

ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ
КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ РЫЧАЖНОГО МЕ-
ХАНИЗМА

Методические указания к курсовому проектированию

Приведены современные расчеты, требования к выполнению графической части, составу и объему курсовой работы по теории механизмов и машин, рекомендации по ее выполнению, содержанию пояснительной записки, требования к защите курсовой работы.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1. Виды конструкторской документации и стадии ее разработки	4
2. Особенности оформления графической части курсовой работы	5
3. Особенности оформления пояснительной записки (ПЗ)	6
4. Рекомендации по выполнению курсовой работы	7
5. Вопросы стандартизации курсовой работы	7
6. Кинематический анализ рычажного механизма (1-й лист курсовой работы)	8
6.1. Структурный анализ рычажного механизма	8
6.2. Построение совмещенных планов положений механизма	10
6.3. Построение планов скоростей	12
6.4. Построение планов ускорений	16
6.5. Диаграммы движения рабочего органа	18
7. Силовой расчет рычажного механизма (2-й лист курсовой работы)	22
7.1. Общие положения (цели, порядок, индикаторная диаграмма)	22
7.2. Указания к силовому расчету (на примере механизма компрессора)	25
7.2.1 Определение реакций в кинематических парах группы Ассура (звенья 4 и 5)	25
7.2.2 Определение реакций в кинематических парах группы Ассура (звенья 2 и 3)	28
7.2.3 Силовой расчет группы начальных звеньев	31
Список рекомендуемой литературы	33
Приложение 1 (обязательное) Пример оформления титульного листа курсовой работы по ТММ	34
Приложение 2 (обязательное) Пример оформления заглавного листа ПЗ курсовой работы по ТММ	35
Приложение 4 (обязательное) Пример оформления реферата	36
Приложение 3 (обязательное) Пример оформления основной надписи	37

Введение

Курсовая работа по теории механизмов и машин (ТММ) является самостоятельной работой студента, завершающей изучение этой дисциплины. В процессе разработки работы студент приобретает навыки применения усвоенных им основных положений и выводов теории механизмов и машин для решения следующих задач проектирования механизмов машинного агрегата:

- 1) структурный и кинематический анализ рычажного механизма;
- 2) силовой расчет рычажного механизма.

В соответствии с этими задачами графическая часть курсовой работы состоит из двух листов чертежей формата А1, наименования которых совпадают с формулировками приведенных двух пунктов, а текстовая часть работы состоит из пояснительной записки. Более полно объем и последовательность курсового проектирования отражены в образце оформления содержания (оглавления) пояснительной записки (см. прилож. настоящих методических указаний), где разделам 1, 2 содержания соответствует первый лист чертежей, а разделу 3 - соответственно второй лист.

Конкретное содержание курсовой работы определяется тематикой задания на проектирование механизмов машинного агрегата, которое выдается на руки студенту. Задание на курсовую работу по ТММ содержит названия разрабатываемых механизмов машинного агрегата, их кинематические схемы, технические характеристики и предъявляемые к ним технические требования, а также дополнительные указания, необходимые для проектирования.

1. ВИДЫ КОНСТРУКТОРСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ И СТАДИИ ЕЕ РАЗРАБОТКИ В КУРСОВОЙ РАБОТЕ ПО ТММ

Занимаясь курсовым проектированием, студент должен представлять себе, какие виды конструкторской документации он разрабатывает и к какой стадии разработки по ЕСКД они относятся.

В процессе курсового проектирования по ТММ студент определяет геометрические, кинематические и динамические величины, характеризующие разрабатываемое изделие - механизмы машинного агрегата. Определение этих величин производится путем выполнения соответствующих расчетов. В курсовой работе по ТММ широко применяются графоаналитические методы определения неизвестных параметров. Таким образом, расчеты, сделанные в ходе курсового проектирования, содержат как графические построения, выполняемые на листах чертежной бумаги формата А1, так и вычисления по формулам, содержащиеся в пояснительной записке к работе.

Естественно, что графические документы курсовой работы по ТММ (чертежи) классифицируются по "виду" ГОСТ 2.103-68 как "Расчеты", ко-

торым этим же ГОСТом присвоен шифр "РР". Текстовым документом является "Пояснительная записка", имеющая шифр "ПЗ".

Курсовое проектирование по ТММ проводится в учебных целях и не завершает окончательно разработку какого-либо изделия или его составной части. Оно является промежуточным этапом разработки конструкторской документации и соответствует по ГОСТ 2-103-68 неполной стадии выполнения эскизного проекта.

2. ОСОБЕННОСТИ ОФОРМЛЕНИЯ ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Чертежи курсовой работы, выполняемые при учебном проектировании, содержат графические построения, являющиеся составной частью расчетов. От чертежей промышленных изделий их отличает отсутствие таблицы состава изделия, его изображений, информации технологического характера и других сведений, необходимых для изготовления изделия.

Все графические построения следует выполнять четко и ясно карандашом на листах чертежной бумаги формата А1. Все построения должны иметь поясняющие надписи (названия).

Звенья и кинематические пары механизмов показывают условными графическими обозначениями по ГОСТ 2.770-68. Направления и характер движений ведущих и ведомых звеньев механизма показывают условными обозначениями по ГОСТ 2.721-68.

Звенья механизма в исследуемом положении и построенные графики окончательно обводят сплошными основными линиями толщиной $S = 0,6 \dots 1,5$ мм (рекомендуется $S = 1,0 \dots 1,2$ мм). Все остальные построения выполняют сплошными линиями толщиной от $S/3$ до $S/2$. Линии вспомогательных построений стирать не следует. Они должны оставаться на чертеже.

Основную надпись для чертежей (см. прилож. 3) выполняют по ГОСТ 2.104-68.

Обозначения конструкторских документов состоят из шести букв и девяти цифр. Первые две буквы слева на всех листах одинаковые, это КР – курсовая работа, последующие две – ТМ означают, что работа выполняется по теории механизмов и машин. Первые четыре цифры попарно обозначают: номер задания, номер варианта. Вместо остальных цифр в курсовом проекте по ТММ ставят нули. Две последние буквы РР обозначают шифр документов, классифицируемых по виду как «Расчеты».

Например, КРТМ 10. 03. 00. 000. РР означает, что выполняется курсовая работа по теории механизмов и машин, задание 10, вариант 03. Это обозначение конструкторского документа указывается в основной надписи, а также в рамке в верхнем левом углу листа.

Графу "Масштаб" основной надписи не заполняют, так как лист формата А1 вмещает не одно графическое построение, а несколько, поэтому каждое из них может иметь свой масштабный коэффициент, величину и размерность которого записывают рядом с этим построением. Заполнение остальных граф основной надписи ясно из приложения 1.

3. ОСОБЕННОСТИ ОФОРМЛЕНИЯ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ (ПЗ)

Пояснительная записка содержит следующие структурные элементы:

- титульный лист (см. приложение 1);
- задание на проектирование (выдается студенту преподавателем);
- реферат (указывается объем ПЗ, количество таблиц, рисунков, перечень чертежей, приложений, краткая характеристика и результаты работы - согласно приложению 4);
- содержание (см. приложения 2, 3);
- нормативные ссылки;
- введение;
- основная часть курсовой работы включает в себя пункты 1 – 3 приложений;
- заключение (приводятся основные результаты работы);
- список использованных источников.

В ПЗ приводят описание графических построений, пояснения к аналитическим расчетам, обоснование принятых положений и расчетных величин.

Текст рукописи ПЗ выполняют чернилами темного цвета на листах белой писчей бумаги формата А 4. Допускается (по согласованию с преподавателем-консультантом) ПЗ оформлять на компьютере. Схемы и таблицы разрешается выполнять карандашом. Листы ПЗ следует оформлять с рамкой. Номер листа ПЗ указывается в нижней правой части листа. Титульный лист ПЗ (см. приложение 1) можно совмещать с обложкой, которую изготавливают из более плотной бумаги, например, из ватмана. Вторым листом ПЗ – заглавным, его оформление показано в приложениях 2, 3.

Все остальные требования, которые необходимо соблюдать при оформлении ПЗ, изложены в ГОСТ 2.105 «Общие требования к текстовым документам» и ГОСТ Р 1.5-2002.

Структура текстовой части ПЗ и тематика ее разделов и подразделов видны на образце заглавного листа (приложение 2). Объем ПЗ курсовой работы составляет до 30 страниц формата А4.

4. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Получив техническое задание на курсовую работу, студент должен обдумать содержание и исходные данные той его части, к проектированию которой он приступает. При этом необходимо, пользуясь конспектами лекций или учебной литературой, выяснить непонятные обозначения на кинематических схемах, хорошо разобратся в конструкции проектируемого устройства, принципе его действия, области применения, преимуществах и недостатках. Следует также ознакомиться с определениями, физическим смыслом и размерностями величин, заданных в качестве исходных данных для проектирования.

В дальнейшем можно придерживаться порядка проектирования, изложенного в содержании на образце заглавного листа ПЗ (см. прилож. 3), где указано, что и в какой последовательности нужно определять. Предварительно самостоятельно прорабатывается учебный материал по тематике очередного листа курсовой работы, затем можно приступать к выполнению изученной части будущей работы.

Все графические построения в объеме одного листа формата А1 сначала делают тонкими линиями и после окончания каждого отдельного построения (или группы аналогичных построений) сразу же оформляют (аккуратно!!!) черновой вариант ПЗ. После проверки преподавателем выполненной части проекта чертежи можно обвести линиями рекомендуемой толщины, а черновую часть ПЗ переписать начисто.

5. ВОПРОСЫ СТАНДАРТИЗАЦИИ В КУРСОВОЙ РАБОТЕ

Широкое применение стандартов, т.е. обязательных норм, которым должны соответствовать параметры продукции, позволяют упростить и ускорить создание новых машин, снижает трудоемкость их изготовления и повышает качество продукции.

В процессе курсового проектирования по ТММ следует руководствоваться стандартами:

- | | |
|------------------------|--|
| СТ СЭВ 1052- 78 | Единицы физических величин. |
| ГОСТ 2.770-68 | Обозначения условные графические в схемах.
Элементы кинематики. |
| ГОСТ 19523-81 | Двигатели трехфазные асинхронные серии 4А. |

6. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА (1-Й ЛИСТ КУРСОВОЙ РАБОТЫ)

6.1 Структурный анализ рычажного механизма

Структурной (принципиальной) схемой называется схема с условным обозначением звеньев и кинематических пар без указания размеров звеньев.

Структурный анализ – определение строения механизма, т.е. решение, из каких простейших групп он состоит и в каком порядке эти группы звеньев присоединяются друг к другу.

По Л.В. Ассуре механизм состоит из:

- 1) Первичного механизма, состоящего из подвижного звена и стойки с $W=1$ (часто его называют группой начальных звеньев (ГНЗ))
- 2) Группы нулевой подвижности с $W=0$ (группы Ассура)

Структурный анализ предваряет кинематическое и силовое исследование любого механизма и определяет их порядок и способ.

Порядок структурного анализа:

1. Определяют число степеней свободы механизма (плоского) по формуле П.Л. Чебышева
$$W=3n-2p_5-p_4,$$
где n - число подвижных звеньев;
 p_5 - число кинематических пар 5-го класса;
 p_4 - число кинематических пар 4-го класса.
2. Назначают группу начальных звеньев с W , равной W механизма.
3. Отсоединяют группы Ассура ($W=0$), начиная с наиболее отдаленной от группы начальных звеньев.

Примечания: а) кинематический анализ проводят в порядке, обратном структурному анализу;

б) силовое исследование проводят в порядке проведения структурного анализа.

в) для всех схем в курсовой работе (рисунок 1)

$n=5$, $p_5=7$, $p_4=0$, $W=1$

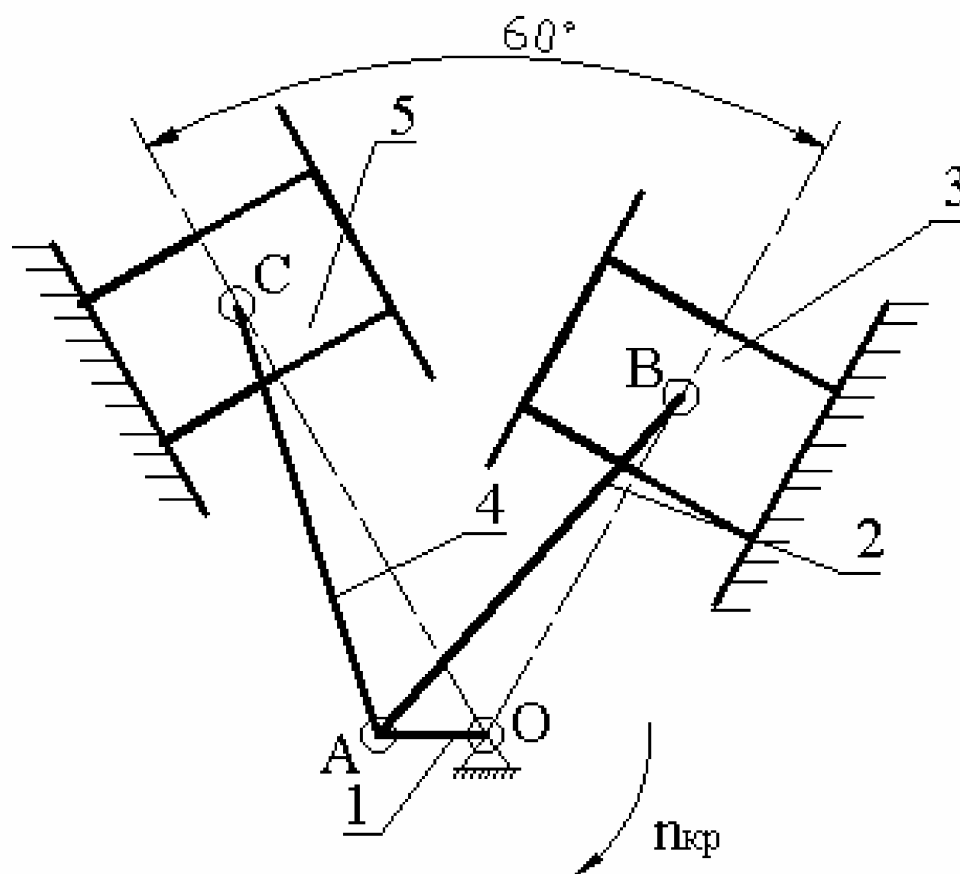
и строение механизма имеет вид:

звенья 4 и 5 – группа Ассура, $W=0$

звенья 2 и 3 – группа Ассура, $W=0$

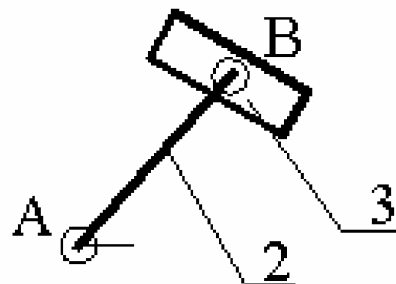
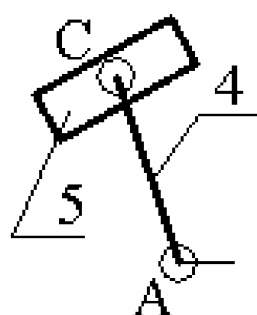
звенья 1 и 6 – группа начальных звеньев, $W=1$.

Структурный анализ механизма



Группа Ассура $W=0$

Группа Ассура $W=0$



Группа начальных звеньев $W=1$

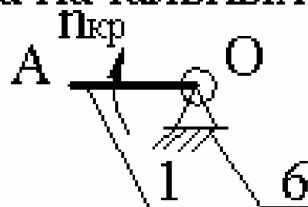


Рисунок 1 - Структурный анализ механизма

6.2 Построение совмещенных планов положений механизма

Под планом механизма понимается его графическое изображение в выбранном масштабе $\mu_l (М/мм)$, соответствующее определенному положению начального звена. Под масштабом μ_l будем понимать отношение истинной длины звена (l) к отрезку в мм, изображающему это звено. Для определения численного значения отрезков звеньев необходимо его истинный размер разделить на выбранный масштаб длины.

На первом листе курсовой работы строятся от 6 до 12 совмещенных планов механизма (по указанию руководителя проекта). За начальное (нулевое) положение механизма удобнее всего принять одно из двух крайних положений, от которого начинается рабочий ход (расширение – для ДВС) (сжатие, нагнетание - для компрессоров).

Пример: Построить 6 совмещенных планов механизма компрессора по следующим данным: $l_{OA} = 50 мм = 0,05 м$; $l_{AB} = l_{AC} = 200 мм = 0,2 м$; $\beta = 60^\circ$.

Решение:

Изобразим длину кривошипа на чертеже отрезком $OA = 40 мм$ (весь чертеж механизма должен занимать примерно $1/4$ часть листа). Масштаб планов механизма будет равен $\mu_l = \frac{l_{OA}}{OA} = \frac{0,05}{40} = 0,00125 (М/мм)$.

Тогда отрезки, которыми будут изображены звенья 2 и 3 на чертеже будут равны $AB = AC = \frac{l_{AB}}{\mu_l} = \frac{0,2}{0,00125} = 160 мм$. Изображаем механизм в крайних положениях, т.е. таких, когда ведомые звенья (3,5) могут двигаться только в одном направлении.

С этой целью проводим окружность радиусом $OA = 40 мм$ и намечаем направляющие и движения поршней 3 и 5 под углом $\beta = 60^\circ$.

Одно крайнее (верхнее) положение получается, если из т. О сделать засечку на направляющей звена 3 радиусом $(OA + AB) = 40 + 160 = 200 мм$. Другое крайнее (нижнее) положение получается засечкой радиусом $(AB - OA) = 160 - 40 = 120 мм$.

Получаем верхнюю (ВМТ) и нижнюю (НМТ) мертвые точки максимума. Расстояние между ними называется ходом поршня

$$H = \bar{S}_3 \cdot \mu_s = 80 \cdot 0,00125 = 0,1 м,$$

где $\bar{S}_3 = 80 мм$ – чертежный размер хода.

Рабочий ход начинается от НМТ. Положение т. А соответствующее НМТ обозначим цифрой 0. Затем делим траекторию т. А на равные части (6...12) в сторону вращения кривошипа ОА. Методом засечек строим все остальные планы положений механизма тонкими линиями.

Планы положений механизма
 $\mu_L = 0,0016 \text{ [м/мм]}$

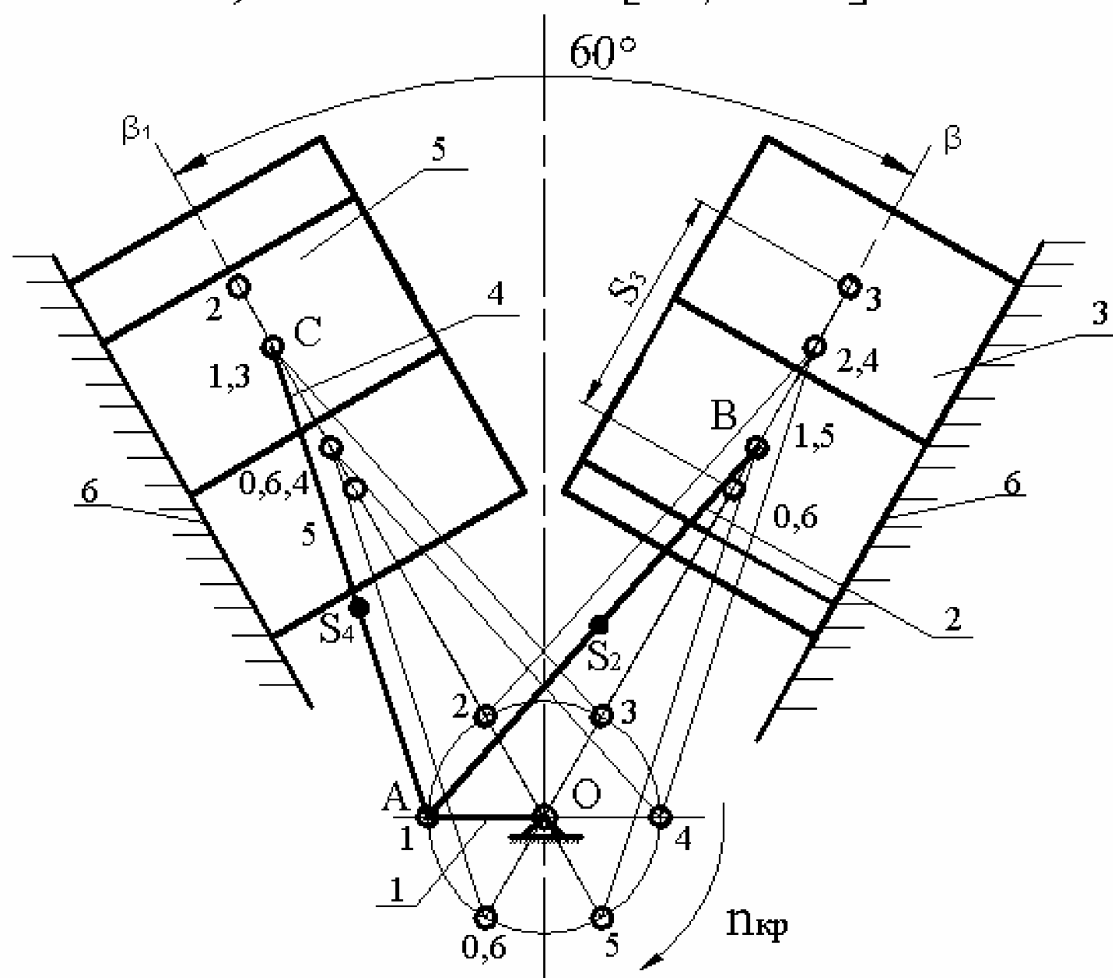


Рисунок 2 - Планы положений механизма

Примечание: положения точек механизма отмечать цифрами, соответствующими номеру положений; поршни не изображать, одно положение, соответствующее рабочему ходу механизма, вычерчивается «жирными» линиями с изображениями поршней. На этом единственном положении обязательны буквенные обозначения кинематических пар B, C , а также центров масс звеньев S_2, S_4 . Механизм в данном положении будет исследоваться и на втором листе курсовой работы и его выбор следует согласовать с руководителем работы.

6.3 Построение планов скоростей

Определение скоростей точек механизма проводится методом планов скоростей. План скорости представляет собой графическое решение векторных уравнений. Построение начинается из общей точки P_V , называемой полюсом плана скоростей. Скорость в полюсе равна нулю.

Порядок определения скоростей точек звеньев обратен структурному анализу:

1. Определяется скорость точки A начального звена 1;
2. Определяются скорости шарнирных точек B и C групп Ассур в порядке их присоединения к начальному звену;
3. Определяются скорости других точек групп Ассур, например, центров масс звеньев S_2, S_4 , используя теорему подобия.

Рассмотрим построение плана скоростей в общем виде на примере механизма поршневого компрессора в положении 1 (рисунок 3).

1. Определяем скорость точки A начального звена

$$V_A = l_{OA} \cdot \omega_1 = l_{OA} \cdot \frac{\pi n_{кр}}{30} \text{ (м\с)}, \text{ где}$$

$n_{кр}$ (об\мин) - частота вращения кривошипа;

l_{OA} (м) – длина кривошипа

2. Из полюса P_{V1} плана скоростей («1» - номер положения механизма) откладываем отрезок $\overline{P_{V1}a} = 40 \dots 60 \text{ мм}$ перпендикулярно OA в направлении вращения звена 1, который представляет в масштабе скорость точки A . Для упрощения дальнейших расчетов отрезок $\overline{P_{V1}a}$ рекомендуется брать таким, чтобы масштаб плана скоростей был простым в обращении числом.

3. Определяем масштаб плана скоростей $\mu_V = \frac{V_A}{\overline{P_{V1}a}} \text{ (мс}^{-1}\text{/мм)}$

4. Определяем скорость точки B группы Ассур (звенья 2,3)
Составляем векторное уравнение

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

где $\vec{V}_A \perp OA$; $\vec{V}_{BA} \perp BA$ - относительная скорость т. В во вращательном движении относительно т. А; $\vec{V}_B \parallel \beta - \beta$.

В уравнении вектор подчеркнутый двумя линиями известен по величине и по направлению, а подчеркнутый одной – известен только по направлению.

Известно, что векторное уравнение с двумя переменными решается графически. Решаем приведенное векторное уравнение. Из точки a конца вектора $\vec{V}_A$ проводим линию вектора $\vec{V}_{BA}$ перпендикулярно АВ. Затем через полюс P_V проводим линию действия вектора $\vec{V}_B$ параллельно направляющей $\beta - \beta$. Пересечение этих прямых дает точку «b». Отрезок $(\overline{P_V b})$ в (мм) представляет собой в масштабе скорость $\vec{V}_B$ точки В, а отрезок $\overline{ab}$ (мм) относительную скорость $\vec{V}_{BA}$ точки В относительно точки А.

Величины скоростей равны:

$$\begin{aligned}\vec{V}_B &= (\overline{P_V b}) \cdot \mu_V \text{ (м/с);} \\ \vec{V}_{BA} &= (\overline{ab}) \cdot \mu_V \text{ (м/с).}\end{aligned}$$

5. Определим скорость точки С группы Ассур (звенья 4 и 5)

Составляем векторное уравнение $\underline{\underline{\vec{V}_C}} = \underline{\underline{\vec{V}_A}} + \underline{\underline{\vec{V}_{CA}}}$,

где $\vec{V}_A \perp OA$; $\vec{V}_{CA} \perp CA$; $\vec{V}_C \parallel \beta' - \beta'$.

Решаем это уравнение графически. К вектору $\vec{V}_A$ (точка «a») векторно прибавляем вектор $\vec{V}_{CA}$, т.е. через точку «a» проводим прямую перпендикулярную АС. Так как сумма векторов $\vec{V}_A$ и $\vec{V}_{CA}$ равна вектору $\vec{V}_C$, то через полюс P_V проводим линию вектора $\vec{V}_C \parallel \beta' - \beta'$. В пересечении этих прямых получаем точку «с». Отрезок $(\overline{P_V c})$ изображают в масштабе, скорость $\vec{V}_C$ точки С, а отрезок $\overline{ac}$ - относительную скорость $\vec{V}_{CA}$ точки С относительно точки А.

Величины скоростей равны:

$$\begin{aligned}\vec{V}_C &= (\overline{P_V c}) \cdot \mu_V \text{ (м/с);} \\ \vec{V}_{CA} &= (\overline{ca}) \cdot \mu_V \text{ (м/с).}\end{aligned}$$

6. Определяем скорости V_{S_2} и V_{S_4} центров масс звеньев 2 и 4 (точки S_2 и S_4) по теореме подобия.

Теорема подобия гласит: фигура образованная линиями, соединяющими точки одного и того же звена и фигура образованная линиями, соединяющими соответствующие точки на плане скоростей подобны друг другу. В нашем примере фигуры звеньев 2(АВ) и 4(АС) представляют собой прямые линии. Центры их масс S_2 и S_4 лежат на этих прямых. Поэтому и точки S_2 и S_4 на плане скоростей будут находиться на этих прямых, а их положение определяется из уравнений подобия:

$$\frac{AB}{AS_2} = \frac{\overline{ab}}{\overline{as_2}}, \quad \frac{AC}{AS_4} = \frac{\overline{ac}}{\overline{as_4}}$$

$$\text{Откуда } \overline{as_2} = \overline{ab} \frac{AS_2}{AB} \text{ (мм); } \overline{as_4} = \overline{ac} \frac{AS_4}{AC} \text{ (мм)}$$

Замечание: В частном случае, когда центры масс S_2 и S_4 находятся на середине звеньев АВ и АС то и точки s_2 и s_4 на плане скоростей находятся на середине отрезков $\overline{ab}$ и $\overline{ac}$ соответственно.

Соединяя точки S_2 и S_4 с полюсом P_V , получим отрезки ($\overline{P_V s_2}$) и ($\overline{P_V s_4}$) представляющие в масштабе скорости точек S_2 и S_4

$$\bar{V}_{S_2} = (\overline{P_V s_2}) \cdot \mu_V \text{ (м/с);}$$

$$\bar{V}_{S_4} = (\overline{P_V s_4}) \cdot \mu_V \text{ (м/с).}$$

Примечания: 1) Количество строящихся планов скоростей определяет руководитель проекта для конкретной специальности.

2) Если определяются скорости для нескольких положений механизма, то для одного (главного) делаются подробные описания и вычисления, а для всех остальных положений значения скоростей заносятся в таблицу 1.

Таблица 1

№ положения механизма	Скорости точек, м/с						
	V_A	V_B	V_C	V_{BA}	V_{CA}	V_{S_2}	V_{S_4}
0							
1							
2							
...							

7. Определяем угловые скорости звеньев.

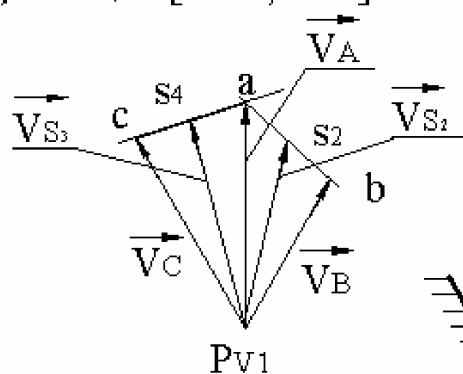
Величины угловых скоростей равны:

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{BA}} (с^{-1}) ; \quad \omega_4 = \frac{V_{CA}}{l_{CA}} (с^{-1}).$$

Направления ω_2 и ω_4 легко определить если перенести скорость $\overline{V_{BA}}$ в точку В плана механизма, а скорость $\overline{V_{CA}}$ в точку С плана механизма и посмотреть в каком направлении они вращают звенья 2 и 4 соответственно относительно точки А.

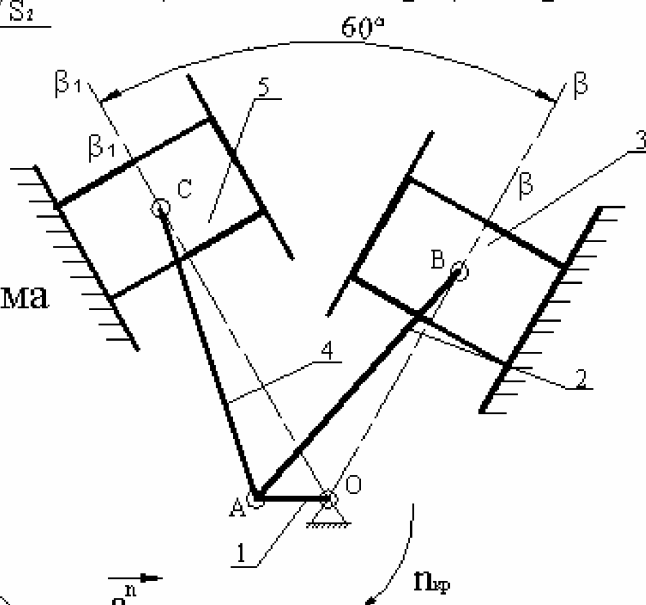
План скоростей механизма

$$\mu_v = 0,1 \text{ [мс}^{-1}\text{/мм]}$$



План 1-го положений механизма

$$\mu_l = 0,0016 \text{ [м/мм]}$$



План ускорений механизма

$$\mu_a = 2,1 \text{ [мс}^{-2}\text{/мм]}$$

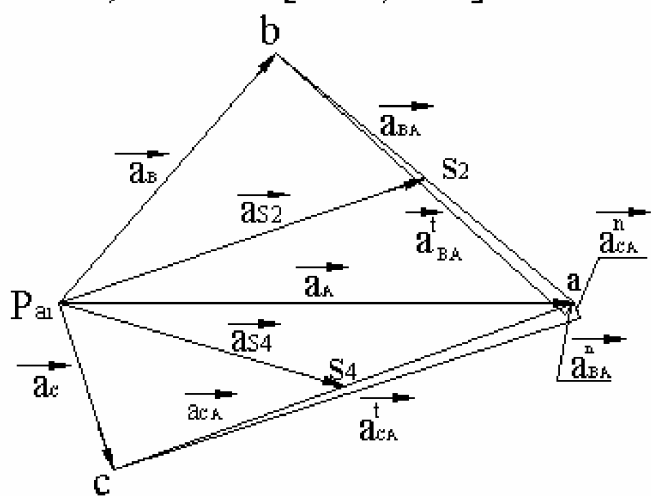


Рисунок 3 – Планы скоростей и ускорений

6.4 Построение планов ускорений

В курсовой работе строится только один план ускорений для положения, соответствующего рабочему ходу ведомого звена и которое будет затем подвергнуто силовому исследованию на 2-м листе работы.

Определение ускорений точек механизма проводится методом планов ускорений, которые представляют собой графическое решение вектор-

ных уравнений. Построение начинается из общей точки P_a , названной полюсом плана ускорений. Ускорение в этой точке равно 0.

Порядок определения ускорений точек звеньев полностью совпадает с таковым при определении скоростей.

Рассмотрим построение плана ускорений в общем виде на примере механизма поршневого компрессора (рисунок 3)

1. Определяем ускорение точки А начального звена.

Ускорение точки А, которая совершает вращательное движение с центром в точке О, в общем случае равно $\bar{a}_A = \bar{a}_A^n + \bar{a}_A^t$, где $\bar{a}_A^n$ - нормальное ускорение, направленное к точке О, $\bar{a}_A^t$ - тангенциальное ускорение, направленное перпендикулярно кривошипу ОА в сторону углового ускорения ε_1 .

По заданию на курсовую работу $\omega_1 = const$, т.е. $\bar{a}_A^t = 0$. Следовательно, имеем

$$a_A = a_A^n = l_{OA} \cdot \omega_1^2 = l_{OA} \left(\frac{\pi n_1}{30} \right)^2 (\text{мс}^{-2}).$$

2. Выбираем на чертеже полюс плана ускорений точку P_a и откладываем от нее отрезок $(P_a \bar{a})$ параллельно АО в направлении от точки А к точке О.

Этот отрезок может быть взят произвольной длины, но:

а) Для получения приемлемого и удобочитаемого плана ускорений лучше принять $\overline{P_a \bar{a}} \geq 50 \text{ мм}$.

б) Выбрать длину такой, чтобы значения масштаба плана ускорений были удобным числом для последующих расчетов.

3. Определяем масштаб плана ускорений $\mu_a = \frac{a_A}{P_a \cdot \bar{a}} (\text{мс}^{-2} / \text{мм})$

4. Определяем ускорения точки В, составляя векторное уравнение

$$\underline{\bar{a}_B} = \underline{\bar{a}_A} + \underline{\bar{a}_{BA}^n} + \underline{\bar{a}_{BA}^t}.$$

Здесь $\bar{a}_B \parallel \beta - \beta$ - абсолютное ускорение точки В;

$\bar{a}_{BA}^n$ - нормальное ускорение точки во вращательном движении В относительно точки А.

Вектор $\bar{a}_{BA}^n \parallel BA$ и направлен от точки В к точке А;

$\bar{a}_{BA}^t$ - тангенциальное ускорение точки В во вращательном относительном движении относительно точки А, вектор $\bar{a}_{BA}^t \perp BA$.

Значение a_{BA}^n определяется по формуле

$$a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{l_{AB}} (\text{мс}^{-2}).$$

Решаем векторное уравнение графически в выбранном масштабе μ_a .

Для этого из конца вектора $\bar{a}_A$ (точка «а») проводим отрезок $\overline{an} \parallel BA$, который в принятом масштабе μ_a изображает ускорение a_{BA}^n ,

$$\text{Длина этого отрезка равна } \overline{an} = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} (\text{мм})$$

Через полученную точку «n» проводим линию $\bar{a}_{BA}^t$ параллельно АВ. Затем через полюс P_a проводим прямую перпендикулярно направляющей $\beta\text{-}\beta$, т.е. по направлению ускорения точки В ($\bar{a}_B$).

В пересечении этих прямых получим точку «b» - конец вектора ускорения точки В. Отрезок $(P_a b)$ изображает ускорение точки В ($\bar{a}_B$), а отрезок $(\overline{nb})$ – ускорение $\bar{a}_{BA}^t$. Величины ускорений равны

$$a_B = (\overline{P_a b}) \cdot \mu_a (\text{мс}^{-2});$$

$$a_{BA}^t = (\overline{nb}) \cdot \mu_a (\text{мс}^{-2}).$$

5. Определим ускорение точки С, составляя векторное уравнение

$$\bar{a}_C = \bar{a}_A + \bar{a}_{CA}^n + \bar{a}_{CA}^t,$$

где $\bar{a}_C \parallel H_{56}$, $\bar{a}_{CA}^n \parallel CA$, $\bar{a}_{CA}^t \perp CA$

Значение ускорения a_{CA}^n .

$$a_{CA}^n = \frac{V_{CA}^2}{l_{AC}} (\text{мс}^{-2})$$

Решаем векторное уравнение графически. Для этого через точку «а» проводим прямую параллельную СА в направлении от точки С к точке А и откладываем на ней отрезок $\overline{an'}$ представляющий в масштабе ускорения

$$\bar{a}_{CA}^n. \text{ Длина отрезка равна } \overline{an'} = \frac{a_{CA}^n}{\mu_a}.$$

Через полученную точку (n') проводим линию действия ускорения $\bar{a}_{CA}^t \perp CA$ а через полюс плана ускорений P_a - линию параллельную направляющей $\beta'\text{-}\beta'$. В пересечении этих прямых получаем точку «с». Значения неизвестных до этого ускорений равны:

$$a_C = (P_a c) \cdot \mu_a (\text{мс}^{-2});$$

$$a_{CA}^t = (n' \cdot c) \cdot \mu_a (\text{мс}^{-2}).$$

6. Ускорения точек центров масс S_2 и S_4 определяются по теореме подобия аналогично определению скоростей этих точек.

Соединяем линиями на плане ускорений точки «a» и «b», «a» и «c» и замеряем величины отрезков $\overline{ab}$ и $\overline{ac}$.

Положение точек на плане ускорений находим из пропорций

$$\frac{AS_2}{AB} = \frac{\overline{as_2}}{\overline{ab}}, \quad \frac{AS_4}{AC} = \frac{\overline{as_4}}{\overline{ac}},$$

$$\text{откуда } \overline{as_2} = \overline{ab} \frac{AS_2}{AB} \text{ (мм); } \overline{as_4} = \overline{ac} \frac{AS_4}{AC} \text{ (мм)}$$

Проводя из полюса P_a отрезок $\overline{P_a S_2}$ и $\overline{P_a S_4}$, находим ускорения точек S_2 и S_4

$$a_{S_2} = (P_a S_2) \cdot \mu_a (\text{мс}^{-2});$$

$$a_{S_4} = (P_a S_4) \cdot \mu_a (\text{мс}^{-2}).$$

7. Определяем угловые ускорения звеньев 2 и 4. Величины угловых ускорений равны:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^t}{l_{BA}}; \quad \varepsilon_4 = \frac{a_{CA}^t}{l_{CA}}.$$

Для определения направлений ε_2 и ε_4 необходимо перенести с плана ускорений относительное ускорение $\overline{a_{BA}^t}$ в точку В, а относительное ускорение $\overline{a_{CA}^t}$ в точку С плана механизма. Сопоставляя направления ω и ε для звеньев 2 и 4, определим какой вид движения: ускоренное или замедленное совершают эти звенья.

6.5 Диаграммы движения рабочего органа

Кинематические диаграммы представляют собой графики зависимости пути $S(t)$, скорости $V(t)$ и ускорения $a(t)$ от времени для точек звеньев.

В курсовой работе за такую точку принимается точка В или С рабочего органа (звено 3 или 5). Диаграммы строятся в прямоугольной системе координат. По оси абсцисс откладывают отрезок, представляющий собой в масштабе μ_t период ведущего звена (время одного оборота), а по оси ординат – отрезки, которые в масштабе представляют собой путь, скорость и ускорение заданной точки в данный момент времени.

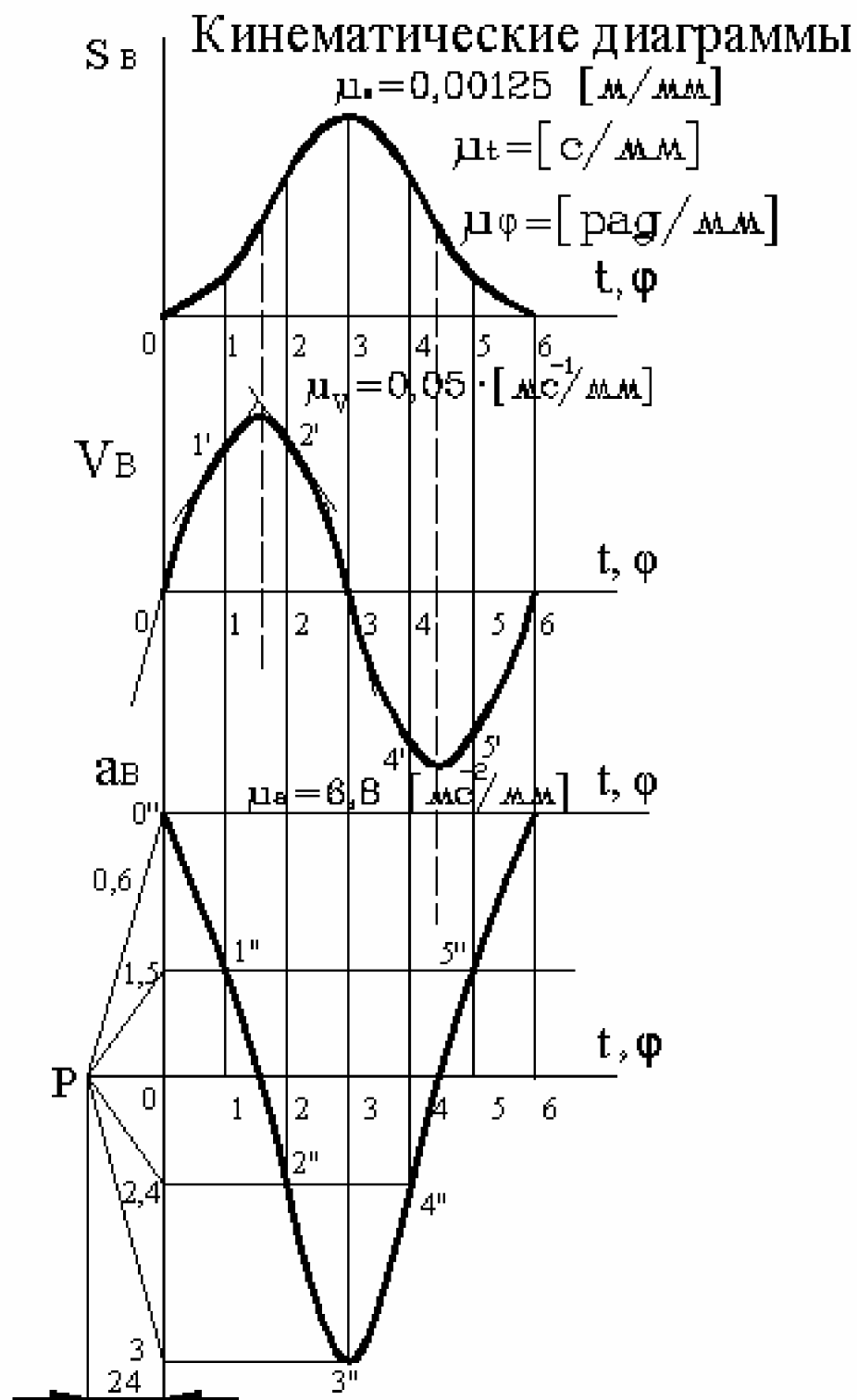


Рисунок 4 – Кинематические диаграммы

Все три диаграммы располагаются одна над другой и могут быть построены следующим методом:

- 1) Графическим (используем планы положений и скоростей);
- 2) Методом графического дифференцирования.

По решению руководителя кинематические диаграммы могут строиться по одному из двух вариантов.

Вариант 1

- а) Строится диаграмма $S(t)$, используя планы положений механизма;
- б) Строятся диаграммы $V(t)$ графическим дифференцированием (метод хорд или касательных) графика $S(t)$;
- с) Строится диаграмма $a(t)$ графическим дифференцированием графика $V(t)$.

Вариант 2

- а) Строятся диаграммы $S(t)$ и $V(t)$ используя для этого планы скоростей и положений соответственно
- б) Строится диаграмма $a(t)$ графическим дифференцированием (метод касательных или хорд)

Пример: Построить кинематические диаграммы пути для точки В звена 3 механизма поршневого компрессора (рисунок 4). Решение проведем в общем виде.

Решение:

- 1) Построение диаграммы пути $S_B(t)$
 - а) По оси абсцисс откладываем отрезок, выражающий время одного оборота кривошипа. Длину отрезка принимать порядка 180...240 мм, для получения выразительных графиков.
 - б) Делим этот отрезок на равные части, число которых (6, 8, 12) равно числу положений механизма;
 - с) Определяем масштаб по оси t . Например при 6-и планах положений: $\mu_t = \frac{T}{\overline{0-6}} = \frac{60/n_{кр}}{\overline{0-6}}$, где T – время одного оборота кривошипа; $\overline{0-6}$ – размер (мм), изображающий данный период в масштабе.

Примечание: Если по оси абсцисс откладываем не время а углы φ поворота кривошипа, то масштаб

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{\overline{0-6}} \text{ (рад/мм)}.$$

- д) По оси ординат откладываем отрезки $1-1'$, $2-2'$ и т.д. равные расстояниям точки В от своего крайнего положения ($\overline{0-1}, \overline{0-2}$) в масштабе μ_s . Если ход точки В на планах положений $\overline{H_B} \geq 60 \dots 70 \text{ мм}$, то можно применить $\mu_s = \mu_t$. В противном случае увели-

чиваем отрезки $\overline{0-1}, \overline{0-2}$ в «К» раз так, чтобы получить $\tilde{H}_B \geq 60$ мм. При этом масштаб диаграммы скоростей μ_S будет равен:

$$\mu_S = \frac{\mu_l}{K} \text{ (м/мм)}.$$

2) Построение диаграммы $V_B(t)$.

Рассмотрим пример построения диаграммы ускорений точки В $a_B(t)$ графическим дифференцированием графика скорости $V_B(t)$ методом касательных.

Порядок:

- В точках $1', 2', 3' \dots$ графика $V_B(t)$ проводим касательные к кривой;
- Откладываем на оси абсцисс диаграммы $a_B(t)$ влево от начала координат произвольной длины отрезок $OP=H$, называемый полюсным расстоянием, а точка Р – полюсом.

Примечание: для получения графика $a_B(t)$ приемлемых размеров (максимальная ордината $y_{max} \geq 60$ мм). Положения полюса Р может быть определено, если провести прямую линию, параллельную самой круто наклоненной касательной так, чтобы она пересекала продолжение оси t в точке Р и ось ускорений на высоте y_{max} ;

- Из точки Р проводим лучи Р-1, Р-2 и т.д. параллельные касательным до пересечения с осью ординат;
- От полученных на оси ординат точек проводим прямые, параллельные оси абсцисс, до пересечения с соответствующими ординатами;
- Полученные точки $1', 2', 3' \dots$ и т.д. соединяем плавной кривой, которая представляет диаграмму ускорений $a_B(t)$
- Масштаб по оси ординат находится по формуле:

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{\mu_t H} \text{ (мс}^{-2}\text{/мм)}$$

Если по оси абсцисс отложены углы поворота кривошипа, то масштаб

$$\mu_a = \frac{\mu_v \cdot \omega_{кр}}{\mu_\varphi H} \text{ (мс}^{-2}\text{/мм)}$$

Примечание: Если, по решению руководителя, используется вариант 1 построения кинематических диаграмм, то после построения графика перемещения $S_B(t)$, он графически дифференцируется точно так же как описано выше, и получается график скорости $V_B(t)$.

Масштаб скорости при этом определяется зависимостью

$$\mu_V = \frac{\mu_S}{\mu_t \cdot H_1},$$

где H_1 - полюсное расстояние (мм).

Вторичное дифференцирование позволяет получить график ускорений $a_B(t)$. Масштаб при этом $\mu_a = \frac{\mu_V}{\mu_t H_2}$, где H_2 - полюсное расстояние.

7. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА (2-Й ЛИСТ КУРСОВОЙ РАБОТЫ)

7.1 Общие положения

Цели силового расчета:

- 1) Определение реакций в кинематических парах;
- 2) Определение уравновешивающей силы (момента), приложенной к начальному звену механизма

Знание величин реакций позволяет:

- a) Проводить расчеты звеньев и элементов кинематических пар на прочность, жесткость, износоустойчивость и виброустойчивость;
- b) Определять тип и размеры подшипников качения;
- c) Рассчитать КПД механизма и т.д.

Знание уравновешивающих сил позволяет:

определить требуемую для работы механизма мощность.

Силовой расчет производится с учетом ускоренного движения методом кинетостатики. Метод основан на применении принципа Даламбера, при котором после добавления к внешним силам сил инерции механизм условно считается неподвижным и для определения неизвестных сил применяют уравнения статики.

Примечание: силами трения при расчете ввиду их незначительности пренебрегаем.

Порядок силового расчета:

- 1) Разбиваем механизм на структурные группы (группы Ассура) с $W=0$, и первичный механизм (группа начальных звеньев) с $W=1$;
- 2) Проводим силовой расчет групп Ассура, начиная с группы наиболее удаленной от первичного механизма;
- 3) Расчет заканчиваем первичным механизмом.

Индикаторная диаграмма (ИД)

Индикаторная диаграмма показывает изменение давления на поршень и для любого исследуемого положения по заданному диаметру поршня позволяет определить силы, действующие на него.

Строить индикаторную диаграмму, приведенную в задании на курсовую работу можно упрощенно по характерным и промежуточным точкам сетки. В качестве примера построения и использования ИД рассмотрим ИД для поршневого компрессора (рисунок 5).

Проводим координатные оси P-S, где P - давление на поршень; S – перемещение поршня.

Откладываем по оси S ИД отрезок $\tilde{H} \geq 140 \text{ мм}$, представляющий в масштабе ход поршня S, а по оси P – отрезок $\tilde{P}_{max} \geq 70 \text{ мм}$, который представляет в масштабе максимальное давление на поршень. Эти отрезки делим на равные участки в соответствии с заданием и расчерчиваем тонкими линиями сетку.

На сетку наносим базовые точки a, b, c, d ИД и одну-две промежуточные точки на линии bc. По этим точкам проводим линии фаз ИД. Масштабы индикаторной диаграммы равны

$$\mu_P = \frac{P_{max}}{\tilde{P}_{max}} (\text{МПа/мм}); \quad \mu_S = \frac{S}{\tilde{H}} (\text{М/мм}),$$

где S – реальный ход поршня (находится по результатам кинематического исследования на 1-м листе курсовой работы).

Определяем фазы индикаторной диаграммы для каждого цилиндра (звенья 3 и 5) и отмечаем точки на оси S, соответствующие исследуемому положению механизма. Расстояния $\tilde{S}_3^*$ и $\tilde{S}_5^*$ этих точек при разных, в общем случае, масштаба планов положений μ_l и масштаба μ_S на ИД, находятся легко, используя планы положения 1-го листа.

$$\tilde{S}_3^* = \frac{S_3 \cdot \mu_l}{\mu_S} (\text{мм}); \quad \tilde{S}_5^* = \frac{S_5 \cdot \mu_l}{\mu_S} (\text{мм})$$

Здесь S_3 и S_5 - расстояния поршней 3 и 5 от НМТ. Давления, соответствующие данным положениям поршней, теперь найдутся, если замерить ординаты y_3 и y_5 ИД, которые соответствуют фазам сжатия (поршень 3) и нагнетания (поршень 5) соответственно.

Индкаторная диаграмма

$$\mu_s = 0,0003 \text{ м/мм}$$

$$\mu_P = 167 \text{ [МПа/мм]}$$

ab - всасывание

bc - сжатие

cd - нагнетание

da - расширение

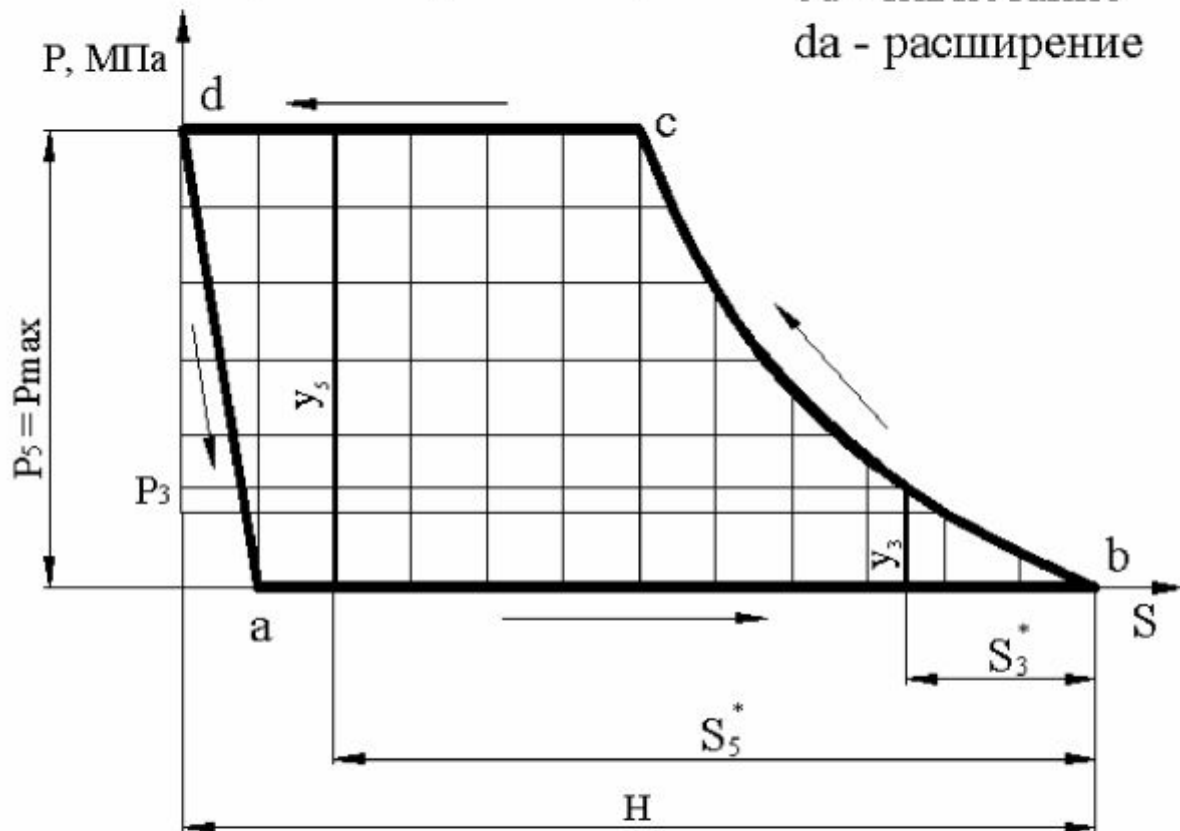


Рисунок 5 - Индикаторная диаграмма

$$P_3 = y_3 \cdot \mu_P \text{ (МПа)}; P_5 = y_5 \cdot \mu_P \text{ (МПа)}.$$

Силы, действующие на поршни равны:

$$F_3 = P_3 \cdot A_3 \text{ (Н)}; F_5 = P_5 \cdot A_5 \text{ (Н)}$$

где $A_3 = \frac{\pi d_3^2}{4} \text{ (мм}^2\text{)}; A_5 = \frac{\pi d_5^2}{4} \text{ (мм}^2\text{)}$ – площади поршней.

Найденные силы F_3 и F_5 прикладываются к поршням в направлениях, соответствующих фазам их движения. Так, например, для поршневого компрессора для фаз сжатия и нагнетания сила направленная навстречу скорости поршня (сила сопротивления); для ДВС при фазе расширения сила направлена по скорости поршня (движущая сила).

Силовой расчет в общем виде рассмотрим на примере механизма поршневого компрессора.

Пример: Определить реакции в кинематических парах, а так же величину и направление уравнивающего момента $M_{ур}$, для механизма поршневого компрессора (рисунок 1).

Дано:

- Основные размеры звеньев: $l_{OA}, l_{AB} = l_{AC}$, положение центров масс S_2 и S_4 (находятся в середине звеньев);
- План механизма и план ускорений для исследуемого положения (с 1-го листа курсовой работы);
- Веса шатунов и поршней $G_2 = G_4, G_3 = G_5$;
- Моменты инерции шатунов $I_{S2} = I_{S4}$;
- Индикаторная диаграмма.

Решение:

7.2.1 Определение реакций в кинематических парах группы Ассура (звенья 4 и 5)

- а) Вычерчиваем группу Ассура в масштабе μ_l и прикладываем к звеньям силы (рисунок 6):
 - Силы тяжести G_4 и G_5 (в точках тяжести S_4 и C соответственно);
 - Силу давления на поршень F_5 (навстречу скорости V_c);
 - Силы инерции $F_{и4} = \frac{G_4}{g} a_{S4}; F_{и5} = \frac{G_5}{g} a_c$

Диада (звенья 4, 5)

$$\mu_L = 0,0016 \text{ [М/ММ]}$$

План сил диады (звенья 4, 5)

$$\mu_F = 30 \text{ [Н/ММ]}$$

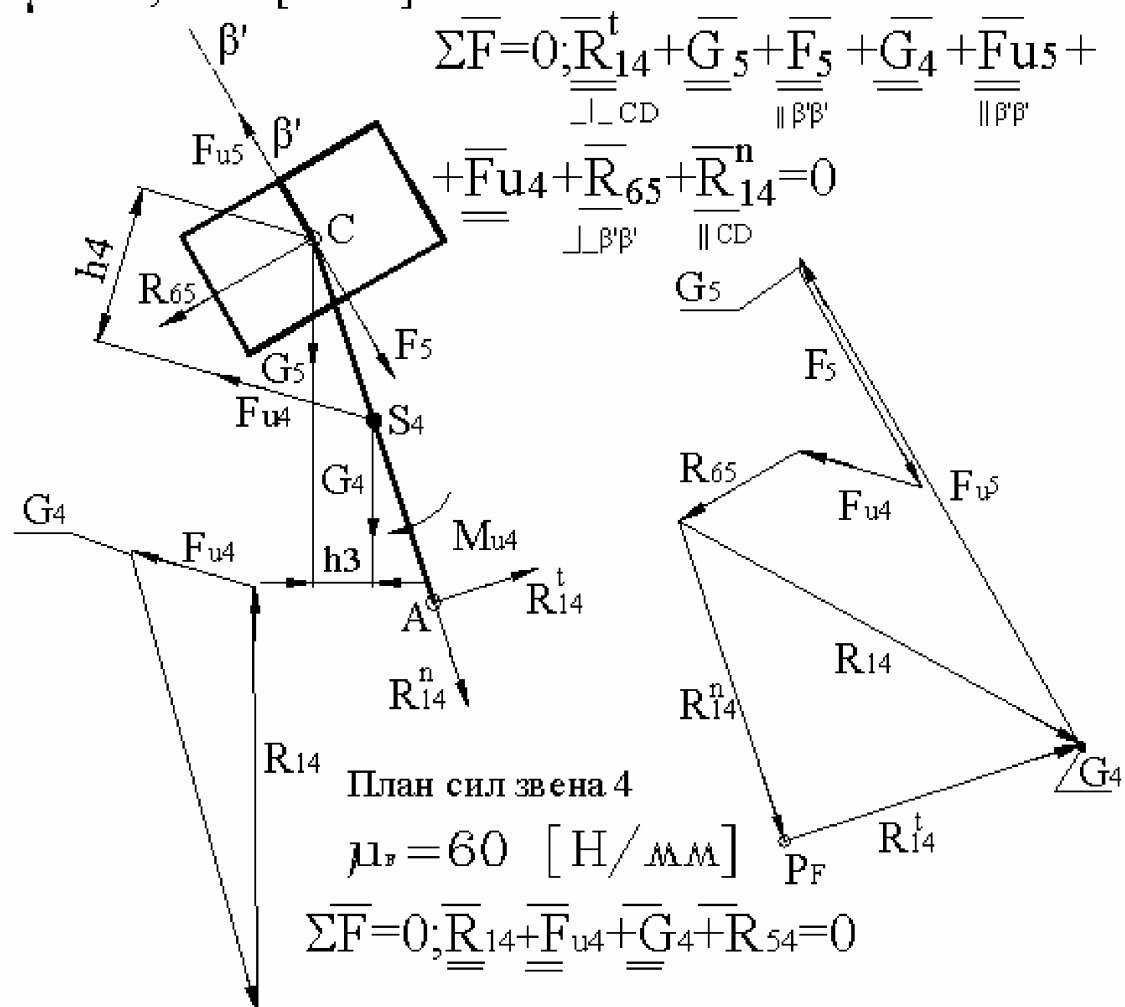


Рисунок 6 – Силовой расчет группы Ассура (звенья 4 и 5)

Силы инерции направлены противоположно ускорениям a_{S_4} и a_c

- Момент пар сил инерции $M_{и4} = I_{S_4} \cdot \varepsilon_4$ (направлен противоположен ускорению ε_4);
- Реакции в кинематических парах (неизвестные)

$$\bar{R}_{14}, \bar{R}_{45} = -\bar{R}_{54}, \bar{R}_{65}.$$

Примечание: реакцию $\bar{R}_{14}$ раскладываем в т. А на составляющие: тангенциальную $\bar{R}_{14}^t \perp$ звену 4 и нормальную $\bar{R}_{14}^n \parallel$ звену 4.

b) Определим R_{14}^t

Составляем уравнения моментов сил, действующих на зв. 4 относительно т. С:

$$R_{14}^t \cdot l_{AC} - G_4 \cdot (h_3 \cdot \mu_l) - F_{и4} (h_4 \cdot \mu_l) - M_{и4} = 0,$$

отсюда
$$R_{14}^t = \frac{G_4 \cdot (h_3 \cdot \mu_l) + F_{и4} (h_4 \cdot \mu_l) + M_{и4}}{l_{AC}}.$$

c) Определим реакции R_{14} и R_{65}

Составляем векторное уравнение равновесия сил, действующих на группу Ассур (звенья 4 и 5)

$$\underline{\underline{R_{14}^t}} + \underline{\underline{G_4}} + \underline{\underline{F_{и4}}} + \underline{\underline{G_5}} + \underline{\underline{F_{и5}}} + \underline{\underline{F_5}} + \underline{\underline{R_{65}}} + \underline{\underline{R_{14}^n}} = 0.$$

Решаем данное уравнение построением плана сил в масштабе μ_F .
Отрезки, выражающие в масштабе известные значения сил равны

$$\widetilde{G_4} = \frac{G_4}{\mu_F} \text{ (мм)}; \quad \widetilde{R_{14}^t} = \frac{R_{14}^t}{\mu_F} \text{ (мм)} \text{ и т.д.}$$

Построение начинаем из полюса плана сил P_F , последовательно откладывая векторы сил друг за другом. Стрелки на замыкающих векторах R_{14}^n и R_{65} проставляются в соответствии с векторным уравнением.

Величины реакций равны:

$$R_{14}^n = \tilde{R}_{14}^n \cdot \mu_F \text{ (Н)}; \quad R_{14} = \tilde{R}_{14} \cdot \mu_F \text{ (Н)}; \quad R_{65} = \tilde{R}_{65} \cdot \mu_F \text{ (Н)}.$$

d) Определяем реакцию $\bar{R}_{54} = -\bar{R}_{45}$, действующую в точке С.

Составим векторное уравнение равновесия сил, действующих на звено 4

$$\underline{\underline{\bar{R}_{14}}} + \underline{\underline{\bar{G}_4}} + \underline{\underline{\bar{F}_{и4}}} + \underline{\underline{\bar{F}_4}} + \underline{\underline{\bar{R}_{54}}} = 0.$$

Строя план сил (замкнутый многоугольник), находим:

$$R_{14} = \tilde{R}_{14} \cdot \mu_F \text{ (Н)}.$$

е) Определяем точку приложения реакции R_{65} .

Расстояние h_{65} от точки С измеряется по направляющей $\beta'-\beta'$.

Составляем уравнение моментов всех сил, действующих на зв. 5 относительно т. С.

$$\sum_5 M_C = 0$$

Так как при этом все силы (внешние и инерции) проходят через точку С, то и $\bar{R}_{65}$ так же будет проходить через эту точку, т.е. $h_{65} = 0$.

7.2.2 Определение реакций в кинематических парах группы Ассура (звенья 2 и 3)

Примечание: так как группы Ассура (звенья 2 и 3; 4 и 5) равнозначны в смысле очередности присоединения их к начальному звену, то их силовое исследование можно начинать по собственному выбору.

а) Вычерчиваем в масштабе μ_l группу Ассура (звенья 2 и 3) и прикладываем к звеньям все действующие известные внешние силы, силы инерции и неизвестные реакции:

- Силы тяжести: G_2 (в т. S_2), G_3 (в т. В);
- Силу давления на поршень F_3 (направлено навстречу скорости $\bar{V}_B$);
- Силы инерции

$$F_{и2} = m_2 \cdot a_{S2} = \frac{G_2}{g} \cdot a_{S2}, \quad F_{и3} = m_3 \cdot a_B = \frac{G_3}{g} \cdot a_B,$$

направлены противоположно ускорениям $\bar{a}_{S2}$ и $\bar{a}_B$,

момент пар сил инерции $M_{и2} = I_{S2} \cdot \varepsilon_2$, направлен противоположно угловому ускорению ε_2 ;

- Реакции в кинематических парах (неизвестные);

$$\bar{R}_{12}, \bar{R}_{23} = -\bar{R}_{32}, \bar{R}_{63}.$$

б) Определяем реакцию R_{12}^t .

Раскладываем реакцию $\bar{R}_{12}$ неизвестную по величине и направлению, на составляющие: нормальную $\bar{R}_{12}^n$ (параллельную по звену 2) и тангенциальную $\bar{R}_{12}^t$ (направленную перпендикулярно звену 2, предварительно, в любую сторону). Определим тангенциальную составляющую, составляя уравнение равновесия для моментов сил, действующих на звено 2 относительно точки В:

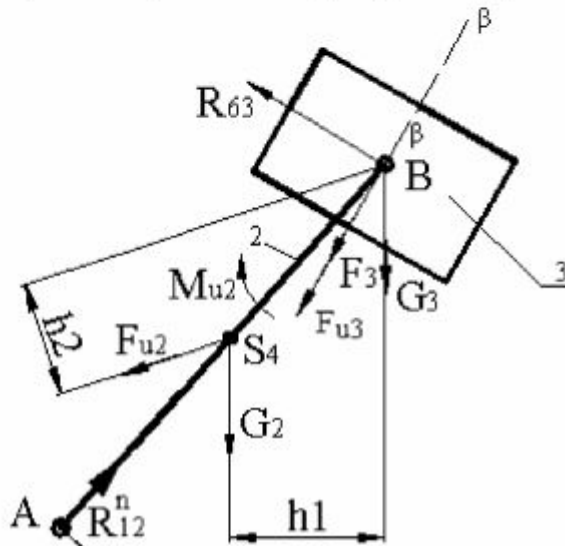
$$\sum_2 M_B = 0: \quad R_{12}^t \cdot l_{AB} + G_2 \cdot (h_1 \cdot \mu_l) - F_{и2}(h_2 \cdot \mu_l) - M_{и2} = 0,$$

отсюда

$$R_{12}^t = \frac{-G_2 \cdot (h_1 \cdot \mu_l) + F_{u2}(h_2 \cdot \mu_l) + M_{u2}}{l_{AB}}$$

Диада (звенья 2, 3)

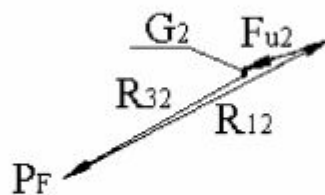
$$\mu_L = 0,0016 \text{ [М/ММ]}$$



План сил звена 2

$$\mu_r = 60 \text{ [Н/ММ]}$$

$$\Sigma \bar{F} = 0; \bar{R}_{12} + \bar{F}_{u2} + \bar{G}_2 + \bar{R}_{32} = 0$$



План сил диады (звенья 2, 3)

$$\mu_r = 30 \text{ [Н/ММ]}$$

$$\Sigma \bar{F} = 0; \bar{R}_{12}^t + \bar{F}_{u2} + \bar{G}_2 + \bar{F}_{u3} + \bar{G}_3 + \bar{F}_3 + \bar{R}_{63} + \bar{R}_{12}^n = 0$$

$\perp_{AB} \quad \parallel_{\beta\beta} \quad \perp_{\beta\beta} \quad \parallel_{AB}$

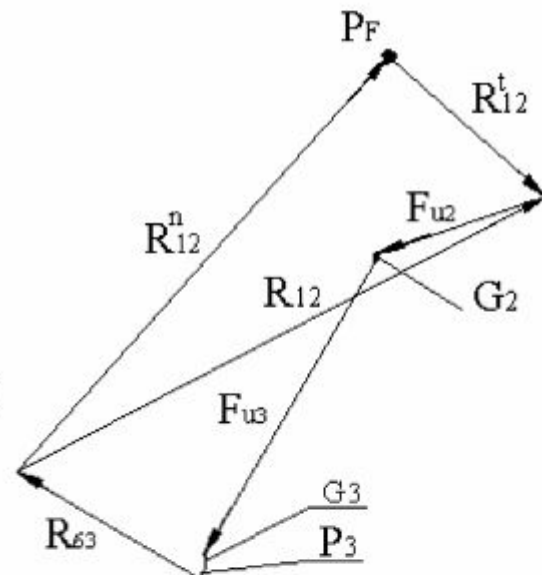


Рисунок 7 - Силовой расчет группы Ассура (звенья 2 и 3)

Примечания: 1. При составлении уравнения строго следить за знаками моментов;

2. Если реакция R_{12}^t получается со знаком (-), то предварительно взятое ее направление выбрано было неверно и в дальнейших построениях должно быть изменено на противоположное.

с) Определяем реакции $\bar{R}_{12}^n$, $\bar{R}_{12}$ и $\bar{R}_{63}$.

Составляем векторное уравнение равновесия сил, действующих на группу Ассур (звенья 2,3)

$$\underline{\bar{R}_{12}^t} + \underline{\bar{G}_2} + \underline{\bar{F}_{и2}} + \underline{\bar{G}_3} + \underline{\bar{F}_{и3}} + \underline{\bar{R}_{63}} + \underline{\bar{R}_{62}^n} = 0.$$

В уравнении силы, известные и по величине и по направлению, подчеркнуты двумя линиями, а известные только по направлению – одной.

Решаем данное уравнение графическим способом (строим план сил) в масштабе сил μ_F (Н/мм).

Масштаб сил может быть взят произвольным, но:

1. Удобным для расчетов;
2. Планы сил должны быть читаемыми.

Отрезки, выражающие в масштабе известные значения сил определяются по зависимостям: $\tilde{R}_{12}^t = \frac{R_{12}^t}{\mu_F}$ (мм); $\tilde{G}_2 = \frac{G_2}{\mu_F}$ (мм) и т.д.

Примечание: если отрезки некоторых сил в масштабе получаются очень незначительными, то этими силами можно пренебречь.

Замкнув план сил и проставив стрелками направления неизвестных сил $\bar{R}_{12}^n$ и $\bar{R}_{63}$, определяем их значения

$$R_{12}^n = \tilde{R}_{12}^n \cdot \mu_F \text{ (Н)}, \quad \bar{R}_{12} = \tilde{R}_{12} \cdot \mu_F \text{ (Н)}, \quad R_{63} = \bar{R}_{63} \cdot \mu_F \text{ (Н)}.$$

d) Определяем значения реакции $\bar{R}_{32}$.

Составляем векторное уравнение равновесия сил, действующих на звено 2:

$$\underline{\bar{R}_{12}} + \underline{\bar{G}_2} + \underline{\bar{F}_{и2}} + \underline{\bar{R}_{32}} = 0.$$

$$\text{Тогда } R_{32} = \tilde{R}_{32} \cdot \mu_F \text{ (Н)}.$$

е) Определяем точку приложения реакции R_{63} (расстояние h_{63}).

Составляем уравнение моментов сил, действующих относительно точки В на звено 3:

$$R_{63} \cdot h_{63} + F_3 \cdot 0 + G_3 \cdot 0 + F_{и3} \cdot 0 = 0.$$

Отсюда $h_{63} = 0$, т.е. реакция $\bar{R}_{63}$ приложена в точке В.

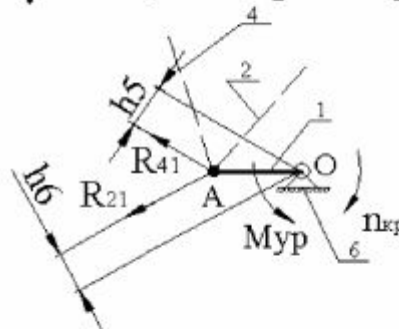
7.2.3 Силовой расчет группы начальных звеньев (звенья 6 и 1)

- а) Изображаем группу начальных звеньев в масштабе μ_L и прикладываем силы (рисунок 8):
- Реакции $\bar{R}_{41} = -\bar{R}_{14}$ и $\bar{R}_{21} = -\bar{R}_{12}$, которые известны из предыдущих расчетов и становятся по отношению к звену 1 внешними силами;
 - Уравновешивающий момент $M_{ур}$, неизвестный и по величине и по направлению;
 - Реакцию со стороны неподвижного звена 6 на звено 1 R_{61} , неизвестную по величине и направлению.

Группа начальных звеньев

(ГНЗ)

$$\mu_L = 0,0016 \text{ [м/мм]}$$



План сил ГНЗ $\mu_F = 100 \text{ [Н/мм]}$

$$\Sigma \vec{F} = 0; \underline{\underline{R_{41}}} + \underline{\underline{R_{21}}} + \underline{\underline{R_{61}}} = 0$$

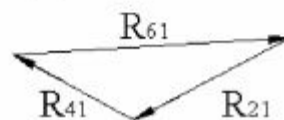


Рисунок 8 - План сил группы начальных звеньев

Примечание: в курсовой работе ввиду малой массы звена 1 пренебрегаем величинами G_1 и I_{S1} .

b) Определяем реакцию R_{61} .

Составляем векторное уравнение сил, действующих на звено 1:

$$\underline{\underline{R_{41}}} + \underline{\underline{R_{21}}} + R_{61} = 0.$$

Решая уравнение графически в масштабе μ_F , находим:

$$R_{61} = \tilde{R}_{61} \cdot \mu_F \text{ (H)}.$$

с) Определяем величину и направление уравновешивающего момента M_{yp} .

Составляем уравнение моментов сил, действующих на звено 1, относительно т. О.

$$R_{41} \cdot (h_5 \cdot \mu_l) + R_{21} \cdot (h_6 \cdot \mu_l) - M_{yp} = 0.$$

Отсюда

$$M_{yp} = R_{41} \cdot (h_5 \cdot \mu_l) + R_{21} \cdot (h_6 \cdot \mu_l).$$

M_{yp} оказался в нашем примере направлен по часовой стрелке.

d) Мгновенная потребная мощность для исследуемого положения

$$P = M_{yp} \cdot \omega_1 / 1000.$$

Список рекомендуемой литературы

1. СТП 053-2.12-93 Курсовое проектирование. Общие требования. КубГТУ, Краснодар, 12 с.
2. СТП 053-2.10-95 Дипломные проекты (работы). Общие требования и правила оформления. КубГТУ, Краснодар, 20 с.
3. Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. и др. Теория механизмов и механика машин. – М.: Высш. шк., 1998.- 496 с.
4. Вульфсон И.И., Ерихов М.Л., Коловский М.З. и др. Механика машин. – М.: Высш. шк., 1996. – 511 с.
5. Попов С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин.- М.: Высш. шк., 1986.
6. Кореняко А.С., Кремштейн Л.И., Петровский С.Д. и др. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. – Киев: Вища школа, 1970. -332 с .
7. Теория механизмов и машин. Проектирование. / Под ред. О.И. Кульбачного. - М. Высш. шк., 1970.- 288 с.

Приложение 1
(обязательное)

**Пример оформления заглавного листа ПЗ курсовой работы по ТММ
ПОРШНЕВОЙ КОМПРЕССОР
ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
КРТМ 13.05.00.000 ПЗ**

СОДЕРЖАНИЕ

Техническое задание	2
Нормативные ссылки	3
Введение	
1 Структурный анализ рычажного механизма	...
2 Кинематическое исследование рычажного механизма	...
2.1 Построение совмещенных планов положений механизма	
2.2 Построение планов скоростей	
2.3 Построение плана ускорений	
2.4 Диаграммы движения рабочего органа (звена 5)	
3 Силовой расчет рычажного механизма	
3.1 Определение реакций в кинематических парах звеньев 4 и 5	
3.2 Определение реакции в кинематических парах звеньев 2 и 3	
3.3 Силовой расчет группы начальных звеньев	
4 Стандартизация в курсовой работе по ТММ	
Заключение	
Список литературы	...

Приложение 2 (обязательное)

Пример оформления реферата

РЕФЕРАТ

Курсовая работа: 35 с., 3 рис., 2 табл., 7 источников, 1 приложение, графическая часть 2 листа формата А1.

МЕХАНИЗМ КОМПРЕССОРА, КРИВОШИП, ШАТУН, ПОЛЗУН (ПОРШЕНЬ), СТРУКТУРА МЕХАНИЗМА, КИНЕМАТИЧЕСКАЯ СХЕМА, КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ, ПЛАН ПОЛОЖЕНИЙ МЕХАНИЗМА, ПЛАН СКОРОСТЕЙ МЕХАНИЗМА, ПЛАН УСКОРЕНИЙ МЕХАНИЗМА, СИЛОВОЙ РАСЧЕТ, ПЛАН СИЛ ДИАДЫ, РЕАКЦИЯ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПАРЫ, УРАВНОВЕШИВАЮЩИЙ МОМЕНТ.

Объект: механизм поршневого компрессора.

Цель: структурный, кинематический анализ, силовое исследование механизма компрессора.

В данной курсовой работе приведены расчеты, связанные со структурным и кинематическим анализом, силовым исследованием рычажного механизма. Определены скорости и ускорения точек механизма, реакции в кинематических парах, уравновешивающий момент на валу кривошипа.