



Профессиональное образовательное частное учреждение среднего профессионального образования

**«Высший юридический колледж:
экономика, финансы, служба безопасности»**

Пушкинская ул., д. 268, 426008, г. Ижевск. Тел.: (3412) 32-02-32. Тел./факс: 43-62-22. E-mail: mveu@mveu.ru, mveu.ru

МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

по выполнению практических работ

по дисциплине

ОП.02 Техническая механика

для специальности

20.02.04 Пожарная безопасность

Ижевск, 2020 г.

ВВЕДЕНИЕ

Техническая механика относится к общеинженерному циклу дисциплин и изучает общие методы исследования (анализа) машин и механизмов и их проектирования (синтеза). Изучив эту теорию, можно понять, как устроены качалки, насосы, автоматические машины для прокладки газонефтепроводов, выяснить принципы их работы.

Работники машиностроительной, строительной, нефтегазопромысловой и многих других отраслей промышленности в своей профессиональной деятельности постоянно имеют дело с различными машинами и механизмами. Доля их в последнее время неуклонно растет, особенно в такой активно развивающейся области, как проектирование, сооружение и эксплуатация газонефтепроводов.

Для конструкторов, проектирующих новые машины, значение курса очевидно. Для тех же, кто будет их сооружать, или эксплуатировать, необходимо хорошо знать кинематические и динамические свойства машин, чтобы получить наиболее экономичные, долговечные устройства, а также быстро найти причину неполадок и отказов в работе.

Теория механизмов и машин является основой для последующего изучения специальных дисциплин, посвященных проектированию машин и приборов различных отраслей техники.

Курсовой проект по теории механизмов и машин по своему содержанию охватывает основные разделы курса и является одним из важнейших видов его изучения и освоения. Проект предусматривает выполнение чертежей и расчетов, количество и объем которых устанавливается кафедрой в соответствии с учебным планом по дисциплине.

Вариант задания на курсовой проект, в соответствии с решением кафедры, может либо выбираться по последней цифре шифра студента (вариант числовых значений – по предпоследней цифре, подвариант – по третьей цифре с конца), либо назначаться по указанию преподавателя.

На защите курсового проекта студент должен показать знания теории и общих методов исследования и проектирования механизмов. Оценка за проект ставится в зависимости от качества его выполнения и выявленной на защите теоретической подготовки студента.

1. ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ И ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ РАБОТЫ

Графическая часть каждого раздела выполняется на отдельном листе чертежной бумаги с соблюдением всех требований ГОСТа. Формат листа устанавливается кафедрой. Лист заполняется полностью; необходимость применения нестандартных масштабов оговаривается с преподавателем. Все вспомогательные построения на чертежах сохраняются. Над каждым графическим построением делается надпись, указывающая его наименование, на графиках по осям координат приводятся буквенные обозначения и размерности масштабов.

Пояснительная записка представляется в рукописном или отпечатанном виде на одной стороне листа белой нелинованной бумаги формата А4 с полями сверху и снизу 20 мм, слева 30 и справа 10 мм. Все страницы нумеруются в правом верхнем углу (сначала – карандашом), номер 1 на первой странице (титulyном листе) не ставится.

Записка должна иметь (по порядку):

титulyный лист, имеющий логотип, название вуза, факультета и кафедры (см. титulyный лист данного пособия), название «Расчетно-пояснительная записка к курсовому проекту по теории механизмов и машин на тему «Тема задания»», номер задания, варианта, подварианта, фамилии студента и преподавателя, город, год;

оглавление;

задание, выданное кафедрой;

краткое описание механизма – его назначение, принцип действия, устройство;

основной текст, содержащий данные к каждому разделу, краткие пояснения к расчетам, необходимые рисунки и таблицы;

список использованной литературы.

Каждый раздел начинается с новой страницы, имеет номер и заголовок, выполненный чертежным шрифтом прописными буквами (а подразделов – строчными).

Все необходимые для расчета формулы сначала пишутся в общем виде, затем в них подставляются числовые значения и фиксируется конечный результат (с указанием размерности). Для повторяющихся вычислений приводится только одна расчетная формула, а результаты сводятся в таблицу. Каждая таблица должна иметь название и порядковый номер, рисунки – номер и подрисуючную подпись.

При оформлении материалов записки в качестве образца следует ориентироваться на печатные издания (научно-техническую литературу). Записка сшивается и подписывается студентом на титulyном листе.

2. СОДЕРЖАНИЕ И РЕКОМЕНДУЕМАЯ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ВЫПОЛНЕНИЯ ЛИСТОВ

Лист 1. Кинематический анализ механизма

1. Спроектировать кинематическую схему механизма, определить недостающие размеры звеньев механизма
2. Построить план механизма, начиная с нулевого положения для 6, 8 или 12 положений механизма (число положений механизма определяется кафедрой). В качестве нулевого положения выбирается крайнее положение механизма, соответствующее началу рабочего хода.
3. Построить планы скоростей для всех положений механизма.
4. Построить планы ускорений для двух, трех или всех положений механизма (определяется кафедрой).
5. Для точки выходного звена построить диаграммы перемещений, скоростей и ускорений методом графического дифференцирования.
6. В пояснительной записке привести расчеты масштабов; векторные формулы для скоростей и ускорений с расшифровкой обозначений; пример их расчета в одном положении; таблицы скоростей и ускорений точек, угловых скоростей и ускорений звеньев с указанием направления вращения для всех положений механизма; таблицу сравнения скоростей и ускорений, полученных с помощью планов и диаграмм.

Лист 2. Силовой анализ механизма

1. Построить в масштабе 1-го листа план механизма в одном из промежуточных положений рабочего хода (по заданию).
2. Перенести с 1-го листа план ускорений и план скоростей для данного положения механизма.
3. Построить график изменения движущей силы или силы полезного сопротивления в функции перемещения выходного звена.
4. Вычертить группы Ассура и начальный механизм с приложенными активными силами, реакциями в кинематических парах, силами и моментами сил инерции.
5. После определения по уравнениям моментов необходимых реакций в кинематических парах построить планы сил для групп Асура и начального механизма.
6. Используя план скоростей, определить уравнивающую силу с помощью рычага Жуковского.
7. В пояснительной записке привести расчет сил тяжести, инерции, моментов сил инерции; уравнения моментов и векторные уравнения кинестатики; расчет реакций связей и уравнивающей силы; провести сравнение величины уравнивающей силы, полученной с помощью

планов сил и рычага Жуковского.

Лист 3. Динамический анализ механизма

1. Определить для всех положений механизма приведенный к валу кривошипа момент силы полезного сопротивления. Построить диаграмму изменения приведенного момента сил по углу поворота кривошипа.
2. Методом графического интегрированием графика приведенного момента силы полезного сопротивления построить график его работы.
3. Построить диаграмму работы движущей силы, считая момент движущей силы постоянным за весь цикл установившегося движения.
4. Методом графического дифференцирования построить график приведенного момента движущей силы.
5. Построить диаграмму изменения кинетической энергии как разности работ движущей силы и силы полезного сопротивления.
6. Вычислить приведенный к валу кривошипа момент инерции для всех положений механизма и построить его диаграмму.
7. Построить диаграмму изменения кинетической энергии в функции приведенного момента инерции (диаграмму энергомасс Ф. Виттенбауэра).
8. Используя диаграмму энергомасс, определить момент инерции маховика.
9. В пояснительной записке привести основные формулы для расчета приведенных моментов и приведенных моментов сил инерции; вычисления свести в таблицу. Привести расчет масштабов, углов наклона касательных, массы и размеров маховика. При больших размерах маховика установить его на быстроходный вал и определить новую массу и размеры. Проверить окружную скорость маховика. Определить мощность двигателя.

Лист 4. Зубчатая передача

1. Вычертить схему планетарной передачи.
2. Вычертить зубчатое зацепление, при этом высота зуба не менее 30–50 мм; выделить активные участки профилей зубьев и линии зацепления; все размеры проставить с точностью до сотых.
3. Привести таблицу с основными параметрами зацепления.
4. В пояснительной записке привести подбор чисел зубьев планетарной передачи по заданному передаточному отношению; геометрический расчет зацепления, расчет качественных показателей зацепления.

Лист 5. Кулачковый механизм

1. Изобразить схему кулачкового механизма.
2. Построить диаграмму ускорения толкателя.

3. Методом графического интегрирования построить диаграммы скорости и перемещения толкателя.
4. Графически определить минимальный радиус кулачка.
5. Построить теоретический и практический профили кулачка методом обращения движения.
6. Построить диаграмму углов давления для всех положений кулачкового механизма.
7. В пояснительной записке привести исходные данные и цель синтеза кулачкового механизма; расчеты масштабов; таблицу аналогов перемещения толкателя; расчет минимального радиуса кулачка.

3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ РАБОТЫ

3.1. Структурное исследование механизма

Курсовой проект начинается со структурного анализа, необходимого для дальнейшего решения задач кинематического и динамического исследования механизма.

Для анализа структуры необходимо определить число подвижных звеньев механизма, число и класс кинематических пар и число степеней свободы механизма.

Механизм – устройство, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких тел (входных звеньев) в требуемые движения других тел (выходных звеньев). *Звено механизма* – твердое тело, входящее в состав механизма. *Стойка* – неподвижное звено.

Пример четырехзвенного механизма приведен на рис. 1.

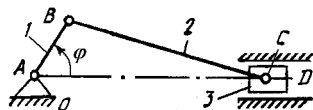


Рис. 1. Кривошипно-ползунный механизм:
1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – ползун; 0 – стойка

Звенья механизма соединяются между собой кинематическими парами.

Кинематическая пара – подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев. *Класс кинематической пары* определяется числом условий связи, наложенных на относительное движение звеньев. Наиболее распространены в технике пары пятого класса – поступательная (рис. 2, а) и вращательная (рис. 2, б), имеющие только одну подвижность. Последняя пара называется еще шарниром.

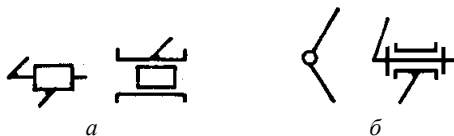


Рис. 2. Кинематическая пара пятого класса:
поступательная (а) и вращательная (б)

Поступательная и вращательная кинематические пары относятся к *низшим* парам, где соприкосновение элементов пары происходит по поверхности. В *высшей* паре соприкосновение происходит по линиям и в точках. В низшей паре износ элементов кинематической пары меньше, их легче изготавливать. Высшие пары обладают тем достоинством, что имеют малые габари-

ты и могут передавать движение по любому закону (например, в кулачковых механизмах).

Число степеней свободы механической системы совпадает с числом обобщенных координат механизма. Например, в кривошипно-ползунном механизме (рис. 1) за обобщенную координату можно взять угол поворота ф кривошипа 1. При этом положение шатуна 2 и ползуна 3 однозначно определится этим углом.

Звено, которому приписывается обобщенная координата, называют *начальным*.

Для определения числа степеней свободы плоского механизма используется формула П. Л. Чебышёва:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (1)$$

где n – число подвижных звеньев механизма; p_5 – число кинематических пар пятого класса (низших); p_4 – число кинематических пар четвертого класса (высших).

В кривошипно-ползунном механизме (рис. 1) три подвижных звена и четыре низших пары – три вращательные $A(0,1)$, $B(1,2)$, $CB(2,3)$ и одна поступательная $D(3,0)$, т.е. $n = 3$, $p_5 = 4$, $p_4 = 0$. По формуле (1) $W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1$. Значит, в данном механизме должно быть только одно начальное звено. Остальной механизм присоединяется к начальному звену.

Согласно принципу Л. В. Ассура, любой механизм может быть образован путем присоединения к начальному звену групп звеньев (групп Асура). При этом степень свободы механизма должна быть такой же, как у начального звена. Отсюда следует, что присоединять нужно структурные группы с нулевой степенью свободы. В группе Ассура плоского рычажного механизма число звеньев должно быть четным, а число пар определяется из равенства $p_5 = 3/2n$. В простейшей группе Ассура два звена и три кинематические пары (рис. 3). По числу пар, входящих в звено (две), она названа *группой Ассура второго класса*.

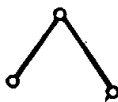


Рис. 3. Группа Ассура второго класса

Порядок группы Ассура определяется числом внешних кинематических пар, которыми эта группа присоединяется к механизму. Все группы II класса имеют второй порядок. *Класс механизма* определяется наивысшим классом группы Ассура, которая входит в состав механизма.

Структурный анализ механизма ведется в следующем порядке.

1. Пронумеровать звенья цифрами, стойке придается цифра 0.
2. Обозначить кинематические пары латинскими заглавными буквами.
3. Определить: а) вид каждой пары – высшая, низшая; б) класс кинематической пары. Например: $A(0;1)$ – низшая, вращательная, 5 класса.
4. Подсчитать число кинематических пар всех классов (p_5, p_4 и т.д.).
5. Сосчитать количество подвижных звеньев n .
6. Найти степень свободы механизма W .
7. Выбрать начальное звено.
8. Разбить механизм на структурные группы и начальный механизм. При этом начинать следует с группы Ассура, наиболее удаленной от начального звена.
9. Обозначить звенья в группах Ассура цифрами, а кинематические пары – буквами (теми же, что и в целом механизме).
10. Определить класс и порядок групп Ассура; для групп второго класса – вид.
11. Составить формулу строения механизма.
12. Определить класс механизма.

3.1. Кинематический анализ механизма

Целью кинематического исследования механизма является определение положений, скоростей и ускорений звеньев и их точек в зависимости от времени или от положения начальных звеньев.

Планы механизма. Вначале строится кинематическая схема механизма – *план механизма*. Построение производится в определенном масштабе. В теории механизмов и машин принято пользоваться понятием масштабный коэффициент. *Масштабным коэффициентом* физической величины называют отношение численного значения физической величины в собственных ей единицах к длине отрезка в миллиметрах, изображающего эту величину. Для удобства везде в дальнейшем вместо термина «масштабный коэффициент» будем говорить коротко «масштаб». Таким образом, в теории механизмов и машин масштаб

$$\mu = \frac{\text{истинная величина}}{\text{чертежная величина}}.$$

Масштабный коэффициент – размерная величина, в отличие от обычного масштаба, применяемого в картографии и черчении. Масштаб плана механизма имеет размерность м/мм, обозначается μ_l и определяется следующим образом:

$$\mu_l = l_{OA}/OA,$$

где l_{OA} – истинная длина кривошипа, м; OA – отрезок на кинематической схеме, изображающий длину кривошипа, мм.

Размеры звеньев в отрезке на чертеже пересчитываются по формуле

$$L_i = l_i / \mu_l,$$

где L_i – отрезок на схеме, изображающий i -е звено, мм; l_i – истинный размер i -го звена.

Для построения планов положений механизма вначале размечают неподвижные точки и направляющие с учетом возможного движения звеньев.

Следующим действием является нахождение крайних положений механизма и выбор нулевого положения. В соответствии с рис. 4 видно, что ползун 3 займет одно из крайних положений, когда кривошип 1 и шатун 2 будут находиться на одной прямой. Методом засечек отмечаем эти положения. Из точки O делаем засечку на траектории движения точки B радиусом $R_1 = OA + AB$ – это крайнее правое положение; засечка радиусом $R_2 = AB - OA$ отмечает крайнее левое положение (рис. 4).

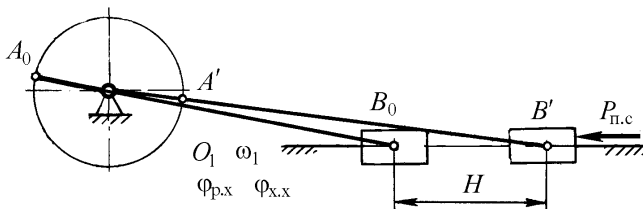


Рис. 4. Крайние положения механизма

Одно из этих положений – начальное (нулевое). За *нулевое положение* принимается крайнее положение звеньев механизма в начале рабочего хода. Если известно направление силы полезного сопротивления $P_{п.с.}$, то на рабочем ходу звено, к которому приложена $P_{п.с.}$, должно двигаться против этой силы. При проектировании новых механизмов для определения начального положения чаще всего исходят из того, что рабочий ход должен быть больше холостого, т.е. угол поворота кривошипа 1 от начального крайнего положения до второго крайнего положения должен быть больше 180° .

Таким образом, в данном механизме нулевым будет крайнее левое положение ползуна 3. Находим положение точки A в нулевом положении (пересечение звена OA с траекторией движения точки A). Делим траекторию движения точки A на n равных частей (например, 6), начиная от нулевого положения, и обозначаем полученные точки по порядку в направлении вращения кривошипа 1. Затем строим остальные звенья механизма.

Планы скоростей. Построен план механизма в масштабе и задана угловая скорость начального звена ω_1 . Для каждого звена механизма требуется найти его угловую скорость и скорости его точек.

Решение задачи начинаем с определения величины скорости точки A начального звена I : $V_A = \omega_1 \cdot l_{OA}$.

В системе СИ единица угловой скорости обозначается рад/с, но размерность ее с^{-1} , так как радиан – безразмерная величина. Если задано число оборотов начального звена в минуту (частота вращения) n , то $\omega_1 = \pi n / 30$.

Изобразим скорость V_A вектором, отложенным из некоторой точки p , называемой *полюсом плана скоростей* (рис. 7, а). Этот вектор направлен перпендикулярно OA в сторону, соответствующую направлению угловой скорости ω_1 . В конце вектора поставим точку a . Длина отрезка pa может быть выбрана произвольно. Масштабный коэффициент скоростей подсчитывается по формуле $\mu_V = V_A / pa$ и имеет размерность (м/с)/мм.

Переходим к определению скоростей точек на звеньях структурной группы, состоящей из звеньев 2 и 3. Для этой группы уже известна скорость точки A . Звено 2 находится в плоскопараллельном движении, поэтому скорость любой его точки находится как векторная сумма скорости полюса (точки A) и скорости вокруг полюса (точки A):

$$\begin{array}{c} \vec{V}_B \\ \parallel xx \end{array} = \begin{array}{c} \vec{V}_A \\ \parallel OA \end{array} + \begin{array}{c} \vec{V}_{BA} \\ \parallel AB \end{array}, \quad (3)$$

где V_{BA} – скорость точки B в ее вращательном движении вокруг точки A . Скорость V_{BA} направлена перпендикулярно шатуну 2, так как точка B в ее относительном движении может только вращаться вокруг точки A . В то же время ползун 3 движется поступательно, и скорости всех его точек одинаковы, поэтому скорость точки B ползуна горизонтальна.

Здесь и далее вектор, известный по величине и направлению, подчеркнут двумя линиями, а вектор, известный только по направлению, подчеркнут одной линией, под которой написано это направление.

Из точки a проводим линию, перпендикулярную AB , а из полюса p – горизонтальную линию. В пересечении этих направлений находится точка b – конец вектора искомой скорости точки B . Соединив точку b с полюсом p , получим вектор, изображающий скорость $\vec{V}_B$.

Для нахождения скорости точки S_2 воспользуемся *теоремой подобия* для плана скоростей звена: «Отрезки прямых линий, соединяющих точки одного и того же звена на плане механизма, и отрезки прямых линий, соединяющих концы векторов скоростей этих точек на плане скоростей, образуют подобные и сходственно расположенные фигуры».

На плане скоростей показана скорость центра масс второго звена S_2 , в данном случае находящегося посередине между точками A и B .

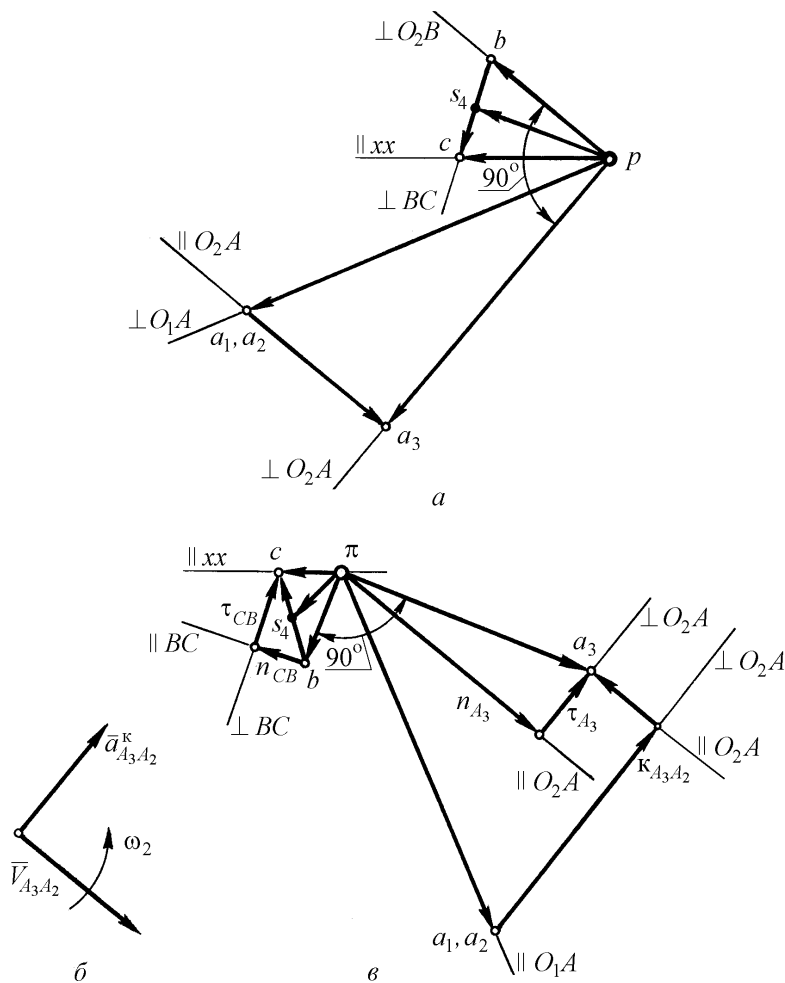


Рис. 11. Планы скоростей (а) и ускорений (б)

Эти построения завершают построение плана скоростей звена 3 и группы Ассур. Чтобы определить величины скоростей точек, надо соответствующий отрезок плана скоростей умножить на масштаб плана скоростей.

4. Определение величин и направлений угловых скоростей

Построенные планы скоростей позволяют определить угловые скорости звеньев.

Для того чтобы определить направление угловой скорости, нужно мысленно приложить к точке на плане механизма направленный отрезок, взятый с плана скоростей и изображающий соответствующую линейную скорость, и посмотреть, в какую сторону будет поворачиваться звено вокруг центра вращения вслед за этим вектором (центром вращения может служить или неподвижная точка, или центр в плоскопараллельном движении звена).

Угловая скорость звена 1 задана, она постоянна. Угловая скорость звена 2 определяется через скорость точки B в ее вращательном движении вокруг точки A :

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{AB}} = \frac{ab \cdot \mu_V}{l_{AB}},$$

Направление ω_2 определяется поворотом точки B вокруг точки A по скорости V_{BA} , приложенной в точке B . На схеме механизма (рис. 8) ω_2 направлена по ходу часовой стрелки.

Угловая скорость звена 3 равна нулю ($\omega_3 = 0$), так как звено совершает поступательное движение.

5. Планы ускорений

Начальное звено – кривошип 1 – вращается, точка A движется по окружности, поэтому полное ускорение точки A складывается из двух составляющих – нормального ускорения a_A^n и тангенциального (касательного) ускорения a_A^τ :

$$\vec{a}_A = \vec{a}_A^n + \vec{a}_A^\tau.$$

Нормальное ускорение направлено по линии OA к центру O , а его величина определяется по формуле

$$a_A^n = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = V_A^2 / l_{OA}.$$

Тангенциальное ускорение направлено по касательной к траектории, в данном случае по касательной к окружности (перпендикулярно к кривошипу OA) в сторону, соответствующую направлению углового ускорения ε_1 ; определяется оно по формуле

$$a_A^\tau = \varepsilon_1 \cdot l_{OA},$$

где ε_1 – заданное угловое ускорение звена l , рад/с² (размерность этого ускорения с⁻²). Угловая скорость кривошипа постоянна, угловое ускорение ε_1 равно нулю. Полное ускорение точки A равно нормальному: $a_A = a_A^n$.

Приняв некоторую точку π за полюс плана ускорений (рис. 4, в), отложим вектор, изображающий нормальное ускорение точки A , в виде отрезка πa . Тогда масштаб плана ускорений найдется из соотношения $\mu_a = a_A / \pi a$ и имеет размерность (м/с²)/мм.

Переходим к группе Ассура.

Ускорение точки B находим из уравнения, аналогичного уравнению (3), с разделением ускорения B вокруг A на нормальную a_{BA}^n и тангенциальную a_{BA}^τ составляющие:

$$\begin{array}{c} \underline{\underline{\vec{a}_B}} = \underline{\underline{\vec{a}_A}} + \underline{\underline{\vec{a}_{BA}^n}} + \underline{\underline{\vec{a}_{BA}^\tau}}, \\ \parallel xx \qquad \parallel AB \quad \perp AB \end{array}, \quad (7)$$

Нормальное ускорение a_{AB}^n направлено к центру вращения, то есть от точки C к точке B . Величина его находится по формуле:

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 l_{AB}.$$

Длина отрезка an , изображающего ускорение a_{BA}^n на плане,

$$an = a_{BA}^n / \mu_a, \text{ мм.}$$

Тангенциальное ускорение точки a_{BA}^τ направлено перпендикулярно шатуну AB . Ползун 3 совершает поступательное прямолинейное движение, поэтому ускорение точки B ползуна направлено горизонтально.

Через точку a плана ускорений проводим отрезок an параллельно AB в соответствующем положении. Направляем его от точки B к точке A . Из конца этого отрезка, перпендикулярно ему, проводим направление тангенциального ускорения nb через конец отрезка an , а направление ускорения πb проводим через полюс π параллельно xx . На их пересечении находится точка b – конец искомого вектора a_B .

Чтобы найти отрезки, изображающие ускорения остальных точек, используется свойство подобия планов. В качестве примера показано ускорение центра масс (середины) звена AB S_2 .

Далее отрезки на плане ускорений умножаем на масштаб μ_a и получаем истинные величины ускорений точек.

6. Определение величин и направлений угловых ускорений

Построенные планы ускорений позволяют определить величины и направления угловых ускорений звеньев в соответствующих положениях.

Угловое ускорение ε_2 шатуна 2

$$\varepsilon_2 = a_{BA}^\tau / l_{AB} = nb \cdot \mu_a / l_{AB},$$

где nb – отрезок на плане, изображающий ускорение a_{BA}^τ , мм.

Направление ε_2 находится путем переноса вектора a_{BA}^τ в точку B кинематической схемы и определения поворота звена 2 вокруг A вслед за вектором a_{BA}^τ .

Угловое ускорение звена 1 равно нулю, так как угловая скорость ω_1 кривошипа постоянна. Ползун 3 совершает поступательное движение, поэтому его угловое ускорение также равно нулю.

7. Кинематические диаграммы

Кинематической диаграммой называется графическая зависимость перемещения s , скорости V или ускорения a выходного звена механизма от времени t или угла поворота кривошипа φ_1 . Кинематические диаграммы позволяют определить перемещение, скорость и ускорение ползуна в любой момент времени.

Выходное звено – ползун 3. Вначале строится диаграмма перемещений s ползуна. Это можно сделать, если использовать предварительно построенные в нескольких положениях планы механизма. Определяются перемещения ползуна, начиная от нулевого (рис. 10). Затем определяется масштаб μ_s перемещений. Он может быть равен масштабу μ_l кинематической схемы, или быть другим.

Выбрав масштаб μ_s , размечаем оси координат (рис. 12). Горизонтальная линия (ось абсцисс) – это ось времени t (в то же время угла поворота кривошипа φ_1). Разбиваем её на равные интервалы. Концы интервалов обозначаем арабскими цифрами 0, 1, 2, ..., 12, в соответствии с номерами положений ползуна на кинематической схеме механизма. На вертикальных вспомогательных линиях откладываем перемещения ползуна в масштабе в соответствующих положениях и соединяем плавной линией.

Скорость в прямолинейном движении есть первая производная от перемещения по времени: $V = ds/dt$. Для графического дифференцирования

методом секущих (хорд) используем то свойство, что производная функции равна тангенсу угла наклона касательной к графику функции в данной точке. Заменим плавную кривую перемещений s на отрезки прямых внутри каждого интервала (рис. 12).

Ниже диаграммы перемещений проводим горизонтальную ось времени t (она же – ось угла поворота кривошипа φ_1). На продолжении оси времени (угла поворота φ_1) откладываем влево от начала координат произвольное полюсное расстояние H_1 таким образом, чтобы диаграммы скорости V и перемещений s не пересекались. Отмечается точка P_1 – полюс диаграммы скоростей.

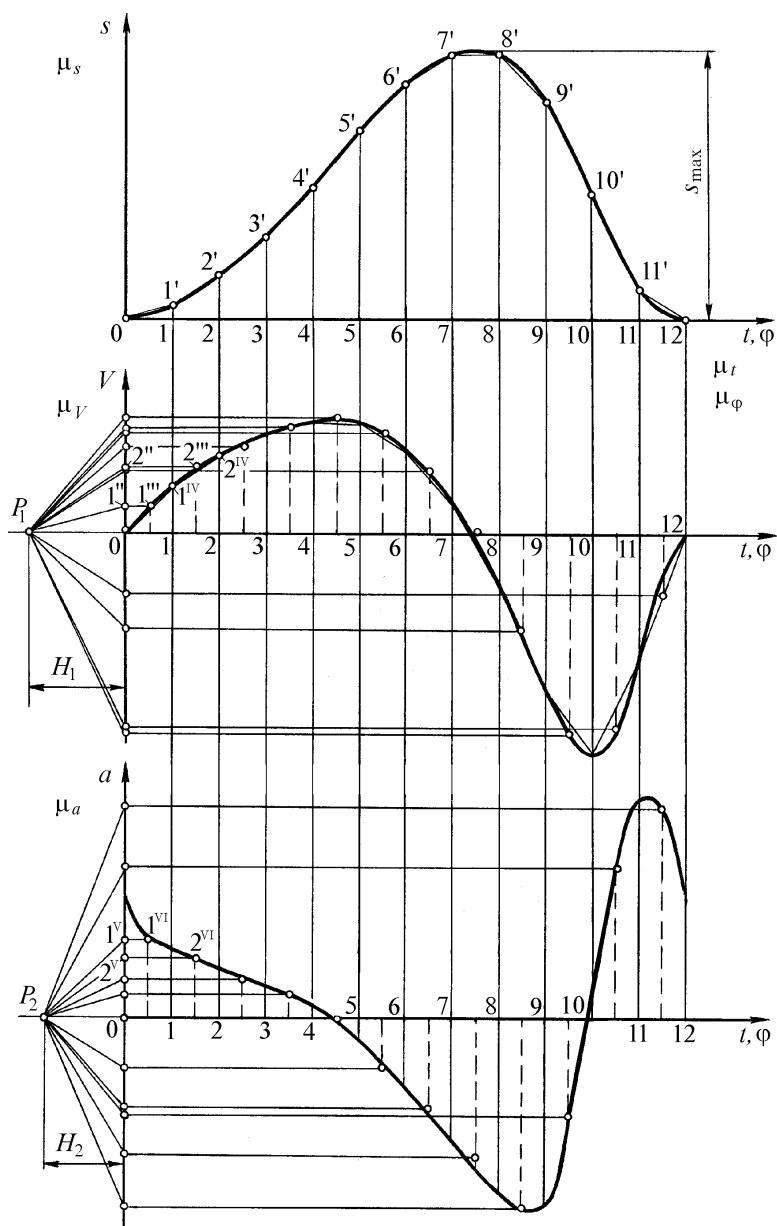


Рис. 12. Кинематические диаграммы

Заменяем кривую s ломаной $1', 2', 3', \dots, 12'$, состоящей из отрезков секущих, проходящих через концы интервалов (рис. 12). Через полюс P_1 , про-

водим линии $P1'', P2'', P3'', \dots, P12''$, параллельные секущим $0-1', 1'-2', 2'-3', \dots, 11'-12'$ соответственно. Проведенные линии будут пересекать вертикальную ось скорости ползуна V в точках $1'', 2'', 3'', \dots, 12''$. Переносим их при помощи горизонтальных вспомогательных линий на середины соответствующих интервалов. Получаем точки $1''', 2''', 3''', \dots, 12'''$. Через них проводим плавную кривую при помощи лекала и получаем диаграмму изменения скорости ползуна.

Определим масштаб диаграммы скоростей:

$$\mu'_{V'} = \frac{\mu_s}{H_1 \mu_t}.$$

Тогда значение скорости ползуна $V_i = h_i \mu'_{V'}$, где h_i – вертикальный отрезок диаграммы скоростей в i -ом положении.

Диаграмма ускорений a ползуна строится аналогично. Под диаграммой скорости проводим горизонтальную линию, разбиваем её на 12 равных частей. Заменяем кривую скорости отрезками секущих, проходящих через концы интервалов. Затем выбираем полюсное расстояние H_2 , которое откладываем влево от оси ускорений вдоль оси времени (рис. 12). От полученного полюса P_2 будем проводить лучи, параллельные отрезкам секущих.

Масштаб диаграммы ускорений:

$$\mu'_a = \frac{\mu'_{V'}}{H_2 \cdot \mu_t}.$$

Умножение величин вертикальных отрезков диаграммы ускорений на масштаб μ'_a показывает значение ускорений ползуна.

Сравнение результатов. Значения скоростей и ускорений ползуна, вычисленные с помощью планов и диаграмм, сводятся в таблицу. Результаты сравниваются по величине погрешности

$$\delta V_i = \frac{|V_i^n - V_i^d|}{V_i^n} \cdot 100\%,$$

где V_i^n – скорость ползуна в i -ом положении, взятая с плана скоростей, м/с;

V_i^d – скорость ползуна в i -ом положении на диаграмме скоростей, м/с.

Аналогичная формула используется для определения погрешности ускорений:

$$\delta a_i = \frac{|a_i^n - a_i^d|}{a_i^n} \cdot 100\%.$$

Погрешность определяется только для построенных планов ускорений.
Погрешность δV_i составляет около 5%, $\delta a_i - 10\%$.

4. ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Первым листом работы является титульный лист, вторым – оглавление, приведенное ниже так, как оно должно выглядеть в пояснительной записке. Следующие листы соответствуют листам в записке.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ЗАДАНИЕ	3
1. СТРУКТУРНОЕ И КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА.....	4
1.1. Краткое описание работы механизма	–
1.2. Структурный анализ механизма	–
1.3. Построение планов механизма	5
1.4. Построение планов скоростей	6
1.5. Определение угловых скоростей звеньев и их направлений	–
1.6. Построение планов ускорений	7
1.7. Определение угловых ускорений звеньев и их направлений.....	8
1.8. Построение кинематических диаграмм	–
1.9. Контроль точности построения	9
2. СИЛОВОЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА.....	10
2.1. Исходные данные и расчет сил инерции, моментов сил инерции	–
2.2. Силовой расчет группы Ассура и начального механизма	–
2.3. Нахождение уравновешивающей силы с помощью рычага Жуковского	14
3. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ МАШИНЫ С ПОМОЩЬЮ ДИАГРАММЫ ВИТТЕНБАУЭРА И РАСЧЕТ МАХОВИКА	15
3.1. Расчет приведенных моментов инерции и приведенных моментов сил.....	–
3.2. Расчет момента инерции и массы маховика	16
3.3. Расчет мощности двигателя.....	17

ЗАДАНИЕ

Выполнить кинематический, силовой и динамический анализ механизма

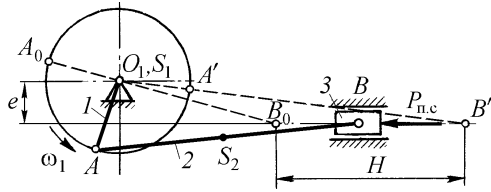


Рис. 1. Механизм насоса: $l_{AS_2} = 0,5 l_{AB}$

Вар.	Размеры, м			Массы, кг		
	l_{OA}	e	l_{AB}	m_1	m_2	m_3
40	0,2	0,12	0,55	5	3	6

Моменты инерции, кг·м ²		$\omega_1, 1/с$	$P_{п.с}, Н$	δ
I_{O_1}	I_{S_2}			
0,07	0,18	15	1000	0,06

В таблице: ω_1 – угловая скорость кривошипа, $P_{п.с}$ – сила полезного сопротивления, δ – коэффициент неравномерности хода.

1. СТРУКТУРНОЕ И КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА

1.1. Краткое описание работы механизма

Поршневые насосы принадлежат к насосам объемного типа и характеризуются наличием одной или нескольких камер, в которых поршни движутся возвратно-поступательно, сообщая перекачиваемой жидкости или газу избыточное давление. Особенностью поршневых насосов является периодический пульсирующий характер подачи, что приводит к неравномерности давлений и подачи по времени.

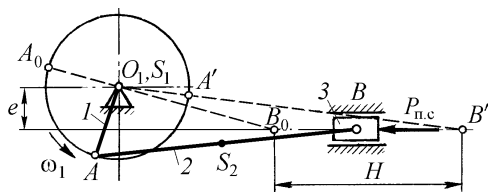


Рис. 1.1. Схема механизма

Механизм состоит из кривошипа 1, шатуна 2 и ползуна 3. Смещение e направляющих, по которым движется ползун, относительно центра кривошипа меньше радиуса кривошипной окружности. При этом угол φ_x поворота кривошипа, соответствующий холостому ходу ползуна, оказывается меньше угла φ_p его рабочего хода, что соответственно сказывается на скорости обратного хода.

Сила полезного сопротивления принимается постоянной и действующей только на рабочем ходу.

1.2. Структурный анализ механизма

Количество подвижных звеньев $n = 3$. Вращательные кинематические пары $O(0; 1)$, $A(1; 2)$, $B(2; 3)$, поступательная – $B(3; 0)$. Все пары V класса. Степень подвижности механизма вычисляем по формуле Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1.$$

Начальное звено O_1A . Ведомая часть состоит из одной группы Ассура: звенья 2 и 3 образуют группу II класса, 2-го порядка, 2-го вида.

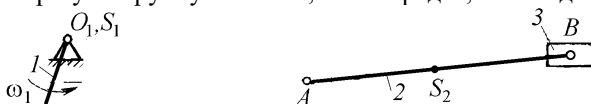


Рис. 1.2. Начальный механизм

Рис. 1.3. Группа Ассура

Формула строения механизма может быть записана в следующем виде: $I(0,1) \rightarrow II(2,3)$. Исследуемый механизм является механизмом II класса.

1.3. Построение планов механизма

Масштаб планов механизма μ_l выбираем по длине кривошипа так, чтобы планы механизма занимали примерно от одной трети до половины листа:

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{OA} = 0,2/100 = 0,002 \frac{\text{м}}{\text{мм}}.$$

Отсюда расстояние AB на чертеже

$$AB = l_{AB}/\mu_l = 0,55 / 0,002 = 275 \text{ мм}.$$

На чертеже отмечаем центр O , ниже него на расстоянии

$$e_{\text{черт}} = e_{\text{ист}}/\mu_l = 0,12 / 0,002 = 60 \text{ мм}$$

проводим горизонтальную линию (траекторию движения точки B ползуна 3).

В выбранном масштабе μ_l вычерчиваем кинематическую схему механизма в нулевом положении. В начальном положении шатун 2 накладывается на кривошип 1. Поэтому из центра O радиусом

$$R_1 = AB - OA = 275 - 100 = 175 \text{ мм}$$

проводим часть окружности, пересекающую прямую – направляющую, по которой движется ползун 3. Получаем точки A_0 и B_0 .

После этого производим разметку положений всех звеньев механизма. Траекторию конца кривошипа (окружность) делим на 6 равных частей в направлении вращения ведущего звена. Методом засечек размечаем положения точки B шатуна в 6 положениях и достраиваем механизм.

1.4. Построение планов скоростей

Масштаб планов скоростей

$$\mu_V = \frac{V_A}{pa} = \frac{\omega_1 \cdot l_{O_1A}}{pa}, \left[\frac{\text{м/с}}{\text{мм}} \right],$$

где ω_1 – угловая скорость начального звена, V_A – скорость точки A , pa – отрезок на плане скоростей, изображающий скорость точки A . Звено 1 совершает вращательное движение, точка A движется по окружности, поэтому

$$V_A = \omega_1 \cdot l_{O_1A} = 15 \cdot 0,2 = 3 \text{ м/с}, \mu_V = \frac{3}{100} = 0,03 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}.$$

Шатун 2 совершает плоскопараллельное движение, поэтому скорость точки B находится из векторного уравнения

$$\frac{\bar{V}_B}{\text{гор}} = \frac{\bar{V}_A}{\perp OA} + \frac{\bar{V}_{BA}}{\perp AB},$$

где $\bar{V}_A$ – скорость точки A , $\bar{V}_B$ – скорость точки B , $\bar{V}_{BA}$ – скорость точки B во вращательном движении звена 2 вокруг A .

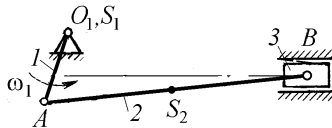


Рис. 1.4. Схема механизма со скоростями

1.5. Определение угловых скоростей звеньев и их направлений

Угловая скорость звена 2 находится по формуле $\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{AB}}$.

Таблица 1.1. Угловые скорости звеньев

№ п/п	0	1	2	3	4	5
ω_2 , рад/с	5,45	4,15	1,04	5,18	4,58	1,31
направление ω_2	против	против	по час.	по час.	по час.	против

1.6. Построение планов ускорений

Для первого и нулевого положений строятся планы ускорений в масштабе μ_a . Масштаб планов ускорений подсчитывается по формуле

$$\mu_a = \frac{a_A}{\pi a} = \frac{\omega_1^2 \cdot l_{O_1A}}{\pi a} \left[\frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}} \right],$$

где ω_1 – угловая скорость ведущего звена, a_A – ускорение точки A , πa – отрезок на плане скоростей, изображающий ускорение точки A . Отсюда

$$a_A^n = \omega_1^2 \cdot l_{O_1A} = 15^2 \cdot 0,2 = 45 \text{ м/с}^2.$$

Векторные уравнения к планам ускорений:

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA} = \bar{a}_A^n + \bar{a}_A^\tau + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^\tau, \quad \frac{\bar{a}_B}{\text{гор}} = \frac{\bar{a}_A^n}{\parallel OA} + \frac{\bar{a}_{BA}^n}{\parallel AB} + \frac{\bar{a}_{BA}^\tau}{\perp AB},$$

где

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 l_{AB} = 4,15^2 \cdot 0,55 = 9,47 \text{ м/с}^2$$

– нормальное ускорение точки B во вращательном движении звена 2 вокруг A , угловая скорость ω_2 определена в п. 1.5, a_{BA}^τ – тангенциальное ускорение точки B во вращательном движении звена 2 вокруг A , определяется из плана ускорений.

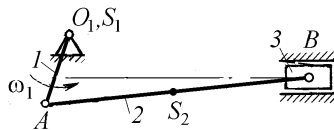


Рис. 1.5. Схема механизма с ускорениями

1.7. Определение угловых ускорений звеньев и их направлений

Угловое ускорение звена 2 находится по формуле $\varepsilon_2 = a_{BA}^\tau / l_{AB}$, где $a_{BA}^\tau = n_2 b \cdot \mu_a$ – тангенциальное ускорение точки B во вращательном движении звена 2 вокруг точки A .

Таблица 1.2. Угловые ускорения звеньев

№ п/п	0	1
ε_2 ,	17,2 против	52,4

направление ε_2	против	по час.
-----------------------------	--------	---------

1.8. Построение кинематических диаграмм

На основании полученной разметки траектории точки выходного звена (точки B) в прямоугольных координатах строят график $S = S(t)$ в масштабе $\mu_s = \mu_t$. Графически дифференцируя по методу хорд, получают график $V = V(t)$. Масштаб графика скорости подсчитывается по формуле

$$\mu'_V = \frac{\mu_s}{H_1 \cdot \mu_t} \left[\frac{\text{м/с}}{\text{мм}} \right], \mu'_V = \frac{0,004}{40 \cdot 0,0023} = 0,043 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}},$$

где H_1 – полюсное расстояние, выбираемое на чертеже произвольно, масштаб времени $\mu_t = \frac{2\pi}{\omega_1 L} = \frac{2\pi}{15 \cdot 180} = 0,0023 \frac{\text{с}}{\text{мм}}$.

Графически дифференцируя график $V = V(t)$ по методу хорд, получают график $a = a(t)$. Масштаб ускорений определяется по формуле

$$\mu'_a = \frac{\mu'_V}{H_2 \cdot \mu_t} \left[\frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}} \right], \mu'_a = \frac{0,043}{40 \cdot 0,0023} = 0,467 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}},$$

где H_2 – полюсное расстояние при вторичном дифференцировании.

1.9. Контроль точности построения

Ошибки построения вычисляются по формулам:

$$\delta_V = \frac{|V_{\text{пл}} - V_{\text{диагр}}|}{V_{\text{пл}}} \cdot 100\%, \delta_a = \frac{|a_{\text{пл}} - a_{\text{диагр}}|}{a_{\text{пл}}} \cdot 100\%.$$

Таблица 1.3. Точность построения

№ п/п	Скорость выходного звена		Погрешность, %	Ускорение выходного звена		Погрешность, %
	по плану	по диагр.		по плану	по диагр.	
0	0	0	0	27,0	39,7	47,0
1	1,86	1,98	6,5	25,2	14,9	40,9
2	3,03	2,75	8,9			
3	0,72	0,30	30,3			
4	3,00	2,92	2,7			
5	2,55	2,71	6,3			

2. СИЛОВОЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА

2.1. Исходные данные и расчет сил инерции, моментов сил инерции

Массы звеньев: $m_1 = 5$ кг; $m_2 = 3$ кг; $m_3 = 6$ кг. Сила полезного сопротивления $P_{п.с} = 1000$ Н.

Силы тяжести звеньев: $G_1 = m_1g = 49$ Н; $G_2 = m_2g = 29,4$ Н; $G_3 = m_3g = 58,8$ Н.

На листе 2 строим план механизма в масштабе 1-го листа. В этом же масштабе изображаем группу Ассура и начальный механизм, затем план ускорений для первого положения (копируется с 1-го листа). Определяем силы инерции и момент сил инерции:

$$F_{и2} = m_2 a_{S_2} = 102,6 \text{ Н}; F_{и3} = m_3 a_B = 151,2 \text{ Н}; M_{S_2}^H = I_{S_2} \varepsilon_2 = 9,4 \text{ Нм}.$$

Ускорения центров масс звеньев a_S снимаем с плана ускорений. Угловое ускорение звена 2 было найдено в п. 1.7. Момент инерции звена 2 I_{S_2} задан.

Силы инерции звеньев направлены в сторону, противоположную направлениям ускорений центров масс звеньев a_S , а момент сил инерции направлен против углового ускорения ε_2 .

2.2. Силовой расчет группы Ассура и начального механизма

Начинаем с анализа группы Асура. На чертеже: N_{0-3} – реакция в кинематической паре между стойкой и звеном 3; R_{1-2} – реакция в кинематической паре А, действующая со звена 1 на звено 2; $P_{п.с}$ – сила полезного сопротивления.

Реакцию в кинематической паре А R_{1-2} раскладываем на две составляющие: тангенциальную, перпендикулярно звену 2, и нормальную, направленную по звену 2. Величину и направление тангенциальной составляющей реакции кинематической паре А R_{1-2}^τ найдем из уравнения моментов относительно точки В:

$$\sum M_{Bi} = -R_{1-2}^\tau l_{AB} + F_{и2} h_{F_{и2}} \mu_l + M_{S_2}^H + G_2 h_{G_2} \mu_l = 0,$$

величины плеч $h_{F_{и2}}$ и h_{G_2} снимаем с чертежа (в мм, поэтому умножаем на масштаб, что учтено в формуле). Тогда

$$\begin{aligned} R_{1-2}^\tau &= \frac{F_{и2} \cdot h_{F_{и2}} \mu_l + M_{S_2}^H + G_2 h_{G_2} \mu_l}{l_{AB}} = \\ &= \frac{102,6 \cdot 57 \cdot 0,002 + 29,4 \cdot 131 \cdot 0,002 + 9,4}{0,55} = 52,35 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Оставшиеся две реакции R_{1-2}^n и N_{0-3} найдем из плана сил по уравнению:

$$\bar{P}_{п.с} + \bar{G}_2 + \bar{G}_3 + \bar{F}_{и2} + \bar{F}_{и3} + \bar{R}_{1-2}^\tau + \bar{R}_{1-2}^n + \bar{N}_{0-3} = 0.$$

Чертим план сил, начиная с силы $P_{п.с}$, достраивая к ней сначала известные силы. Многоугольник сил должен быть замкнутым, поэтому из конца последней известной силы $\bar{R}_{1-2}^\tau$ проводим направление реакции $\bar{R}_{1-2}^n$ (параллельно звену 2), а из начала силы $P_{п.с}$ – направление реакции N_{0-3} (по вертикали) до их пересечения. Значения сил $\bar{R}_{1-2}^n$ и $\bar{N}_{0-3}$ снимаем с чертежа и умножаем на масштаб μ_F :

$$R_{1-2}^n = 275 \cdot 4,5 = 1237 \text{ Н}, \quad N_{0-3} = 42 \cdot 4,5 = 189 \text{ Н}.$$

Для удобства соединяем начало вектора силы $\bar{R}_{1-2}^\tau$ и конец вектора силы $\bar{R}_{1-2}^n$, получая полную реакцию $\bar{R}_{1-2}$. Величина реакции

$$R_{1-2} = 294 \cdot 4,5 = 1323 \text{ Н}.$$

Переходим к рассмотрению начального механизма. Реакция R_{2-1} равна по величине и противоположна по направлению реакции R_{1-2} , уравнивающая сила $\bar{P}_y$ считается направленной перпендикулярно звену 1 в сторону его вращения.

Величину уравнивающей силы R_{1-2}^τ найдем из уравнения моментов относительно точки О:

$$\sum M_{Oi} = P_y OA - R_{2-1} h = 0,$$

величину плеча h снимаем с чертежа:

$$P_y = \frac{R_{2-1} h}{OA} = \frac{1323 \cdot 63}{100} = 833,5 \text{ Н}.$$

Реакцию в кинематической паре О найдем из плана сил:

$$\bar{P}_y + \bar{G}_1 + \bar{R}_{2-1} + \bar{R}_{0-1} = 0.$$

Величина реакции:

$$R_{0-1} = 211 \cdot 4,5 = 950 \text{ Н}.$$

2.3. Нахождение уравновешивающей силы с помощью рычага Жуковского

По Н. Е. Жуковскому, величину уравновешивающей силы можно найти, рассмотрев повернутый план скоростей механизма как жесткий рычаг, к которому приложены силы. Сумма моментов сил при этом относительно полюса плана скоростей p будет пропорциональна сумме работ всех активных сил на возможном перемещении системы и при равновесии системы равна нулю. Поэтому к активным силам добавляются силы инерции, а реакции кинематических пар не участвуют в образовании работы.

С первого листа копируем план скоростей, повернув его на 90° (в любую сторону). К повернутому плану скоростей прикладываем все силы, кроме реакций в кинематических парах. При этом момент сил инерции раскладываем на две силы:

$$F'_и = F''_и = M_{S_2}^и / l_{AB} = 9,4 / 0,55 = 17,1 \text{ Н}$$

и прикладываем: одну – в точке a плана скоростей, вторую в точке b плана скоростей так, чтобы образуемый этими силами момент (на плане механизма, не на плане скоростей) был направлен в ту же сторону, что и момент сил инерции.

Находим сумму моментов и выражаем из нее уравновешивающую силу. При этом плечи (в мм) снимаем с плана скоростей:

$$P'_y = \frac{P_{п.с} h_{п.с} + G_2 h_{G_2} + G_3 h_{G_3} + F_{и2} h_{и2} + F_{и3} h_{и3} + F'_и h'_и + F''_и h''_и}{pa} = 940 \text{ Н.}$$

Сравниваем ее значение с полученным с помощью кинетостатического расчета, вычисляем погрешность:

$$\delta_y = \left| P'_y - P_y \right| / P_y \cdot 100 = (940 - 833) / 833 \cdot 100 = 13 \text{ \%}.$$

3. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ МАШИНЫ С ПОМОЩЬЮ ДИАГРАММЫ ВИТТЕНБАУЭРА И РАСЧЕТ МАХОВИКА

3.1. Расчет приведенных моментов инерции и приведенных моментов сил

Определяем для всех положений механизма приведённый к главному звену момент инерции $I_{пр}$, исходя из условия, что кинетическая энергия звена приведения должна быть равна сумме кинетических энергий всех звеньев машины без маховика:

$$T_{пр} = \frac{I_{пр}\omega_1^2}{2} = T_1 + T_2 + T_3 = \frac{I_{S_1}\omega_1^2}{2} + \frac{m_2 V_{S_2}^2}{2} + \frac{I_{S_2}\omega^2}{2} + \frac{m_3 V_B^2}{2},$$

отсюда
$$I_{пр} = I_{S_1} + m_2 \left(\frac{V_{S_2}}{\omega_1} \right)^2 + I_{S_2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + m_3 \left(\frac{V_B}{\omega_1} \right)^2.$$

Скорости берутся с планов скоростей (лист 1), угловые скорости получены в п. 1.5. Расчеты сведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1. Приведенные момент инерции и момент сил

№ п / п	I_{S_1}	$\frac{V_{S_2}}{\omega_1}$	$m_2 \left(\frac{V_{S_2}}{\omega_1} \right)^2$	$\frac{\omega_2}{\omega_1}$	$I_{S_2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2$	$\frac{V_B}{\omega_1}$	$m_3 \left(\frac{V_B}{\omega_1} \right)^2$	$I_{пр}$	$M_{п.с}^{пр}$
0	0,07	0,10	0,030	0,36	0,023	0	0	0,217	0
1		0,15	0,067	0,28	0,018	0,12	0,086	0,242	60
2		0,09	0,042	0,07	0,005	0,20	0,121	0,231	198
3		0,11	0,045	0,35	0,011	0,07	0,024	0,223	8
4		0,13	0,049	0,31	0,009	0,20	0,121	0,247	0
5		0,17	0,072	0,09	0,008	0,17	0,102	0,261	0

По полученным данным строим график приведённого момента инерции, повернутый на 90° по часовой стрелке, в выбранном масштабе μ_I и μ_ϕ :

$$\mu_I = 0,0057 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{мм}}, \quad \mu_\phi = \frac{2\pi}{l} = \frac{2\pi}{180 \text{ мм}} = 0,0349 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}.$$

Приведенный момент сопротивления $M_{п.с}^{пр}$ определяем из условия равенства мощности приведённого момента и мощности силы полезного сопротивления:

$$M_{п.с}^{пр}\omega_1 = P_{п.с}V_B, \quad M_{п.с}^{пр}\omega_1 = P_{п.с} \frac{V_B}{\omega_1}.$$

Приведённый момент сил сопротивления есть только на рабочем ходу механизма (с 0 до 3 положения). Расчеты приводим также в табл. 3.1.

В масштабах $\mu_M = 1,5 \text{ (Н·м)/мм}$ и $\mu_\varphi = 0,0349 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}$ строим график приведённого момента сопротивления.

Графически интегрируем график моментов сил сопротивления и строим график работ сил сопротивления $A_c^{\text{пр}}$ в масштабе:

$$\mu_A = \mu_M \mu_\varphi H = 1,5 \cdot 0,0349 \cdot 50 = 2,63 \frac{\text{Дж}}{\text{мм}}.$$

Работа сил сопротивления возрастает от 0 до 4 положения, а затем после положения 4 сохраняет постоянное значение до положения 6.

За период установившегося движения $A_{\text{дв}}^{\text{пр}} = A_{\text{п.с}}^{\text{пр}}$. Считается, что $M_{\text{дв}}^{\text{пр}} = \text{const}$, поэтому график $A_{\text{дв}}^{\text{пр}}$ – в виде прямой линии. Чтобы получить график $A_{\text{дв}}^{\text{пр}}$, соединяем начало координат с концом графика $A_{\text{п.с}}^{\text{пр}}$.

Дифференцируя диаграмму $A_{\text{дв}}^{\text{пр}}$, получаем прямоугольную диаграмму $M_{\text{дв}}^{\text{пр}}$ в том же самом масштабе μ_M . Для любого положения механизма $M_{\text{дв}}^{\text{пр}}$ постоянный.

Графически исключаем параметр φ и строим график «энергия – масса» (диаграмму Ф. Виттенбауэра). Масштаб $\mu_T = \mu_A$.

3.2. Расчет момента инерции и массы маховика

К диаграмме Ф. Виттенбауэра под углами

$$\psi_{\max} = \arctg \left[\frac{\mu_I}{2\mu_T} \omega_1^2 (1 + \delta) \right] = \arctg \left[\frac{0,0057}{2 \cdot 2,63} 15^2 (1 + 0,06) \right] = 18,9^\circ$$

$$\text{и } \psi_{\min} = \arctg \left[\frac{\mu_I}{2\mu_T} \omega_1^2 (1 - \delta) \right] = \arctg \left[\frac{0,0057}{2 \cdot 2,63} 15^2 (1 - 0,06) \right] = 18,1^\circ$$

проводим касательные. На вертикальной оси ΔT эти касательные отсекут точки a и b . Определяем момент инерции маховика, потребный для достижения заданного коэффициента неравномерности хода δ :

$$I_{\max} = \frac{(ab)\mu_T}{\delta \omega_1^2} = \frac{89 \cdot 2,63}{0,06 \cdot 15^2} = 17,3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Зададимся из конструктивных соображений радиусом маховика: $r_{\max} = 0,5$ м. Тогда масса маховика из формулы для момента инерции однородного диска $I_{\max} = \frac{m_{\max} R_{\max}^2}{2}$,

$$m_{\max} = \frac{2I_{\max}}{R_{\max}^2} = \frac{2 \cdot 17,3}{0,25} = 138 \text{ кг.}$$

3.3. Расчет мощности двигателя

Мощность двигателя $N_{\text{дв}} = M_{\text{дв}} \omega_1$, момент двигателя снимаем с графика моментов, умножив на масштаб μ_M :

$$N_{\text{дв}} = M_{\text{дв}} \omega_1 = 46 \cdot 1,5 \cdot 8 = 552 \text{ Вт.}$$

П р и л о ж е н и е 1
КОЭФФИЦИЕНТЫ СМЕЩЕНИЯ

Т а б л и ц а 1. Значения коэффициентов $x_1 = x_2$ для равносмещенного
внешнего зацепления с выравненными
коэффициентами удельного скольжения

$z_1 = 13$	$z_1 = 14$	$z_1 = 15$	$z_1 = 16$	$z_1 = 17$	$z_1 = 18$	$z_1 = 19$	$z_1 = 20$
—	—	—	—	0,000	—	—	—
—	—	—	0,060	0,032	0,000	—	—
—	—	0,124	0,094	0,060	0,030	0,000	—
—	0,182	0,159	0,120	0,086	0,056	0,027	0,000
0,241	0,220	0,181	0,144	0,110	0,080	0,052	0,025
0,283	0,239	0,201	0,165	0,131	0,101	0,073	0,047
0,299	0,256	0,219	0,183	0,149	0,119	0,092	0,067
0,313	0,271	0,235	0,199	0,165	0,136	0,109	0,085
0,326	0,285	0,248	0,213	0,180	0,151	0,125	0,101
0,337	0,297	0,260	0,226	0,191	0,168	0,138	0,115
0,347	0,308	0,271	0,238	0,205	0,178	0,152	0,128
0,356	0,318	0,281	0,249	0,216	0,189	0,163	0,140
0,364	0,327	0,291	0,258	0,226	0,199	0,173	0,150
0,372	0,335	0,300	0,266	0,235	0,208	0,183	0,160
0,379	0,343	0,308	0,274	0,243	0,216	0,192	0,170
0,385	0,350	0,315	0,282	0,251	0,224	0,200	0,178
0,390	0,363	0,329	0,296	0,265	0,238	0,215	0,194

П р и м е р определения коэффициентов x_1 и x_2 : $z_1 = 18, z_2 = 25; x_1 = x_2 = 0,151$.

Т а б л и ц а 2 . Значения коэффициентов x_1 и x_2 для неравносмещенного внешнего зацепления по В. Н. Кудрявцеву

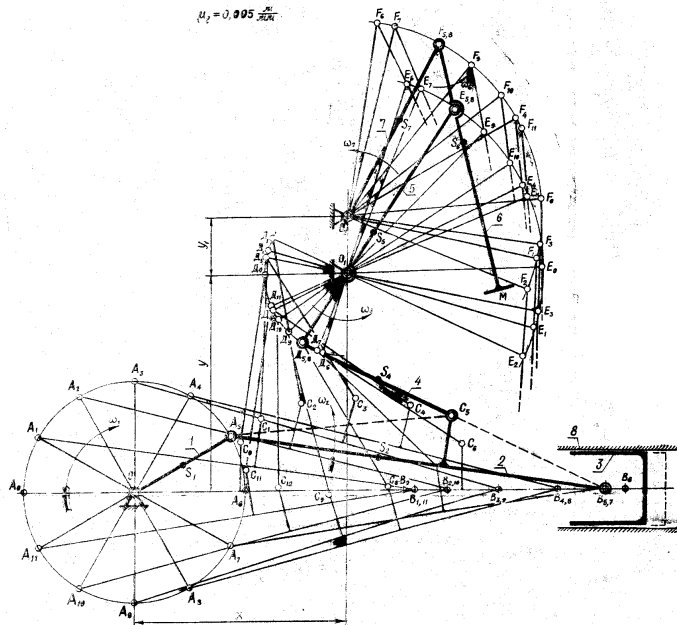
$z_1 = 12$		$z_1 = 13$		$z_1 = 14$		$z_1 = 15$		$z_1 = 16$	
x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,444	0,444	—	—	—	—	—	—	—	—
0,479	0,423	0,486	0,486	—	—	—	—	—	—
0,515	0,400	0,524	0,462	0,525	0,525	—	—	—	—
0,543	0,386	0,557	0,443	0,565	0,506	0,571	0,571	—	—
0,566	0,376	0,588	0,426	0,600	0,485	0,609	0,547	0,608	0,608
0,589	0,365	0,614	0,414	0,631	0,468	0,644	0,526	0,644	0,586
0,609	0,358	0,636	0,405	0,661	0,452	0,677	0,508	0,678	0,566
0,626	0,353	0,659	0,394	0,686	0,441	0,706	0,492	0,716	0,542
0,646	0,345	0,676	0,389	0,706	0,433	0,731	0,481	0,744	0,528
0,663	0,341	0,694	0,384	0,726	0,426	0,754	0,472	0,766	0,519
0,679	0,337	0,714	0,376	0,745	0,419	0,775	0,463	0,793	0,507
0,673	0,334	0,730	0,372	0,763	0,314	0,792	0,458	0,815	0,497
0,706	0,333	0,745	0,369	0,780	0,409	0,813	0,449	0,834	0,491
—	—	0,758	0,368	0,796	0,405	0,830	0,445	0,854	0,483
—	—	0,773	0,365	0,813	0,400	0,848	0,440	0,860	0,480
—	—	—	—	0,826	0,399	0,862	0,438	0,892	0,470
—	—	—	—	0,840	0,397	0,881	0,431	0,907	0,467
—	—	—	—	—	—	0,894	0,430	0,921	0,465
—	—	—	—	—	—	0,908	0,426	0,936	0,462
—	—	—	—	—	—	—	—	0,951	0,459

П р и м е р определения коэффициентов x_1 и x_2 : $z_1 = 12$, $z_2 = 18$; $x_1 = 0,609$, $x_2 = 0,358$.

П р и л о ж е н и е 2
ПРИМЕРЫ ВЫПОЛНЕНИЯ ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ПРОЕКТА

Планы положений механизма

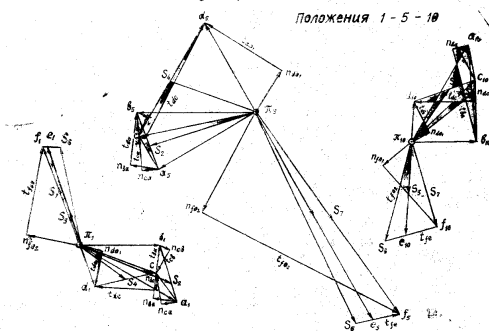
$$\mu_1 = 0,005 \frac{m}{сек}$$



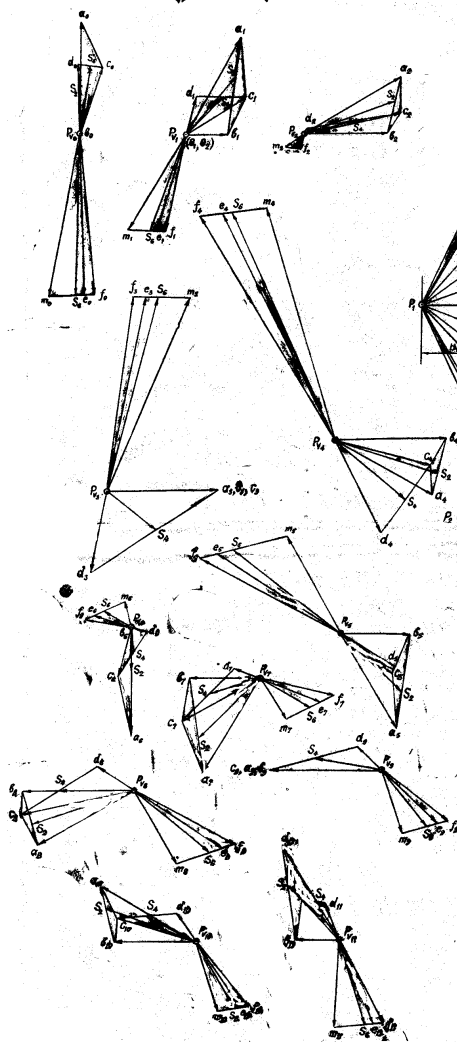
Планы ускорений

$$\mu_a = 0,18 \frac{m}{сек^2 \cdot мм}$$

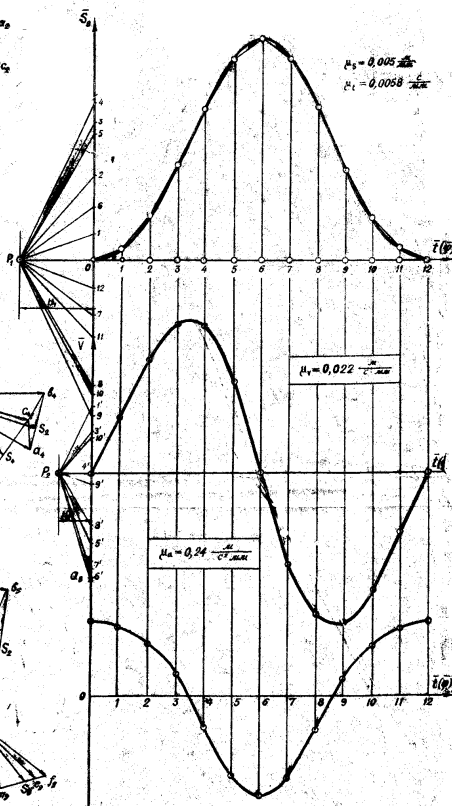
Положения 1 - 5 - 10



Планы скоростей $\mu_v = 0,03 \frac{\text{мм}}{\text{с} \cdot \text{мм}}$



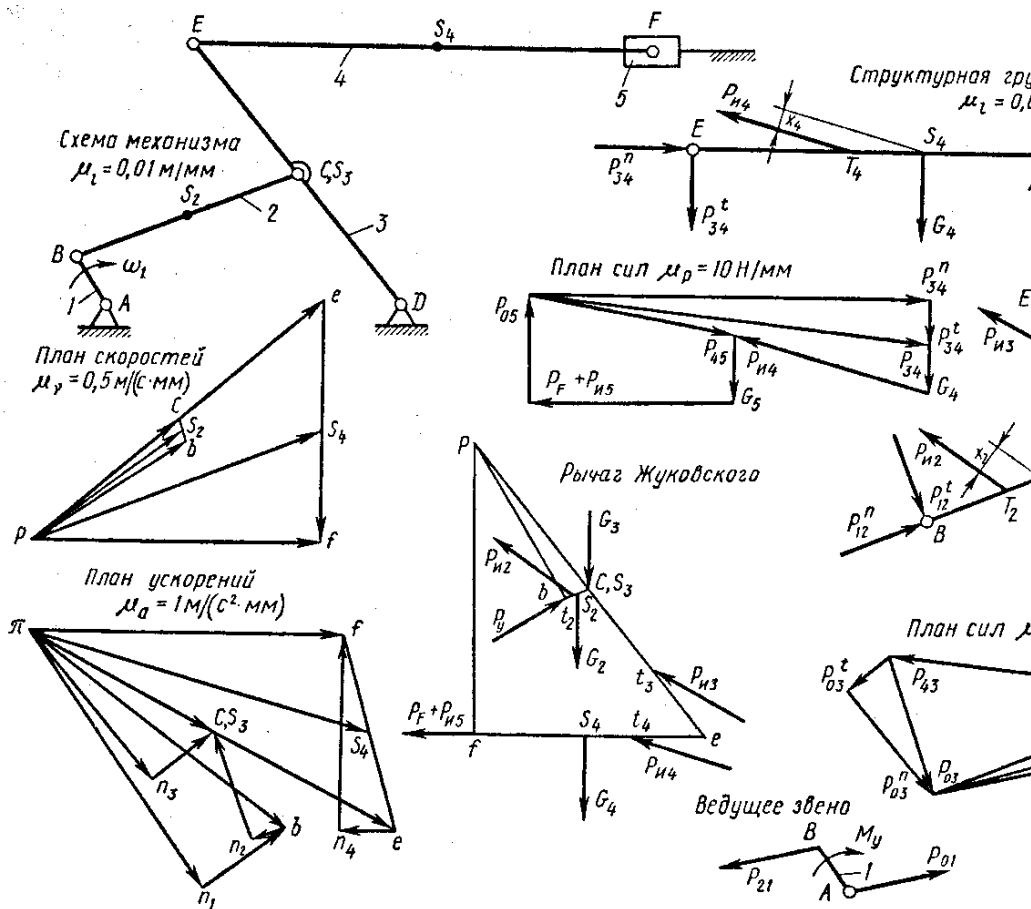
Диаграммы движения ползуна



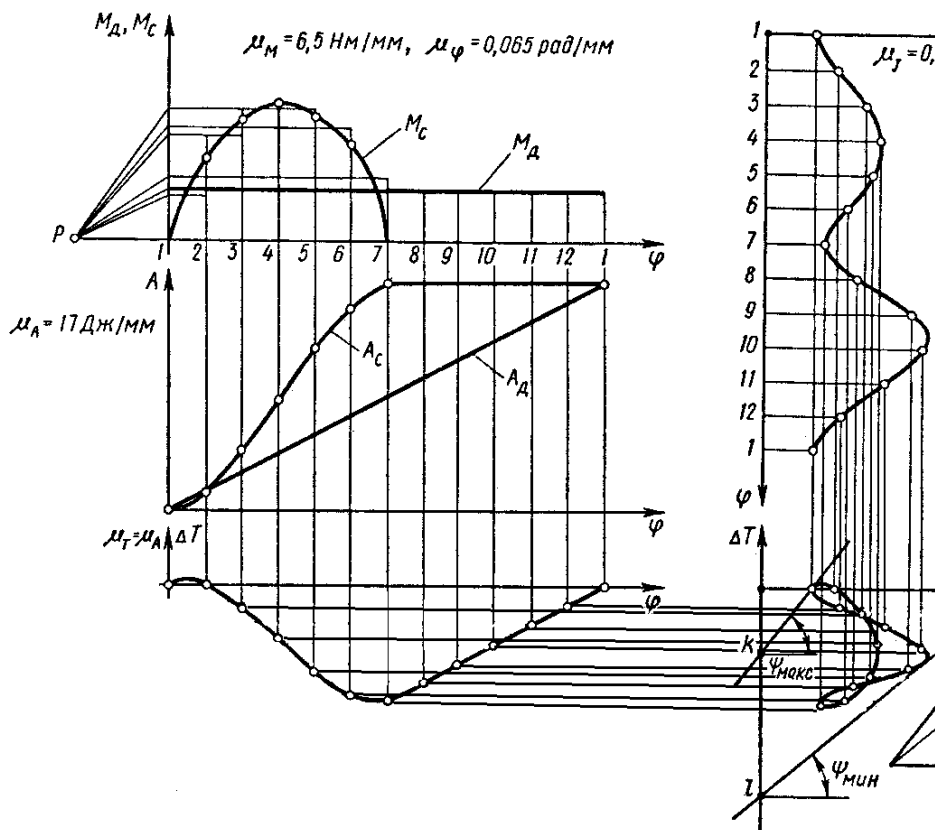
Формы №1 условия задания на чертежах ГОСТ

Курсовой проект по ТММ	
Исследовательское исследование	Т
Исследовательское исследование	Исследовательское исследование
Исследовательское исследование	Исследовательское исследование

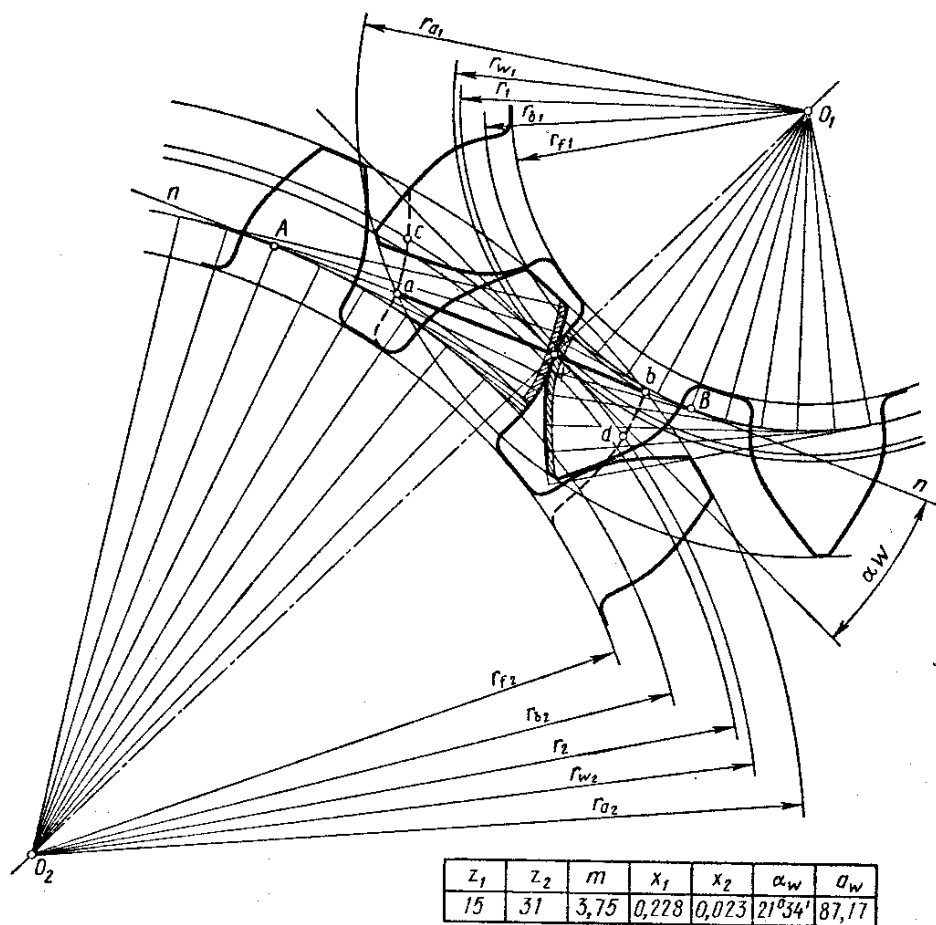
Лист 1



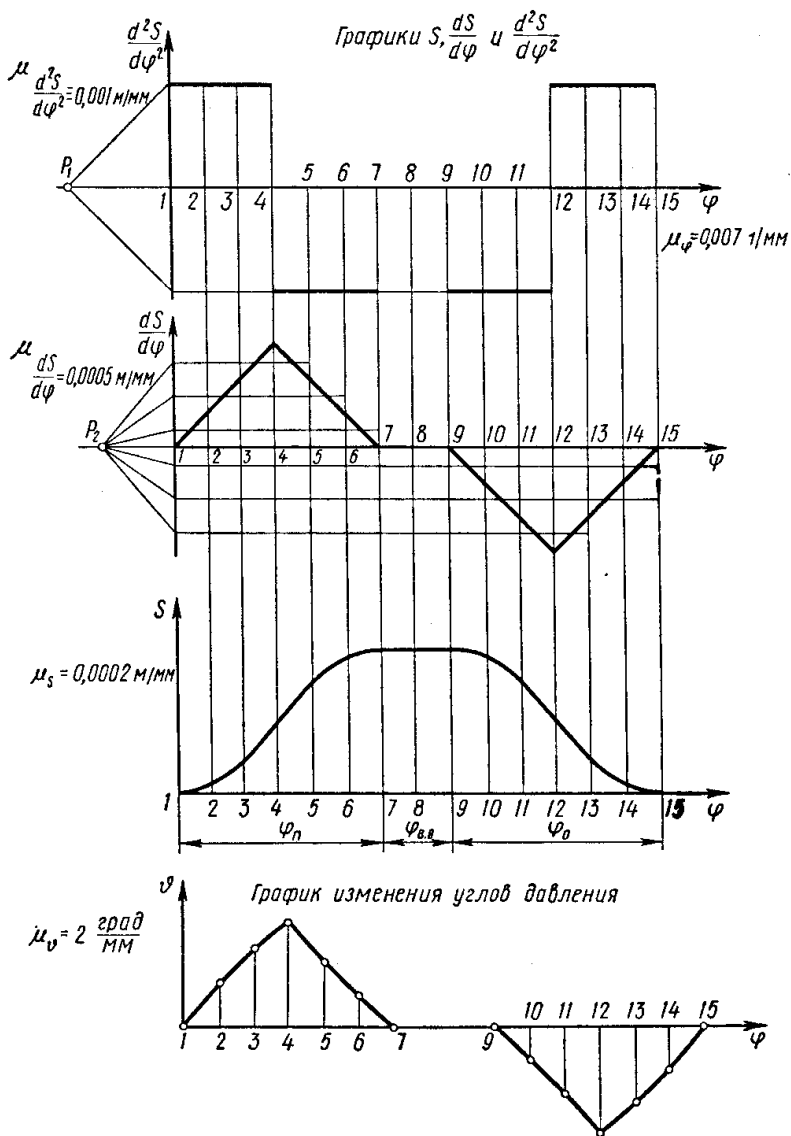
Лист 2



Лист 3



Лист 4



Лист 5

8. Вопросы к защите

1. Что называется кинематической парой?
2. Что называется звеном, кинематической цепью, механизмом?
3. Сколько степеней свободы у группы Ассура?
4. Как образуется любой механизм с помощью групп Ассура? Приведите примеры.
5. Как определить класс, порядок, вид группы Ассура, класс механизма?
6. В механизме с заданным ведущим звеном показать входящие в него группы Ассура.
7. Чем кинематическая схема механизма отличается от структурной схемы?
8. Что такое крайнее положение?
9. Как определить начальное положение механизма?
10. Что такое план скоростей механизма?
11. На основе каких векторных уравнений строится план скоростей групп Ассура второго класса, второго порядка: первого вида; второго вида; третьего вида? Написать их.
12. Как определить величину и направление угловой скорости?
13. Что такое план ускорений механизма?
14. На основе каких векторных уравнений строится план ускорений групп Ассура второго класса, второго порядка: первого вида; второго вида ; третьего вида? Написать их.
15. Как определить направление кориолисова ускорения?
16. Как определить величину и направление углового ускорения?
17. Сформулируйте теорему подобия для планов.
18. Найдите скорость и ускорение любой точки механизма, используя уже построенные планы скоростей и ускорений.
19. Обоснуйте метод графического дифференцирования методом хорд.
20. Какое значение скорости берется на интервале вместо истинного?
21. Выведите формулу для масштаба диаграммы ускорений.
22. Каким образом проверить правильность построения кинематических диаграмм, используя точки максимума, минимума и перегиба функции?