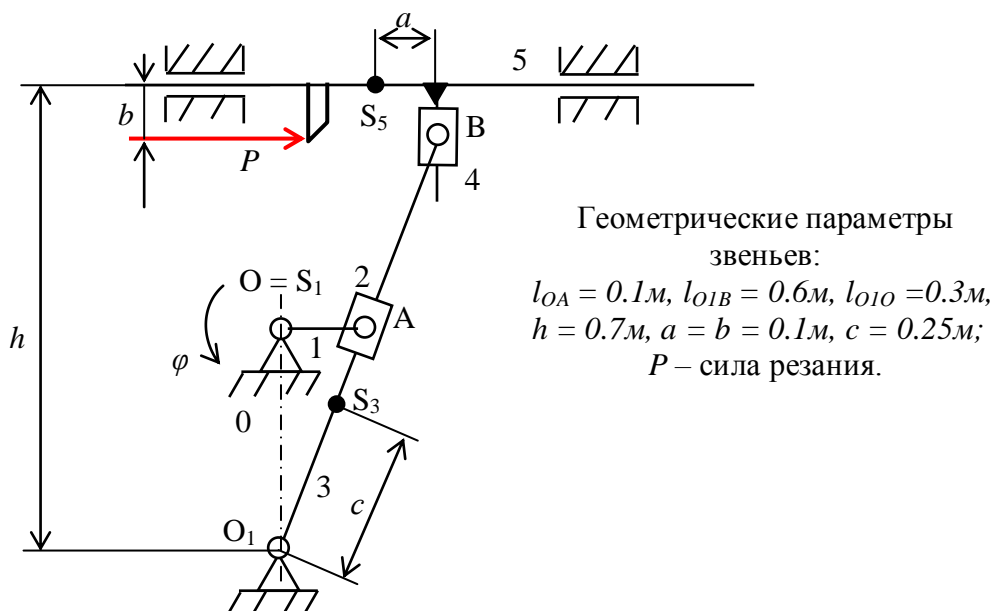


Рис. 1

В состав исполнительного механизма строгального станка входят шесть звеньев: стойка 0, кривошип 1, ползушки 2 и 4, кулиса 3, суппорт 5. Входным звеном является кривошип 1, выходным – суппорт 5. Механическая энергия от привода станка сообщается кривошипу 1, который вращается относительно

стойки 0. Движение от кривошипа 1 через ползушку 2 передается кулисе 3, которая движется возвратно-качательно относительно неподвижной оси O_1 . Движение кулисы 3 через ползушку 4 сообщается суппорту 5, который движется возвратно-поступательно: справа налево – рабочий ход, в обратную сторону – холостой ход. Ползушка 2 совершает сложное движение: переносное вращательное – вместе с кулисой 3 и относительное поступательное – вдоль кулисы 3. Ползушка 4 совершает сложное движение: переносное поступательное вместе с суппортом 5 в горизонтальном направлении и относительное поступательное по суппорту 5 в вертикальном направлении. На резец, установленный на суппорте 5, во время рабочего хода суппорта действует сила резания P со стороны обрабатываемой на станке заготовки.

2. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ

2.1. Задача структурного анализа механизма

Анализ сложного объекта состоит в том, чтобы выявить свойства и особенности строения объекта путем его расчленения на более простые составляющие. Под синтезом, наоборот, подразумевается создание сложного объекта, обладающего заданными характеристиками, из некоторого числа элементов с заранее известными свойствами. В теории механизмов решаются задачи структурного, кинематического, динамического (силового), точностного анализа и синтеза механизмов. Дадим постановку задачи структурного анализа механизма. Пусть имеется в наличии механизм или его кинематическая схема; требуется выявить структурные особенности данного механизма. В процессе решения задачи структурного анализа механизма выполняется следующее:

- определяется число звеньев механизма;
- определяется число кинематических пар, дается их классификация;
- дается классификация механизма;
- определяется число степеней свободы механизма;
- выявляются избыточные связи и местные степени свободы;
- механизм разбивается на группы звеньев в соответствии с принципом Ассура.

Полученная в результате анализа информация о структурных особенностях механизма используется на последующих этапах анализа (кинематический, силовой, точностный анализ) и при решении задач структурного синтеза механизмов.

2.2. Пример выполнения структурного анализа механизма

Рассмотрим исполнительный механизм строгального станка, изображенный на рис. 1.

Данный механизм состоит из шести звеньев: стойка 0, кривошип 1, ползушки 2 и 4, кулиса 3, суппорт 5 с установленным на нем резцом. Звенья механизма образуют семь кинематических пар: 0 – 1, 1 – 2, 0 – 3, 3 – 4 – вращательные, одноподвижные, пятого класса; 2 – 3, 4 – 5 – поступательные, одноподвижные, пятого класса; 5 – 0 – цилиндрическая, двухподвижная, четвертого класса. Указанные кинематические пары – низшие; следовательно, рассматриваемый механизм является рычажным. Звенья механизма движутся в плоскостях, параллельных неподвижной плоскости – исследуемый механизм является плоским. Он не содержит звеньев, образующих только одну кинематическую пару; следовательно, является замкнутым. Звенья механизма образуют два замкнутых контура: 0 – 1 – 2 – 3 – 0 и 0 – 3 – 4 – 5 – 0. Число степеней свободы механизма определим, применяя универсальную формулу Чебышева

$$W = 3(n-1) - 2p_H,$$

где n – число звеньев, p_H – число низших кинематических пар. В рассматриваемом механизме $n = 6$, $p_H = 7$, поэтому $W = 3(6-1) - 2 \cdot 7 = 1$ – механизм обладает одной степенью свободы. Выявим избыточные связи: кинематическая пара стойка-суппорт, как видно на структурной схеме, имеет ветвление: число избыточных связей типа Б определим по формуле

$$\sigma = \sum_i S_i - S,$$

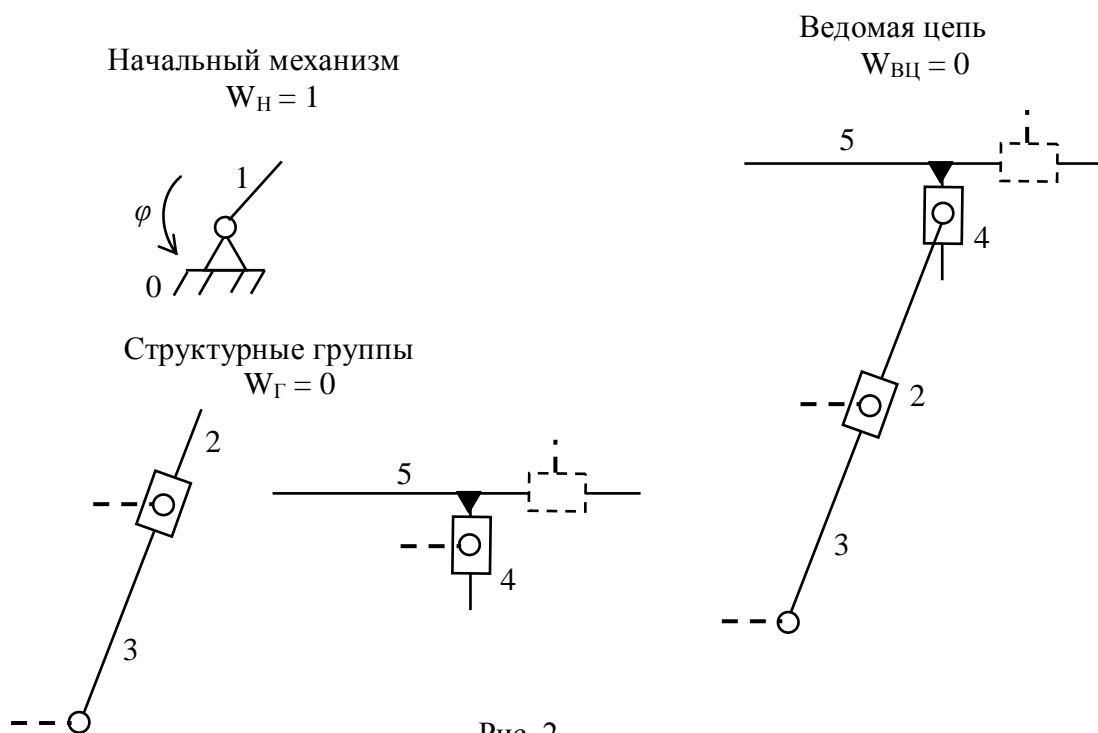
где i – индекс ветвления пары, S_i – число независимых связей в i – той ветви, S – класс кинематической пары. Так как в данном случае $i = 1, 2$, $S_{1,2} = 4$ (оба ветвления цилиндрические) и $S = 4$ (класс цилиндрической пары – четвертый), то $\sigma = \sum_{i=1}^2 S_i - S = 4 + 4 - 4 = 4$.

Число избыточных связей, образованных при замыкании контуров (тип В), определим из формулы Малышева

$$q = W_q - W_{CM},$$

где W_q – число степеней свободы, найденное по формуле Чебышева, W_{CM} – число степеней свободы, найденное по формуле Сомова – Малышева: $W_{CM} = 6(n-1) - \sum_{i=1}^5 i p_i$, i – класс кинематических пар, p_i – число кинематических пар класса i . В данном случае $W_{CM} = 6(n-1) - 5 \cdot p_5 - 4 \cdot p_4 = 6(6-1) - 5 \cdot 6 - 4 \cdot 1 = -4$ и $q = W_q - W_{CM} = 1 - (-4) = 5$. Таким образом, в механизме имеется четыре избыточные связи типа Б и пять избыточных связей типа В.

В соответствии с принципом Ассура, выделим *начальный механизм*, обладающий числом степеней свободы всего исследуемого механизма. Этот механизм – кривошипный, состоит из стойки 0 и кривошипа 1 (рис. 2). Остальные звенья образуют ведомую цепь, имеющую нулевую подвижность относительно звеньев начального механизма. Ведомая цепь, в свою очередь, состоит из двух двухзвенных структурных групп: 2 – 3 и 4 – 5.



На рис. 2 штриховой линией обозначены внешние кинематические пары – «поводки», которыми звенья групп присоединяются к начальному механизму или к звеньям соседних групп.

3. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ

3.1. Задача кинематического анализа механизма

Целью кинематического анализа является определение кинематических особенностей исследуемого механизма: зависимостей положений выходных звеньев от положений входных звеньев (функций положения), а также вычисление скоростей и ускорений звеньев относительно стойки. Исходными данными для кинематического анализа являются кинематическая схема механизма, результаты структурного анализа и законы движения входных звеньев. Важнейшим этапом кинематического анализа является определение функций положения механизма. В зависимости от того, в каком виде определяются эти функции (график или формула), методы кинематического анализа подразделяются на графические и аналитические. Графические методы

наиболее часто применяют для выполнения расчетов без использования компьютера, однако в настоящее время получили распространение инженерные пакеты программ, в которых функции положения вычисляются на основе графических построений (APM WinMachine). Анализ кинематики плоских механизмов выполняется также методом векторных планов, который позволяет рассчитывать скорости и ускорения промежуточных звеньев. Преимуществом аналитических методов является возможность вычисления положений, скоростей и ускорений звеньев механизма с требуемой точностью при различных законах движения входных звеньев. Современные математические пакеты программ (MathCAD, MathLAB, Maple) позволяют существенно облегчить выполнение преобразований и построение кинематических диаграмм. Применение аналитических методов ограничивается тем, что не для всякого механизма можно составить удобную с точки зрения анализа и дальнейшего использования формулу, задающую функцию положения.

3.2. Определение функции положения и кинематических характеристик выходного звена механизма

Рассмотрим механизм, изображенный на рис. 1. Размеры звеньев механизма и закон движения кривошипа приведены в таблице 1.

Таблица 1

$l_{OA}, м$	$l_{OIO}, м$	$l_{OIB}, м$	Закон движения кривошипа 1, <i>рад</i>	$\omega, рад/с$
0.1	0.3	0.6	$\varphi = \omega t$	4

Построим план положений механизма в масштабе $\mu_s = 0.002[м/мм]$. За нулевое примем крайнее правое положение механизма; траектория точки А кривошипа 1 будет отображаться на плане положений окружностью радиуса $OA = l_{OA} / \mu_s = 50[мм]$. Разделив эту окружность на 12 равных частей, начиная от нулевого положения, выполним построение кинематической схемы механизма в соответствующих 12 положениях. Положения механизма нумеруются в соответствии с направлением вращения кривошипа 1. Все построения выполняются на миллиметровой бумаге, размер которой соответствует формату А2. Результат построений приведен на рис. 3. План положений позволяет визуально оценить взаимное расположение звеньев при движении механизма, определить его крайние положения и диапазон перемещения выходного звена. На основе плана положений определяется график функции положения механизма, выполняется построение планов скоростей и ускорений, а также силовой анализ.

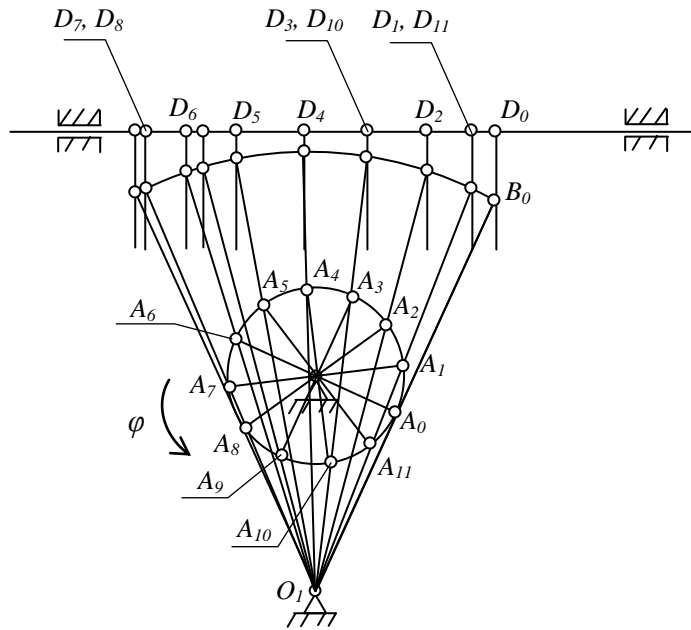


Рис. 3

Построим функцию положения механизма. На оси абсцисс отложим отрезки по 20 мм, соответствующие поворотам кривошипа 1 на каждые 30° . Все 12 положений (полный оборот кривошипа) займут отрезок $L = 240$ мм. Вдоль оси ординат отложим отрезки, соответствующие положениям точки D суппорта 5 относительно ее нулевого положения. Результат построений приведен на рис. 4.

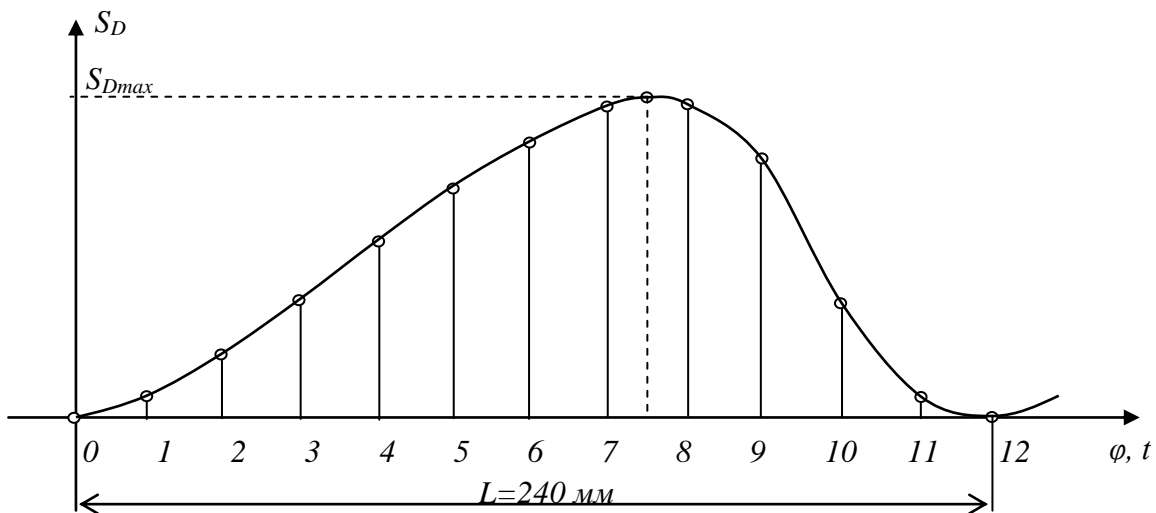


Рис. 4

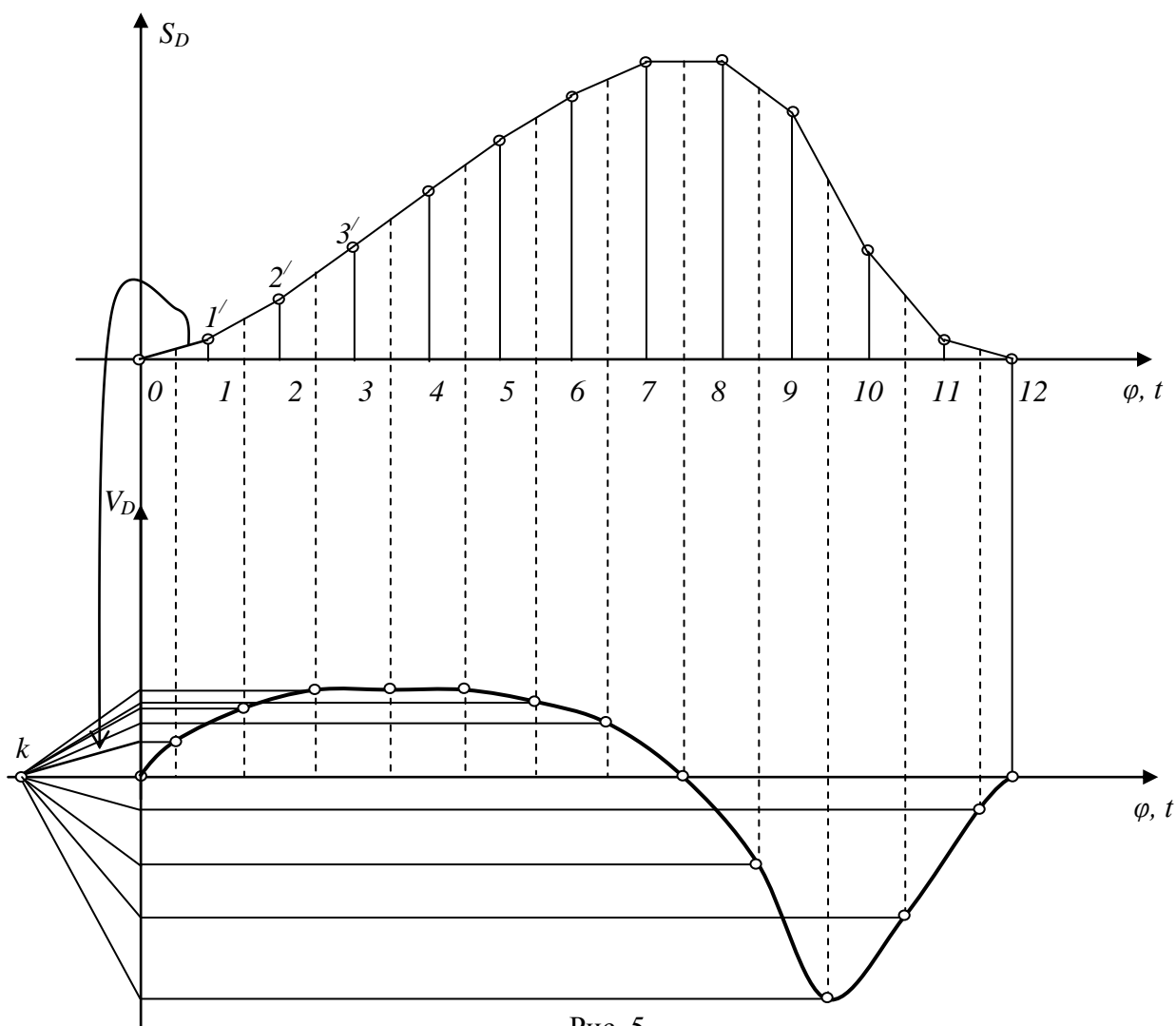
Вычислим масштаб, в котором отложен угол φ поворота кривошипа 1:

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{L} = \frac{2 \cdot 3.14}{240} = 0.0262 [\text{рад}/\text{мм}]. \quad \text{Масштаб} \quad \text{времени} \quad t:$$

$\mu_t = \frac{\mu_\varphi}{\omega} = \frac{0.0262}{4} = 0.0065 [\text{с}/\text{мм}].$ Таким образом, изображенный на рис. 4 график является не только функцией положения механизма $S(\varphi)$, но и законом

движения $S(t)$ суппорта 5. Такое совмещение справедливо только для случая равномерного вращения кривошипа 1 в установившемся режиме.

Найдем скорость V_D суппорта 5 графическим методом. Так как скорость точки является производной по времени от ее перемещения, т.е. $V = dS/dt$, то задача построения графика скорости точки D сводится к дифференцированию графика перемещения $S_D(t)$ по времени t . Для выполнения операции графического дифференцирования используем *метод хорд*. Этот метод основан на геометрическом смысле полной производной функции одного аргумента, которая определяется как тангенс угла наклона касательной, проведенной к графику функции в некоторой точке, к оси абсцисс. В методе хорд касательные заменяются хордами – прямолинейными отрезками, соединяющими соседние точки графика функции. Порядок дифференцирования методом хорд состоит в следующем.



- Гладкая кривая графика перемещения заменяется ломаной линией, составленной из хорд.

- На оси абсцисс графика скорости, влево от начала отсчета, откладывается вспомогательный отрезок k , длина которого выбирается произвольно (рекомендуется $k = 30 \text{ мм}$).
- Отрезки на оси абсцисс графика перемещения $0 - 1, 1 - 2$, и т.д., делятся пополам вертикальными линиями.
- От конца отрезка k откладываются прямые, параллельные соответствующим хордам. Эти прямые проводятся до пересечения с осью ординат графика скорости. Точка пересечения переносится на вертикальную линию, разделяющую хорду пополам.
- Полученные таким образом точки графика скорости соединяются плавной кривой.

Результат выполнения указанных операций приведен на рис. 5. Стрелкой показан параллельный перенос хорды при построении графика скорости. Масштаб скорости $\mu_v = \mu_s / (\mu_t \cdot k) = 0.002 / (0.0065 \cdot 30) = 0.010 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1} / \text{мм}$. Для того, чтобы вычислить значение скорости точки D в какой-либо момент времени, достаточно определить по графику $V_D(t)$ ординату и умножить ее на μ_v .

Ускорение точки D определяется аналогично, путем дифференцирования графика скорости (рис. 6). Если операция графического дифференцирования выполняется без применения компьютерных средств автоматизации, то, как правило, точность определения ускорения оказывается невысокой.

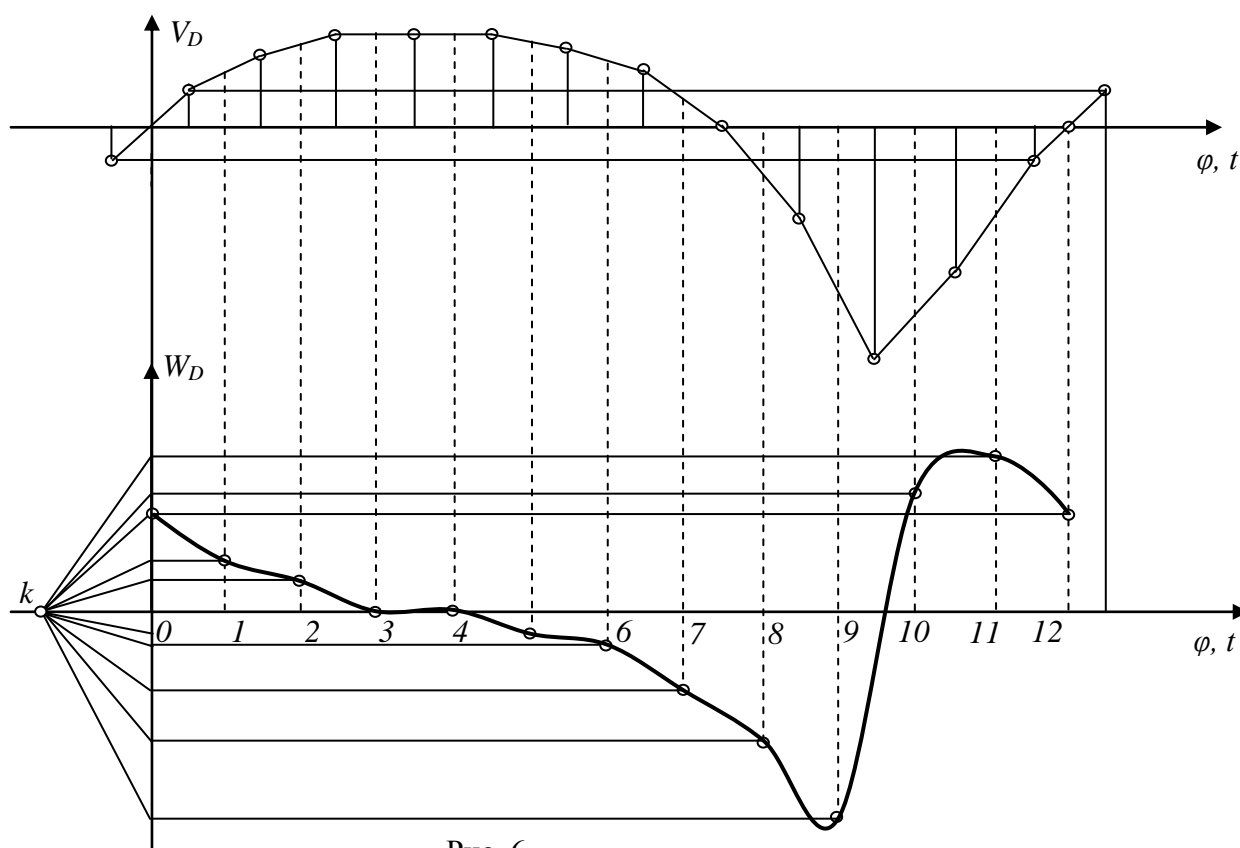
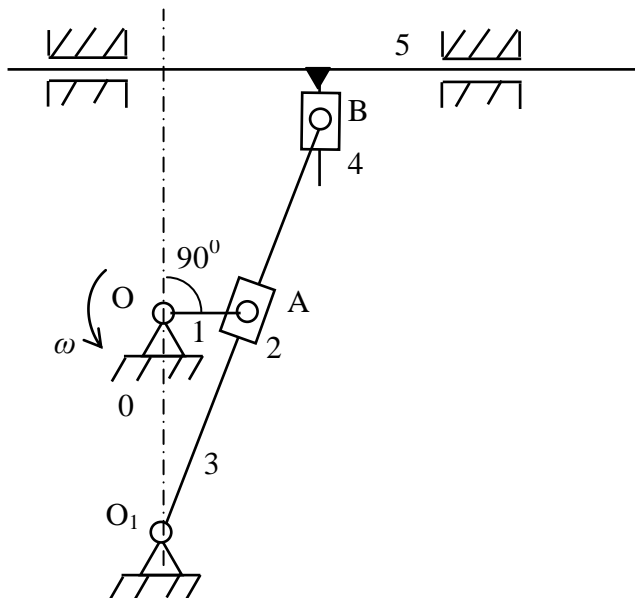


Рис. 6

Масштаб ускорения $\mu_w = \mu_v / (\mu_t \cdot k) = 0.010 / (0.0065 \cdot 30) = 0.051 [\text{м} \cdot \text{с}^{-2} / \text{мм}]$.

Таким образом, на основе плана положений получены искомые кинематические диаграммы перемещения, скорости и ускорения суппорта строгального станка.

3.3. Построение планов скоростей и ускорений



Вычислить скорость и ускорение суппорта 5 строгального станка в положении, указанном на рис. 8.

Исходные данные:

$$OA = 0.1 \text{ м}, O_1O = 0.3 \text{ м},$$

$$O_1B = 0.6 \text{ м}, \omega = 4 \text{ рад/с} = \text{const.}$$

Рис. 8

Обозначим A_1 точку A, принадлежащую кривошипу 1, а точку A, принадлежащую кулисе 3, обозначим A_3 . Тогда, по теореме о сложении скоростей, можно записать:

$$\bar{v}_{A1} = \bar{v}_{A3} + \bar{v}_{A1A3}, \quad (1)$$

где \bar{v}_{A1} - абсолютная скорость точки A, принадлежащей кривошипу 1, \bar{v}_{A3} - скорость точки A, принадлежащей кулисе 3 (переносная скорость), \bar{v}_{A1A3} - скорость точки A кривошипа 1 относительно точки A кулисы 3 (относительная скорость). Найдем \bar{v}_{A1} : $v_{A1} = l_{OA} \cdot \omega = 0.1 \cdot 4 = 0.4 \text{ м/с}$, направление вектора \bar{v}_{A1} - перпендикуляр к OA в сторону вращения кривошипа 1. Скорости \bar{v}_{A3} и \bar{v}_{A1A3} известны только по направлению: \bar{v}_{A3} - перпендикуляр к O_1B , \bar{v}_{A1A3} - вдоль O_1B . Поэтому, для вычисления величин этих векторов удобно воспользоваться методом векторных планов. Из произвольной точки p_v , называемой полюсом плана скоростей, отложим отрезок $p_v a_1$ произвольной длины, отображающий абсолютную скорость \bar{v}_{A1} (рис. 9). В данном случае $p_v a_1 = 36 \text{ мм}$. Тогда масштаб плана скоростей $\mu_v = \frac{v_{A1}}{p_v a_1} = \frac{0.4}{36} = 0.011 \frac{\text{м} \cdot \text{с}^{-1}}{\text{мм}}$. Согласно векторному уравнению (1) через точку a_1 проведем прямую, параллельную O_1B (направление скорости

\bar{v}_{A1A3}) и через точку p_v – прямую, перпендикулярную O_1B (направление \bar{v}_{A3}). На пересечении этих прямых получим точку a_3 .

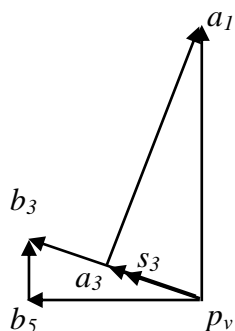


Рис. 9

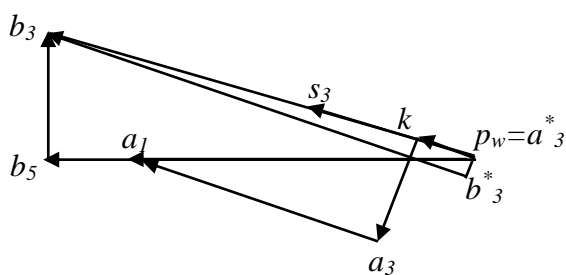


Рис. 10

Рассмотрим теперь движение суппорта 5 и кулисы 3. Согласно теореме о сложении скоростей, имеем:

$$\bar{v}_{B3} = \bar{v}_{B5} + \bar{v}_{B3B5}, \quad (2)$$

где \bar{v}_{B3} - абсолютная скорость точки B , принадлежащей кулисе 3, \bar{v}_{B5} - абсолютная скорость точки B , принадлежащей суппорту 5 (переносная скорость), \bar{v}_{B3B5} - скорость точки B , принадлежащей кулисе 3 относительно точки B , принадлежащей суппорту 5. Отложим от точки p_v в направлении $p_v a_3$ отрезок $p_v b_3 = (p_v a_3) \frac{O_1 B}{O_1 A} = 11 \cdot \frac{300}{160} = 21 \text{ мм}$, отображающий на плане скорость

\bar{v}_{B3} (рис. 9). Длины отрезков $O_1 A$ и $O_1 B$ (мм) измеряются на плане положений механизма. Через точку b_3 , согласно (2), проведем прямую по направлению скорости \bar{v}_{B3B5} и замкнем треугольник прямой, проведенной в направлении скорости \bar{v}_{B5} . На пересечении этих прямых отметим точку b_5 . План скоростей для данного положения механизма выполнен. Теперь интересующие нас скорости звеньев найдем, измеряя отрезки на плане скоростей и умножая полученные значения на масштаб плана скоростей:

$$\begin{aligned} v_{B3} &= (p_v b_3) \cdot \mu_v = 21 \cdot 0.011 = 0.23 \text{ м/с}, \\ \omega_3 &= v_{B3} / l_{O_1 B} = 0.23 / 0.6 = 0.38 \text{ рад/с}, \\ v_{A1A3} &= (a_1 a_3) \cdot \mu_v = 34 \cdot 0.011 = 0.38 \text{ м/с}, \\ v_{B5} &= (p_v b_5) \cdot \mu_v = 20 \cdot 0.011 = 0.22 \text{ м/с}. \end{aligned}$$

Таким образом, скорость суппорта 5 в положении, указанном на рис. 8, равна 0.22 м/с и направлена влево. Полученный результат соответствует исходным данным: действительно, согласно положению механизма на схеме,

крайнее правое положение суппортом уже пройдено и он движется справа налево.

Определим ускорения звеньев механизма. По теореме о сложении ускорений можно записать:

$$\bar{w}_{A1} = \bar{w}_{A3}^n + \bar{w}_{A3}^\tau + \bar{w}_{A1A3} + \bar{w}_k, \quad (3)$$

где $w_{A1} = w_{A1}^n = (OA) \cdot \omega^2 = 0.1 \cdot 4^2 = 1.6 \text{ м/с}^2$ ($w_{A1}^\tau = 0$, так как $\omega = const$);
 $w_{A3}^n = (O_1A) \cdot \omega_3^2 = 0.32 \cdot 0.38^2 \approx 0.05 \text{ м/с}^2$, $w_k = 2\omega_3 v_{A1A3} = 2 \cdot 0.38 \cdot 0.38 \approx 0.29 \text{ м/с}^2$.

Таким образом, в уравнении (3) присутствуют два неизвестных по величине ускорения; для их вычисления воспользуемся методом векторных планов. Отложим от полюса плана ускорений p_w отрезок $p_w a_1$, изображающий ускорение точки A кривошипа 1 (рис. 10). Длину этого отрезка примем равной

40 мм. Тогда масштаб плана ускорений $\mu_w = \frac{w_{A1}}{p_w a_1} = \frac{1.6}{40} = 0.04 \frac{\text{м} \cdot \text{с}^{-2}}{\text{мм}}$. Переведем

в отрезки известные нам по величине ускорения: $p_w a_3^* = \frac{w_{A3}^n}{\mu_w} = \frac{0.05}{0.04} = 1.25 \text{ мм}$,

$a_3^* k = \frac{w_k}{\mu_w} = \frac{0.29}{0.04} = 7.25 \text{ мм}$. Так как отрезок $p_w a_3^*$ мал, пренебрежем его длиной, и

будем считать, что точки p_w и a_3^* совпадают. Направление отрезка $a_3^* k$, изображающего ускорение Кориолиса, определим, повернув отрезок $a_3 a_1$, изображающий относительную скорость \bar{v}_{A1A3} , (рис. 9) на 90° в направлении вращения кулисы 3. Замыкая векторный многоугольник направлениями ускорений \bar{w}_{A3}^τ и \bar{w}_{A1A3} , в соответствии с уравнением (3) получим точку a_3 . Тогда отрезку ka_3 будет соответствовать относительное ускорение \bar{w}_{A1A3} , а отрезку $a_3 a_1$ - тангенциальное ускорение \bar{w}_{A3}^τ точки A, принадлежащей кулисе 3. Рассмотрим теперь движение суппорта 5 и кулисы 3. Согласно теореме о сложении ускорений имеем:

$$\bar{w}_{B3}^n + \bar{w}_{B3}^\tau = \bar{w}_{B5} + \bar{w}_{B3B5}, \quad (4)$$

где \bar{w}_{B5} - ускорение суппорта 5, \bar{w}_{B3B5} - ускорение точки B кулисы 3 относительно точки B суппорта 5. В данном случае $\bar{w}_k = 0$, так как переносное движение суппорта - поступательное. Нормальное ускорение $\bar{w}_{B3}^n = l_{O1B} \cdot \omega_3^2 = 0.6 \cdot 0.38^2 = 0.09 \text{ м/с}^2$, отображающий это ускорение отрезок

$p_w b_3^* = \frac{w_{B3}^n}{\mu_w} = \frac{0.09}{0.04} = 2.25 \text{ мм}$. Отрезок $b_3^* b_3$, отображающий тангенциальное

ускорение \bar{w}_{B3}^τ , найдем из соотношения:

$$\frac{a_3 a_1}{b_3^* b_3} = \frac{w_{A3}^r}{w_{B3}^r} = \frac{l_{O1A}}{l_{O1B}} \Rightarrow b_3^* b_3 = (a_3 a_1) \frac{O_1 B}{O_1 A} = 32 \cdot \frac{300}{160} = 60 \text{ мм}.$$

Замыкая векторный

многоугольник направлениями ускорений \bar{w}_{B5} и \bar{w}_{B3B5} в соответствии с уравнением (4) получим точку b_5 (рис. 10). Отрезок $p_w b_5$ отображает на плане ускорение суппорта 5. Длина этого отрезка – 55 мм, следовательно $w_5 = (p_w b_5) \cdot \mu_w = 55 \cdot 0.04 = 2.20 \text{ м/с}^2$.

Таким образом, ускорение суппорта в положении механизма, изображенном на рис. 8, равно 2.20 м/с² и направлено в ту же сторону, что и вектор скорости суппорта. Это означает, что в данный момент времени суппорт ускоряется. Планы скоростей и ускорений, изображенные на рис. 9 и рис. 10 соответственно, дают полную информацию о скоростях и ускорениях звеньев механизма в заданном на рис. 8 положении.

4. СИЛОВОЙ АНАЛИЗ

4.1. Задача силового анализа механизма

Целью силового анализа является определение обобщенных движущих сил, приложенных к входным звеньям механизма, а также сил реакций в кинематических парах. Исходными данными являются результаты структурного и кинематического анализа механизма, инерционно-массовые характеристики звеньев, характеристики рабочих процессов (законы изменения сил полезного сопротивления), информация о внешних силах (силы тяжести, ветровой нагрузки и т.п.). Определив обобщенные движущие силы и вычислив мощности этих сил на заданном движении, конструктор может выбрать двигатели и перейти к следующему этапу динамического исследования – анализу движения машины с учетом характеристик двигателей. Определив реакции в кинематических парах, можно приступить к расчету звеньев на прочность, жесткость и долговечность. Результаты силового анализа позволяют также оценить качество спроектированного механизма по определенным динамическим критериям, чтобы в дальнейшем использовать эту оценку для улучшения конструкции.

Решение задачи силового анализа начинается с выходной группы звеньев, для которой определяются неизвестные силы; затем переходят к следующей группе звеньев и т.д., пока не будут решены уравнения для звеньев начального механизма и найдены все подлежащие определению силы.

4.2. Определение неизвестных сил методом векторных планов

Найдем силы реакций в кинематических парах и движущий момент, приложенный к кривошипу 1, для положения механизма, изображенного на рис. 11. Значение силы резания Р и параметры звеньев даны в таблице 2.

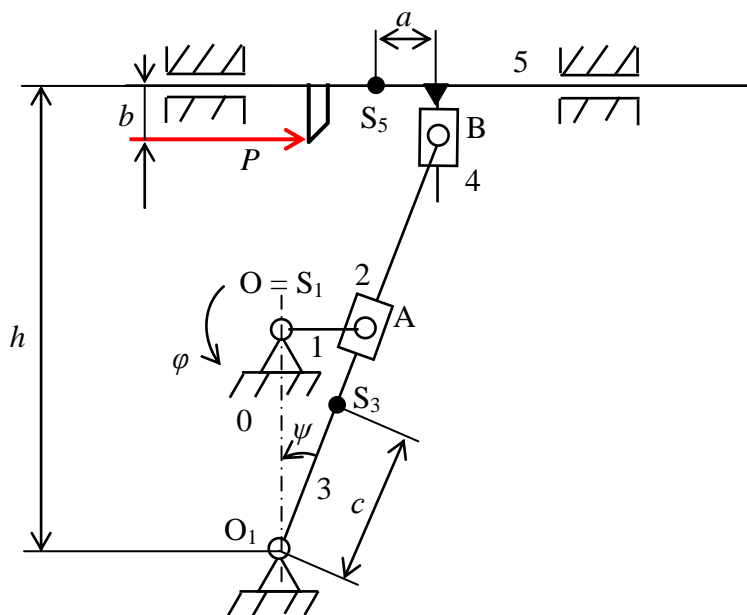


Рис. 11

Таблица 2

$P, \text{кН}$	$h, \text{м}$	$a, \text{м}$	$b, \text{м}$	$c, \text{м}$	$m_1, \text{кг}$	$m_3, \text{кг}$	$m_5, \text{кг}$	$J_3, \text{кг}\cdot\text{м}^2$
1.2	0.70	0.10	0.10	0.25	5	10	12	0.3

На кинематической схеме буквой S с указанием номера звена обозначены центры масс соответствующих звеньев. Массами ползушек 2 и 4, а также силами трения в кинематических парах пренебрегаем.

Рассмотрим выходную группу звеньев 5-4. Выделим суппорт 5, обозначая все действующие на него силы (рис. 12).

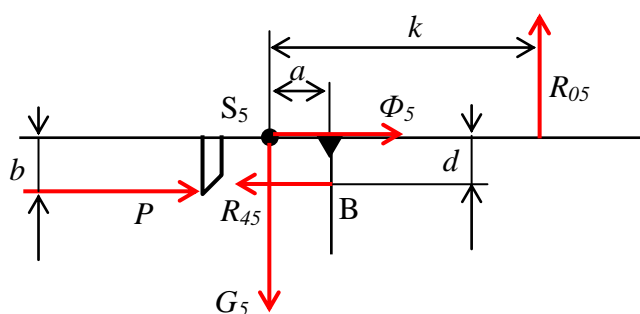


Рис. 12

Сила инерции суппорта Φ_5 приложена в его центре масс и направлена в сторону, противоположную ускорению w_{B5} (см. план ускорений на рис. 10). Равнодействующая сил тяжести суппорта G_5 также приложена в центре масс и направлена вертикально вниз. Сила реакции R_{45} со стороны ползушки 4 приложена в точке В, так как ползушки имеют малые линейные размеры, и направлена под прямым углом к поверхности, вдоль которой перемещается ползушка 4. Равнодействующая R_{05} сил реакции стойки направлена под

прямым углом к поверхности, вдоль которой перемещается суппорт, но плечо k этой силы относительно центра масс суппорта неизвестно. Проанализировав характер нагрузки на суппорт 5, заключаем, что необходимо определить три неизвестные величины: модули сил реакций R_{45} , R_{05} и расстояние k . Для этого нам необходимо составить и решить три независимых уравнения кинестатики звена. Уравнение сил в горизонтальном направлении имеет вид (силы, направленные вправо, учитываются со знаком «+»):

$$P + \Phi_5 - R_{45} = 0,$$

откуда $R_{45} = P + \Phi_5 = P + m_5 w_5 = 1200 + 12 \cdot 2.2 = 1226.4 \text{ Н}$. Уравнение сил в вертикальном направлении (силы, направленные вверх, учитываются со знаком «+»):

$$R_{05} - G_5 = 0,$$

откуда $R_{05} = G_5 = m_5 g = 12 \cdot 9.81 = 117.72 \text{ Н}$. Уравнение моментов относительно центра масс S_5 суппорта (моменты сил, действующие против часовой стрелки, учитываются со знаком «+»):

$$b \cdot P + k \cdot R_{05} - d \cdot R_{45} = 0,$$

откуда $k = \frac{d \cdot R_{45} - b \cdot P}{R_{05}}$. Плечо d , согласно рис. 11, найдем из соотношения

$$d = h - l_{O1B} \cdot \cos \psi = h - l_{O1B} \frac{l_{O1O}}{\sqrt{l_{O1O}^2 + l_{OA}^2}} = 0.70 - 0.6 \cdot \frac{0.3}{\sqrt{0.3^2 + 0.1^2}} = 0.13 \text{ м}.$$

Соответственно, $k = \frac{0.13 \cdot 1226.4 - 0.1 \cdot 1200}{117.72} = 0.36 \text{ м}$.

Теперь перейдем к группе звеньев 2-3. Выделим кулису 3, обозначая все действующие на нее силы (рис. 13).

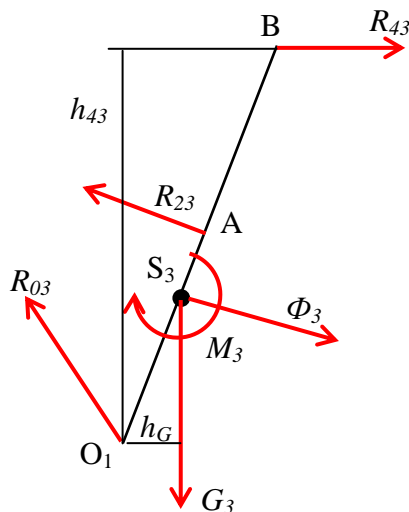


Рис. 13

Сила тяжести кулисы $G_3 = m_3 g = 10 \cdot 9.81 = 98.1 \text{ Н}$, направлена вертикально вниз. Сила инерции $\bar{\Phi}_3 = -m_3 \bar{w}_{S_3}$, где \bar{w}_{S_3} - ускорение центра масс S_3 кулисы. Согласно плану ускорений (рис. 10), отрезок $p_w b_3$, изображающий полное ускорение точки B кулисы, равен 58 мм. Значение ускорения этой точки определится как произведение длины изображающего отрезка на масштаб плана ускорений: $w_{B3} = (p_w b_3) \cdot \mu_w = 58 \cdot 0.04 = 2.32 \text{ м/с}^2$. Тогда ускорение центра масс S_3 найдем из пропорции

$$\frac{w_{S3}}{w_{B3}} = \frac{l_{O1S3}}{l_{O1B}} \Rightarrow w_{S3} = \frac{l_{O1S3}}{l_{O1B}} w_{B3} = \frac{0.25}{0.6} \cdot 2.32 = 0.97 \text{ м/с}^2.$$

Абсолютная величина силы инерции кулисы $\Phi_3 = m_3 w_{S3} = 10 \cdot 0.97 = 9.7 \text{ Н}$, направление – в сторону, противоположную ускорению центра масс. Момент сил инерции собственного вращения кулисы по абсолютной величине $M_3 = J_3 \varepsilon_3$, где ε_3 - угловое ускорение кулисы, которое найдем по формуле

$$\varepsilon_3 = \frac{w_{B3}^r}{l_{O1B}}.$$

Из плана ускорений имеем $w_{B3}^r = (b_3^* b_3) \cdot \mu_w = 58 \cdot 0.04 = 2.32 \text{ м/с}^2$, $\varepsilon_3 = w_{B3}^r / l_{O1B} = 2.32 / 0.6 = 3.87 \text{ рад/с}^2$. Тогда $M_3 = J_3 \varepsilon_3 = 0.3 \cdot 3.87 = 1.16 \text{ Н} \cdot \text{м}$, направление момента сил инерции кулисы – в сторону, противоположную угловому ускорению (рис. 13). Сила реакции R_{43} со стороны ползушки 4 равна по модулю реакции R_{45} и направлена в противоположную сторону. Реакция R_{23} со стороны ползушки 2 направлена перпендикулярно перемещению ползушки 2, но неизвестен ее модуль. Реакция R_{03} со стороны стойки неизвестна ни по модулю, ни по направлению (на рис. 13 направление этой реакции указано произвольно).

Величину реакции R_{23} определим из уравнения моментов относительно точки O_1 :

$$R_{23} l_{O1A} - h_{43} R_{43} - l_{O1S3} \Phi_3 - h_G G_3 - M_3 = 0,$$

откуда $R_{23} = (h_{43} R_{43} + l_{O1S3} \Phi_3 + h_G G_3 + M_3) / l_{O1A}$. Плечо силы R_{43}

$$h_{43} = l_{O1B} \frac{l_{O1O}}{\sqrt{l_{O1O}^2 + l_{OA}^2}} = 0.6 \cdot \frac{0.3}{\sqrt{0.3^2 + 0.1^2}} = 0.57 \text{ м}, \quad \text{плечо силы тяжести}$$

$$h_G = l_{O1S3} \frac{l_{OA}}{\sqrt{l_{O1O}^2 + l_{OA}^2}} = 0.25 \cdot \frac{0.1}{\sqrt{0.3^2 + 0.1^2}} = 0.08 \text{ м}. \quad \text{Следовательно,}$$

$$R_{23} = (0.57 \cdot 1226.4 + 0.25 \cdot 9.7 + 0.08 \cdot 98.1 + 1.16) / 0.316 = 2248.1 \text{ Н}.$$

Реакцию R_{03} определим путем построения плана сил. Векторное уравнение сил имеет вид

$$\bar{R}_{03} + \bar{R}_{43} + \bar{R}_{23} + \bar{G}_3 + \bar{\Phi}_3 = 0.$$

Пусть реакция R_{43} отображается на плане отрезком длины 50 мм . Тогда масштаб плана сил $\mu_F = 1226.4/50 = 24.528 \text{ Н/мм}$. Отрезок, изображающий реакцию R_{23} : $2248.1/24.528 = 91.7 \text{ мм}$; отрезки, изображающие силы G_3 и Φ_3 равны 4 мм и 0.4 мм соответственно. Ввиду малости отрезка, изображающего силу Φ_3 , пренебрежем в расчете этой силой. План сил, построенный в принятом масштабе, представлен на рис. 14.

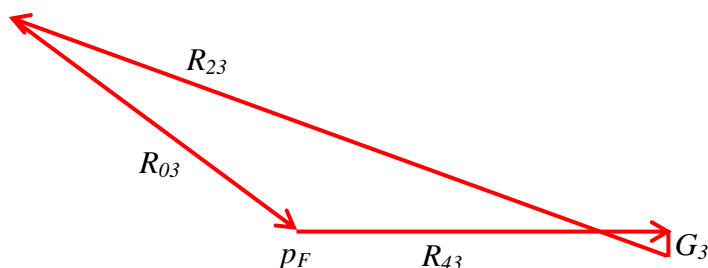


Рис. 14

Отрезок, изображающий реакцию R_{03} , равен 47 мм , следовательно, $R_{03} = 47 \cdot 24.528 = 1152.8 \text{ Н}$.

Рассмотрим начальную группу звеньев «стойка – кривошип». Выделим кривошип 1, обозначая все действующие на него силы (рис. 15).

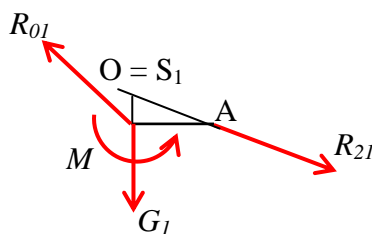


Рис. 15

На кривошип действует сила тяжести $G_1 = m_1 g = 5 \cdot 9.81 = 49.1 \text{ Н}$; реакция со стороны ползушки 2, равная по модулю R_{23} и направленная в противоположную сторону; реакция со стороны стойки R_{01} , не известная ни по

модулю, ни по направлению (на рис. 15 эта реакция обозначена произвольно) и движущий момент M , не известный по величине.

Движущий момент M найдем из уравнения моментов относительно точки O :

$$M - h_{21}R_{21} = 0,$$

где $h_{21} = l_{OA} \cdot \frac{l_{OA}}{\sqrt{l_{O1O}^2 + l_{OA}^2}} = 0.1 \cdot \frac{0.1}{\sqrt{0.3^2 + 0.1^2}} = 0.0316_m$ - плечо силы R_{21} относительно точки O .

Получаем $M = h_{21}R_{21} = 0.0316 \cdot 2248.1 = 71.1H \cdot m$.

Реакцию R_{01} определим, построив план сил. Векторное уравнение сил, действующих на кривошип 1, имеет вид

$$\bar{R}_{21} + \bar{G}_1 + \bar{R}_{01} = 0.$$

План сил в масштабе $\mu_F = 24.528H / мм$ представлен на рис. 16.

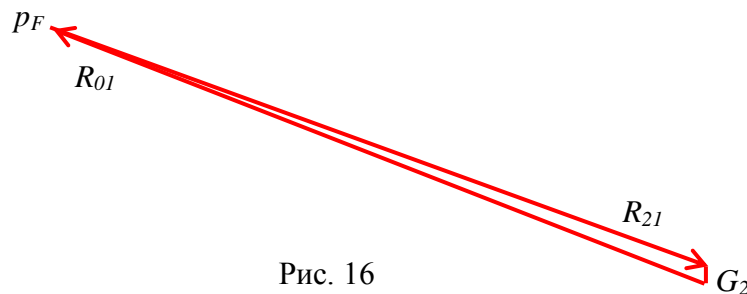


Рис. 16

Отрезок, изображающий на плане реакцию R_{01} , равен 92 мм , следовательно $R_{01} = 92 \cdot 24.528 = 2256.6H$.

4.3. Определение движущего момента методом Жуковского

В случаях, когда ставится задача вычисления только обобщенных движущих сил, проводить трудоемкий расчет по уравнениям кинетостатики нецелесообразно. Если имеются векторные планы скоростей, то определить движущую силу или момент можно методом Жуковского, который состоит в следующем.

- План скоростей поворачивается на 90^0 против часовой стрелки.

- В точки повернутого плана скоростей параллельно переносятся активные силы, действующие на соответствующие точки звеньев механизма.
- Выбирается направление уравнивающей силы, приложенной к входному звену.
- Составляется уравнение моментов сил относительно полюса повернутого плана скоростей, откуда определяется уравнивающая (движущая) сила.

Вычислим движущий момент M , действующий на кривошип 1 в рассматриваемом положении механизма (рис. 11). Ввиду малости сил инерции кулисы 3 по сравнению с другими силами, пренебрежем их величиной. Тогда расположение активных сил на повернутом плане скоростей механизма будет иметь вид (рис. 17).

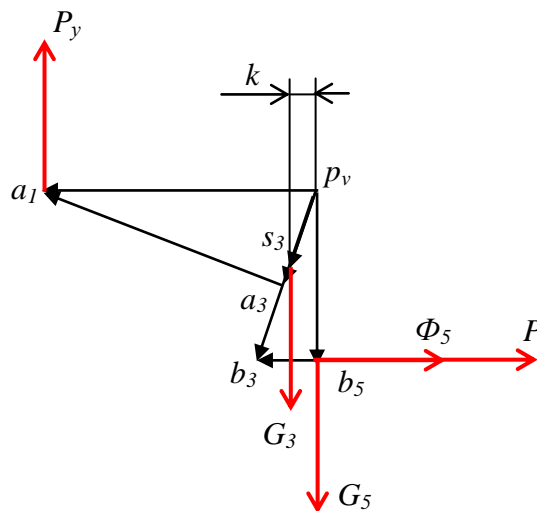


Рис. 17

Уравнение моментов относительно полюса p_v :

$$(p_v a_1) P_y = (p_v b_5) (P + \Phi_5) + k G_3.$$

Положение точки s_3 на плане скоростей (конец отрезка, изображающего скорость центра масс кулисы 3) определяется на направлении $p_v b_3$, расстояние от точки p_v до точки s_3 вычисляется по формуле

$$(p_v s_3) = (p_v b_3) \cdot \frac{c}{l_{O1B}} = 21 \cdot \frac{0.25}{0.6} = 9 \text{ мм}.$$

Плечо k , измеренное на плане скоростей, равно 4 мм. Тогда уравнивающая сила

$$P_y = ((p_v b_5) (P + \Phi_5) + k G_3) / (p_v a_1) = (20 \cdot (1200 + 26.4) + 4 \cdot 98.1) / 36 = 692 \text{ Н}$$

Движущий момент, приложенный к кривошипу 1,

$$M = l_{OA} \cdot P_y = 0.1 \cdot 692 = 69.2 H \cdot m,$$

что подтверждает правильность расчетов, проведенных в п. 4.2.

Результаты силового анализа механизма в заданном положении приведены в таблице 3.

Таблица 3

<i>P</i>	<i>R₀₁</i>	<i>R₂₁</i>	<i>R₃₂</i>	<i>R₄₃</i>	<i>R₄₅</i>	<i>R₀₃</i>	<i>R₀₅</i>	<i>k</i>	<i>M</i>
<i>H</i>								<i>m</i>	<i>H·m</i>
1200	2256.6	2248.1	2248.1	1226.4	1226.4	1152.8	117.7	0.36	71.1

Для того чтобы получить информацию о силах, действующих на звенья механизма за время полного оборота кривошипа, необходимо выполнить все приведенные в п. 4.2, 4.3 вычисления для одиннадцати положений механизма (рис. 3).

5. УКАЗАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ И ЗАЩИТЕ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ

5.1. Оформление расчетно-пояснительной записки.

Расчетно-пояснительная записка является текстовым документом, представляющим результаты проведенных расчетов. Она содержит титульный лист (стр. 26), выданное преподавателем задание на расчетно-графическую работу, описание этапов выполнения работы и полученных результатов в разделах, соответствующих выданному заданию. Расчетно-пояснительная записка выполняется на листах машинописного формата А4 в соответствии с требованиями ГОСТ 2.106 – 68 к оформлению текстовых документов. Примерный объем расчетно-пояснительной записки – 20 листов.

Основные правила оформления расчетно-пояснительной записки состоят в следующем. Поля: левое – 30 мм, правое – 10 мм, верхнее и нижнее – 20 мм. При выполнении записки на компьютере в текстовом редакторе Microsoft Word следует применять шрифт Times New Roman, размер шрифта – 14. Междустрочный интервал – полуторный. Эти правила наиболее полно соответствуют требованиям ГОСТ 2.106 – 68, которые формулировались для текстовых документов, изготавливаемых с помощью печатной машинки. При выполнении пояснительной записки без применения компьютера (вручную) следует использовать пастик или чернила черного цвета. Особое внимание в данном случае необходимо уделять четкому, разборчивому написанию текста. Нумерация страниц выполняется сверху, по центру страницы; титульный лист считается первым, номер на нем не проставляется. Наименование разделов записки выполняется заглавными буквами, наименование пунктов – строчными буквами. Эти наименования выделяются полужирным шрифтом. Нумерация

разделов – сквозная, нумерация пунктов – по разделу, например: раздел 1, пункты – 1.1, 1.2 и т.д. В разделе «Содержание» помещаются наименования разделов и пунктов записки в порядке их следования в тексте с указанием номеров страниц. Номера страниц указываются с правой стороны.

Рисунки и таблицы облегчают восприятие информации, содержащейся в записке. Они помещаются в текст по усмотрению автора, их количество не регламентируется. Рисунки можно выполнять с помощью соответствующих программных приложений на компьютере или простым карандашом, от руки. Нумерация рисунков и таблиц – сквозная: Рис. 1, Рис. 2 и т.д. - для рисунков (подписывается снизу от рисунка); Таблица 1, Таблица 2 и т.д. – для таблиц (надписывается сверху таблицы в правой части). Для таблиц и рисунков могут по усмотрению автора выполняться разъясняющие надписи и подписи. При переносе таблицы на другую страницу, необходимо делать надпись, например: Таблица 1. Продолжение.

Формулы нумеруются тогда, когда на них, в дальнейшем, делаются ссылки в тексте. В этом случае формула помещается в отдельную строку в центре страницы и отделяется от текста междустрочными интервалами. Нумерация формул – внутри раздела, например: в первом разделе (1.1), (1.2) и т.д., во втором разделе – (2.1), (2.2) и т.д. Номер формулы указывается в правой части страницы. Если формула используется в тексте один раз (ссылки на нее отсутствуют), то она не выделяется в отдельную строку и не нумеруется. При написании формул следует избегать «многоярусных» дробей. Для сокращения записи «многоярусного» выражения знаменатель возводится в степень (-1) и переносится в числитель.

Расчетно-пояснительная записка завершается списком литературы. Библиографические источники, использованные автором расчетно-графической работы, располагаются в порядке появления на них ссылки в тексте. Ссылка на библиографический источник дается указанием его номера по списку литературы, например: [1], [2] и т.д. Если указываются в одном месте несколько источников, то их номера по списку следуют через запятую: [1,2], [1 - 4]. Пример записи однотомного издания: Фролов, К.В. Теория механизмов и механика машин: учебник для вузов / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов. – М.: Высш. шк., 1998. – 496 с. После написания, записка сшивается и подписывается на титульном листе выполнившим расчетно-графическую работу студентом.

5.2.Оформление графической части.

Графическая часть курсового проекта состоит из двух листов формата А2. Первый лист называется «Кинематический анализ исполнительного механизма». На нем изображается план положений механизма, кинематические диаграммы и векторные планы (скорости, ускорения) для *двух положений механизма*. Наименование второго листа – «Силовой анализ исполнительного механизма». На нем приводятся расчетные схемы звеньев, векторные планы сил, расчет методом Жуковского для *одного положения механизма*. На листе записываются также уравнения кинестатики звеньев. Графическая часть

оформляется в соответствии с общими правилами оформления чертежей ГОСТ ЕСКД. После выполнения листы подписываются студентом с указанием даты в соответствующей графе основной надписи. Расчетно-пояснительная записка и графическая часть сдаются на проверку преподавателю.

5.3. Защита расчетно-графической работы

Полностью оформленная, правильно выполненная расчетно-графическая работа подписывается руководителем и допускается к защите. Защита расчетно-графической работы осуществляется в форме краткого доклада студента о выполненном учебном задании и ответов на вопросы преподавателя. Дидактическая цель защиты расчетно-графической работы в форме доклада – научить будущего инженера четко, коротко и технически грамотно излагать результаты выполненной им работы. Структура доклада предлагается следующая.

- Тема расчетно-графической работы и основные исходные данные к ее выполнению.
- Наименование задач, подлежащих выполнению.
- Пояснение результатов расчетов.
- Выводы.

Тема расчетно-графической работы зачитывается полностью, например: «Анализ исполнительного механизма строгального станка». Исходные данные озвучиваются только те, которые дают наиболее общее представление о технических характеристиках объекта проектирования: габаритные размеры механизма, частота вращения кривошипа в установившемся режиме, величина полезной нагрузки и характер ее изменения. Задачами, выполняемыми в расчетно-графической работе, являются структурный, кинематический и силовой анализ исполнительного механизма. Пояснение результатов расчетов состоит в перечислении полученных зависимостей, величин, параметров с указанием расположения этих результатов на листах графической части работы. Так как каждый расчет выполняется двумя различными методами, в выводах должно быть озвучено то, насколько результаты, полученные одним методом, согласуются с результатами, полученными другим методом. Расхождение результатов, если расчет верен, должно быть незначительным и объясняться только погрешностями при выполнении графических построений и ошибками округления. Доклад студент завершает фразой: «Доклад окончен». Продолжительность доклада - от трех до пяти минут.

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ РФ

СЕВМАШВТУЗ

Кафедра №3

АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА СТРОГАЛЬНОГО СТАНКА

Контрольная работа по теории механизмов и машин

Студент

Иванов И.И.
Группа 1297

Преподаватель

Смирнов А.А.

Северодвинск
2009

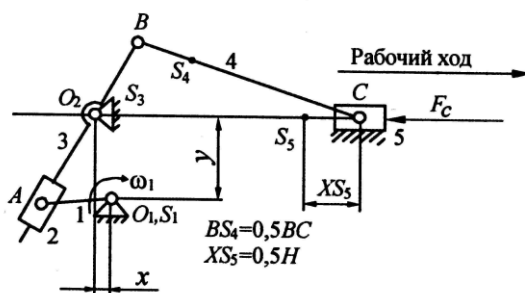
ЗАДАНИЕ

на расчетно-графическую работу

АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА ФОРМОВОЧНОЙ МАШИНЫ

Студент _____ группа _____ вариант _____

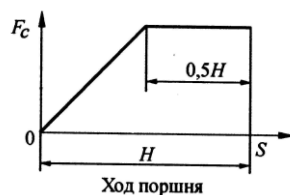
Задание выдано _____ г. Сдача на проверку _____ г.



2

Начальное положение – начало рабочего хода

Рис. 2. Механизм формовочной машины



Т а б л и ц а 2.3

ВЕЛИЧИНА	ВАРИАНТЫ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$x, \text{ м}$	0,07	0,09	0,10	0,07	0,08	0,00	0,05	0,04	0,03	0,06
$y, \text{ м}$	0,07	0,08	0,09	0,07	0,07	0,12	0,14	0,10	0,14	0,12
$I_{O1A}, \text{ м}^2$	0,15	0,18	0,20	0,14	0,16	0,25	0,30	0,20	0,30	0,25
$I_{O2B}, \text{ м}^2$	0,22	0,25	0,28	0,20	0,23	0,40	0,48	0,32	0,50	0,42
$I_{BC}, \text{ м}^2$	0,60	0,75	0,80	0,55	0,65	1,00	1,20	0,80	1,20	1,00
$\omega, \text{ рад/с}$	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0
$m_2, \text{ кг}$	5,00	5,20	6,00	4,50	4,70	4,00	3,80	3,90	4,60	5,20
$m_4, \text{ кг}$	12,00	13,00	15,00	11,00	12,00	11,00	10,00	10,00	13,00	14,00
$m_5, \text{ кг}$	25,00	26,00	30,00	22,00	24,00	20,00	19,00	21,00	24,00	30,00
$J_{S1}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2$	0,25	0,30	0,28	0,20	0,23	0,20	0,18	0,20	0,25	0,30
$J_{S3}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2$	0,31	0,28	0,32	0,30	0,32	0,33	0,29	0,31	0,40	0,42
$J_{S4}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2$	0,60	0,50	0,62	0,60	0,63	0,64	0,51	0,50	0,60	0,70
$J_{O1}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2$	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
$F_c, \text{ Н}$	600,00	700,00	750,00	580,00	680,00	400,00	450,00	500,00	550,00	620,00

Выполнить: 1) описание работы механизма по кинематической схеме; 2) структурный анализ механизма; 3) кинематический анализ механизма (диаграммы и векторные планы для двух положений); 4) силовой анализ механизма (векторные планы и расчет движущего момента методом Жуковского для одного положения)

Преподаватель: _____

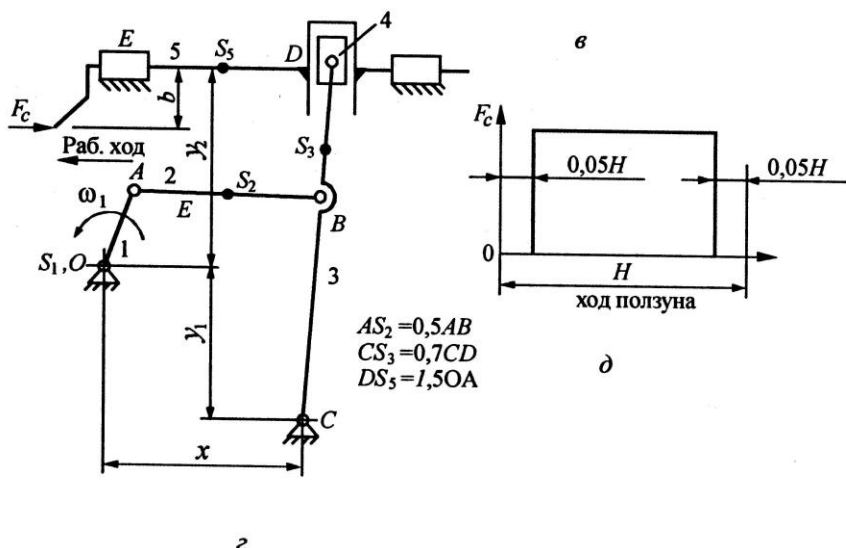
ЗАДАНИЕ

на расчетно-графическую работу

АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА ПОПЕРЕЧНО-СТРОГАЛЬНОГО СТАНКА

Студент _____ группа _____ Вариант _____

Задание выдано _____ г. Сдача на проверку _____ г.



Начальное положение – начало рабочего хода

Рис. 17. Механизм поперечно-строгального станка

Т а б л и ц а 17.3

ВЕЛИЧИНА	ВАРИАНТЫ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{OA}=b, м$	0,12	0,10	0,13	0,13	0,12	0,11	0,11	0,12	0,13	0,10
$l_{BA}=x, м$	0,40	0,45	0,40	0,45	0,37	0,38	0,40	0,42	0,45	0,42
$l_{CP}=1,5C_{B}, м$	0,7	0,7	0,8	0,8	0,75	0,75	0,7	0,8	0,75	0,75
$y_2=1,5y_1, м$	0,43	0,42	0,49	0,50	0,46	0,47	0,43	0,49	0,46	0,47
$\omega_1, рад/с$	12	12	13	13	13	11	11	11	10	10
$m_2, кг$	6	8	6	6	8	8	6	7	7	7
$m_3, кг$	20	22	24	25	23	22	20	22	24	26
$m_5, кг$	40	35	38	42	40	45	38	45	37	43
$J_{S1}, кг \cdot м^2$	0,30	0,35	0,30	0,35	0,32	0,33	0,35	0,30	0,35	0,33
$J_{S2}, кг \cdot м^2$	0,45	0,42	0,43	0,45	0,42	0,43	0,46	0,44	0,40	0,42
$J_C, кг \cdot м^2$	0,62	0,60	0,65	0,68	0,70	0,65	0,62	0,68	0,70	0,66
$J_D, кг \cdot м^2$	0,060	0,065	0,067	0,062	0,068	0,070	0,068	0,066	0,065	0,067
$F_C, кН$	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,3	2,2	2,4	2,1

Выполнить: 1) описание работы механизма по кинематической схеме; 2) структурный анализ механизма; 3) кинематический анализ механизма (диаграммы и векторные планы для двух положений); 4) силовой анализ механизма (векторные планы и расчет движущего момента методом Жуковского для одного положения)

Преподаватель: _____

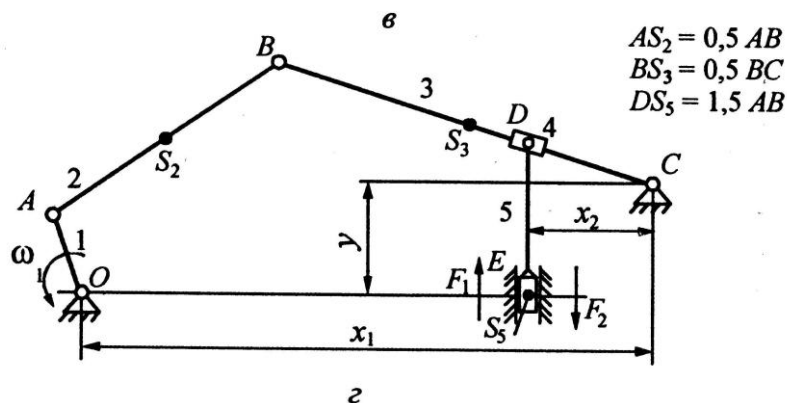
ЗАДАНИЕ

на расчетно-графическую работу

АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА СТАНА ХОЛОДНОЙ КАЛИБРОВКИ ТРУБ

Студент _____ группа _____ Вариант _____

Задание выдано _____ г. Сдача на проверку _____ г.



Начальное положение – крайнее верхнее положение рисунка

Рис. 12. Механизм стана холодной калибровки труб

Т а б л и ц а 12.3

ВЕЛИЧИНА	ВАРИАНТЫ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{OA}, м$	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20	0,21	0,18	0,17	0,16
$l_{AB}, м$	0,30	0,33	0,34	0,38	0,39	0,40	0,40	0,37	0,35	0,32
$l_{BC}, м$	0,75	0,78	0,80	0,82	0,90	0,95	1,0	0,92	0,85	0,80
$x_1, м$	0,70	0,73	0,74	0,80	0,85	0,88	0,92	0,85	0,78	0,74
$x_2, м$	0,28	0,30	0,30	0,35	0,35	0,36	0,40	0,37	0,34	0,32
$y, м$	0,17	0,20	0,20	0,21	0,21	0,23	0,24	0,22	0,20	0,19
$\omega, рад/с$	3	3	5	5	5	3	3	4	4	4
$m_2, кг$	15	18	20	22	25	23	19	21	18	17
$m_3, кг$	80	90	85	95	100	105	110	120	110	100
$m_5, кг$	800	900	1000	1100	1200	1300	1250	1400	1400	1350
$J_{S2}, кг \cdot м^2$	0,12	0,11	0,13	0,14	0,14	0,13	0,14	0,15	0,13	0,14
$J_{S3}, кг \cdot м^2$	0,25	0,25	0,30	0,35	0,33	0,32	0,36	0,38	0,33	0,32
$J_{S5}, кг \cdot м^2$	0,05	0,05	0,06	0,06	0,04	0,06	0,07	0,08	0,06	0,07
$F_{C1}, кН$	12	11	13	16	14	17	15	20	25	23
$F_{C2}, Н$	900	950	975	1000	1050	1100	1120	1300	1870	1200

Выполнить: 1) описание работы механизма по кинематической схеме; 2) структурный анализ механизма; 3) кинематический анализ механизма (диаграммы и векторные планы для двух положений); 4) силовой анализ механизма (векторные планы и расчет движущего момента методом Жуковского для одного положения)

Преподаватель: _____

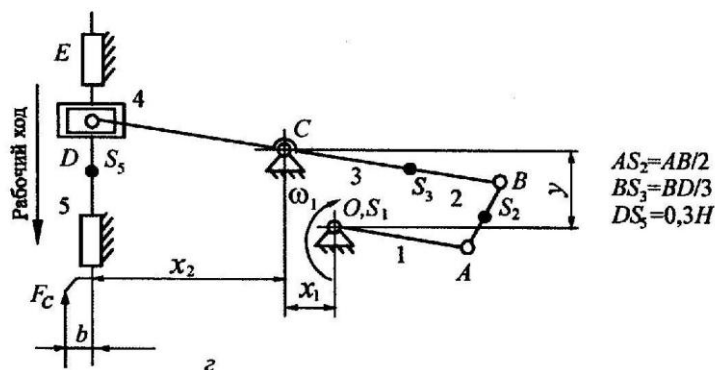
ЗАДАНИЕ

на расчетно-графическую работу

АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА ЗУБОДОЛБЕЖНОГО СТАНКА

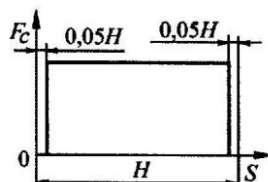
Студент _____ группа _____ Вариант _____

Задание выдано _____ г. Сдача на проверку _____ г.



Начальное положение – начало рабочего хода

Рис. 4. Механизм зубодолбежного станка



ВЕЛИЧИНА	ВАРИАНТЫ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{OA}, \text{ м}$	0,15	0,10	0,16	0,20	0,12	0,14	0,10	0,15	0,20	0,25
$l_{AB}, \text{ м}$	0,65	0,43	0,68	0,87	0,52	0,61	0,43	0,65	0,87	1,10
$l_{BC}, \text{ м}$	0,65	0,43	0,68	0,87	0,52	0,61	0,43	0,65	0,87	1,10
$l_{CD}, \text{ м}$	0,23	0,15	0,25	0,31	0,18	0,21	0,15	0,23	0,31	0,38
$b, \text{ м}$	0,05	0,07	0,08	0,06	0,09	0,04	0,10	0,05	0,07	0,06
$X_{1z}, \text{ м}$	0,75	0,50	0,80	1,00	0,60	0,70	0,50	0,75	1,00	1,25
$X_{2z}, \text{ м}$	0,24	0,16	0,27	0,32	0,19	0,22	0,16	0,24	0,32	0,40
$Y_z, \text{ м}$	0,60	0,40	0,64	0,80	0,48	0,56	0,40	0,60	0,80	1,00
$\omega_d, \text{ рад/с}$	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	150,00	150,00	150,00	150,00
$m_2, \text{ кг}$	5,00	4,00	5,10	6,00	4,00	4,20	4,00	5,00	6,00	6,30
$m_3, \text{ кг}$	6,00	5,00	6,20	7,00	5,00	5,30	5,00	6,00	7,00	7,20
$m_5, \text{ кг}$	24,00	18,00	25,00	25,00	18,00	23,00	18,00	24,00	24,00	27,00
$J_{O1}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2$	0,30	0,20	0,31	0,36	0,22	0,34	0,20	0,30	0,36	0,38
$J_{S2}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2$	0,07	0,05	0,07	0,08	0,06	0,06	0,05	0,08	0,09	0,07
$J_{S3}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2$	0,12	0,10	0,12	0,14	0,10	0,12	0,10	0,13	0,15	0,16
$J_d, \text{ кг}\cdot\text{м}^2$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,08	0,08	0,08	0,08
$F_C, \text{ Н}$	1350,00	1450,00	1750,00	2400,00	1200,00	1500,00	1800,00	1600,00	2100,00	3000,00
δ	0,06	0,08	0,06	0,06	0,08	0,08	0,06	0,07	0,06	0,08

Передаточное число привода для всех вариантов: $i = 15$.

Выполнить: 1) описание работы механизма по кинематической схеме; 2) структурный анализ механизма; 3) кинематический анализ механизма (диаграммы и векторные планы для двух положений); 4) силовой анализ механизма (векторные планы и расчет движущего момента методом Жуковского для одного положения)

Преподаватель: _____

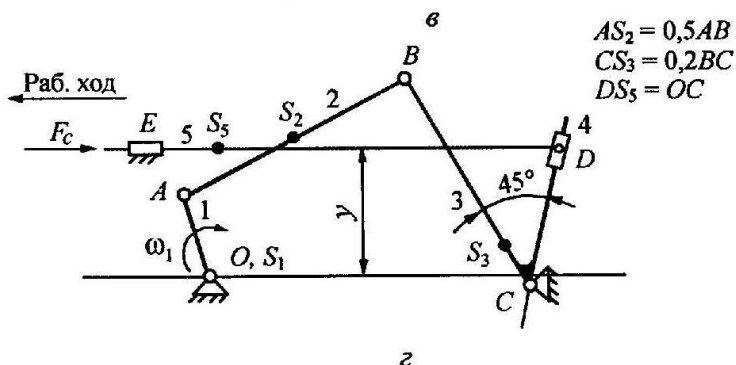
ЗАДАНИЕ

на расчетно-графическую работу

АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА ЗУБСТРОГАЛЬНОГО СТАНКА

Студент _____ группа _____ Вариант _____

Задание выдано _____ г. Сдача на проверку _____ г.



Начальное положение – начало рабочего хода

Механизм зубострогального станка для нарезания конических колес

ВЕЛИЧИНА	ВАРИАНТЫ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{OA}, \text{м}$	0,06	0,06	0,05	0,06	0,07	0,07	0,08	0,06	0,05	0,07
$l_{AB}=l_{BC}, \text{м}$	0,24	0,26	0,20	0,25	0,28	0,30	0,32	0,25	0,22	0,30
$l_{OC}, \text{м}$	0,34	0,37	0,28	0,35	0,39	0,42	0,45	0,35	0,31	0,42
$u, \text{м}$	0,17	0,18	0,14	0,18	0,20	0,21	0,23	0,17	0,15	0,20
$\omega, \text{рад/с}$	140	150	280	260	160	130	140	270	286	144
$m_1, \text{кг}$	5	6	7	8	9	9	8	10	12	8
$m_2, \text{кг}$	10	12	13	14	14	11	13	14	15	12
$m_3, \text{кг}$	13	16	18	20	18	14	15	17	19	18
$m_5, \text{кг}$	15	18	20	22	20	16	17	19	21	20
$J_{O1}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,12	0,14	0,16	0,18	0,13	0,15	0,17	0,16	0,15	0,16
$J_{S2}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,10	0,12	0,14	0,16	0,11	0,13	0,15	0,14	0,15	0,15
$J_{S3}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,20	0,22	0,33	0,45	0,33	0,44	0,33	0,30	0,43	0,32
$J_D, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,02	0,02	0,03	0,03	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,02
$F_C, \text{Н}$	500	800	1000	1500	1100	1300	900	2000	1400	1800
δ	0,02	0,01	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,03

Передаточное число привода для всех вариантов: $i = 12$.

Выполнить: 1) описание работы механизма по кинематической схеме; 2) структурный анализ механизма; 3) кинематический анализ механизма (диаграммы и векторные планы для двух положений); 4) силовой анализ механизма (векторные планы и расчет движущего момента методом Жуковского для одного положения)

Преподаватель: _____

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Смелягин, А.И. Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование: учебное пособие /А.И. Смелягин. – М.: ИНФРА-М; Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2006. – 263 с. – (Высшее образование).
2. Кузьмин, Д.В. Теория механизмов и машин: конспект лекций. Часть I. Общие вопросы теории механизмов и машин /Д.В. Кузьмин. – Северодвинск: Севмашвуз, 2008. – 70 с.

Кузьмин Дмитрий Васильевич
Теория механизмов и машин.
Методическое пособие к выполнению
расчетно-графических работ.

Компьютерный набор и верстка автора.
Подготовка к печати О.А. Мартиросян.