

ВВЕДЕНИЕ

Курсовой проект (работа) по дисциплине «Теория механизмов и машин» выполняется после завершения изучения блока общеобразовательных и ряда технологических дисциплин и направлен на приобретение студентами первых инженерных навыков по расчету и конструированию типовых механизмов и машин, простейших механических приводов. Курсовой проект (работа) по теории механизмов и машин представляет собой совокупность графических и текстовых конструкторских документов, оформление которых должно производиться в строгом соответствии с требованиями стандартов ЕСКД, стандартов вуза и других нормативных документов.

Целью курсового проекта (работы) является выработка и закрепление навыков в исследованиях по влиянию параметров технологического процесса на кинематические и динамические характеристики движения звеньев механизма и машины в целом.

Курсовой проект (работа) оформляется в соответствии со стандартом предприятия СТП БГСХА 2.0.01–99: проекты (работы) курсовые и дипломные; общие требования и оформление, который введен в действие приказом № 777С по БГСХА от 01.01.2000 г.

В методических указаниях излагаются правила оформления пояснительной записки и других текстовых документов курсового проекта (работы) по теории механизмов и машин, что должно способствовать повышению качества курсового проектирования.

Заданием курсового проекта (работы) предусматривается спроектировать кинематическую схему машинного агрегата, состоящую из двигателя, механизма передачи, и исследовать их движения под действием сил сопротивления, возникающих при выполнении технологического процесса.

Для выполнения курсового проекта (работы) каждому студенту выдается индивидуальное задание с указанием сроков оформления отдельных разделов и расписание индивидуальных консультаций.

Защита курсового проекта (работы) осуществляется в виде публичного обсуждения методик исследований по разделам проекта и анализа полученных результатов.

Отметку по проекту (работе) выставляет комиссия из преподавателей, назначенных заведующим кафедрой. При ее выставлении учитываются качество оформления проекта (работы), полнота и логичность доклада, четкость и корректность ответов на заданные вопросы.

1. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА (РАБОТЫ)

1.1. Оформление расчетно-пояснительной записки

В курсовом проекте (работе) отражается разработка всех разделов, указанных в задании на проектирование и представленных в виде пояснительной записки и графических материалов, взаимно дополняющих друг друга.

Объем пояснительной записки (именуемой в дальнейшем записка) должен составлять 25–30 страниц текста на листах формата А4 (210×297 мм). Основной текст должен быть набран шрифтом Times New Roman Cyr черного цвета с высотой 14 пт через полтора интервала.

Графическая часть курсового проекта (работы) должна быть представлена на трех листах формата А1 (394×841 мм).

Пояснительная записка курсового проекта (работы) оформляется в соответствии с требованиями ГОСТ 2.105–79 и ГОСТ 2.106–68.

Материалы записки курсового проекта (работы) располагают в такой последовательности: титульный лист, задание на курсовой проект (работу), реферат, оглавление, введение, основная часть, заключение (выводы и предложения), список литературы, использованной при работе над проектом (работой).

Титульный лист записки проекта (работы) оформляют по образцу, приведенному в прил. 1.

Задание на курсовой проект (работу) разрабатывается кафедрой.

Реферат – краткое изложение содержания проекта (работы), сущности основных разработок и полученных результатов. В начале реферата указывают число листов записки, количество таблиц, рисунков, объем графической части. Затем приводится перечень ключевых слов, который должен характеризовать содержание проекта (работы). Перечень включает от 5 до 15 ключевых слов в именительном падеже, написанных в строку через запятые.

После ключевых слов располагают основной текст реферата, который должен содержать цель проекта (работы), методы решения поставленных задач, полученные результаты. Объем реферата не должен превышать одной страницы.

Оглавление пояснительной записки предназначено для поиска необходимых материалов для чтения. Оно должно включать названия всех разделов и подразделов с указанием страницы, на которой они начинаются.

Введение должно отражать состояние решаемых в проекте (работе) задач, обоснование актуальности темы проекта (работы) и его (ее) цель.

Слово «введение» пишется на отдельной строке симметрично тексту прописными буквами. Объем введения не должен превышать одной страницы пояснительной записки.

Оформление основной части расчетно-пояснительной записки курсового проекта (работы). В записке все слова пишутся полностью, без сокращений. Допускается сокращение общепринятых словосочетаний: НМТ – нижняя мертвая точка, ВМТ – верхняя мертвая точка, МЦС – мгновенный центр скоростей, т. е. – то есть и др. Только в конце фразы применяются следующие сокращения: и т. д.; и т. п.; и мн. др. Сокращаются слова при ссылках на рисунки, таблицы, литературные источники, например: см. рис. 5.1, см. табл. 4.2.

Математические знаки используются только в формулах (уравнениях, неравенствах) и должны указывать на однозначность и последовательность вычисления. Например, выражение $\omega = (ab) : l \cdot \mu$ может быть истолковано, как $\omega = \frac{(ab) \cdot \mu}{l}$ или $\omega = \frac{(ab)}{l \cdot \mu}$, что неверно.

Для написания формул используются буквы латинского и греческого алфавита. Если несколько величин обозначают одной и той же буквой, то для их различия применяют индексацию. В качестве индексов используют: цифры, которые обозначают порядковый номер и последовательность процессов, например v_{s_4} , v_{s_5} – соответственно скорость центра масс четвертого и пятого звена; строчные буквы русского алфавита, что соответствует начальным буквам термина, например $\varphi_{x,x}$ – угол холостого хода; буквами латинского и греческого алфавита, которые указывают на связь с величиной, для обозначения которой принята буква, например k_v – коэффициент изменения скорости.

Расшифровка каждого символа приводится под формулой с новой строки в той последовательности, в которой они приведены в формуле. Первая строка расшифровки должна начинаться словом «где» без двоеточия после него. После формулы на уровне знака равенства ставится запятая. Между элементами расшифровки ставится точка с запятой.

Все формулы, если их в записке более одной, должны нумероваться в пределах каждого раздела (главы) арабскими цифрами. Номер формулы должен состоять из номера раздела и порядкового номера формулы, разделенных точкой. Например: (1.1) – первая формула первого раздела. Номер формулы следует заключать в круглые скобки и помещать на правом поле на уровне нижней строки формулы, к которой он относится.

Например: мощность, затраченную на преодоление сил трения, определим по формуле [3]:

$$N_T = f_1 \cdot R_{2,3} \cdot v, \quad (1.1)$$

где $f_1 = 0,15$ – приведенный коэффициент трения «сталь по стали» [1];

$R_{2,3}$ – нормальное давление в кинематической паре, соединяющей звенья 2 и 3, Н;

v – скорость точки приложения нормальной реакции, м/с.

При выполнении расчетов вначале пишется формула (уравнение, неравенство), производится расшифровка символов, а затем делается подстановка числовых величин и приводится результат вычислений. Все расчеты, помещенные в текст, выполняются с использованием международной системы единиц – системы СИ (ГОСТ 8.417–81).

Расчеты по формулам должны выполняться с необходимой степенью точности: если по физической сущности численное значение расчетной величины меньше единицы, то расчеты выполняют с точностью до 3–4 знаков после запятой, например, расчет тригонометрических функций; если расчетная величина изменяется в пределах от единицы до 10, то расчеты выполняются с точностью одного-двух знаков после запятой; если значащая часть расчетной величины больше 10, но меньше 100, то точность расчетов ограничивается целым числом.

Условные обозначения единиц измерения ставят после цифровых значений, например: 6 м/с; 15 МПа; 1000 Вт.

Приведем пример расчетов по формуле (1.1). В результате предварительных расчетов определено: $f_1 = 0,15$; $R_{2,3} = 550$ Н; $v = 4,83$ м/с.

Потери мощности на трение рассчитаем по формуле (1.1):

$$N_T = 0,15 \cdot 550 \cdot 4,83 = 398,475 \approx 400 \text{ Вт.}$$

Приведенные округления отличаются от точного значения расчетной величины не более чем на 0,4 % при допустимой инженерной точности расчетов ± 5 %.

Если одни и те же формулы (уравнения) используются для расчетов многократно, например, расчет кинематических параметров механизма за один оборот кривошипного вала, то в записке приводится расчетная схема, расчетные уравнения последовательности их применения, методика их решения и числовой пример для одного из положений механизма. Результаты расчетов для других положений механизма, включая и пример, представляются в виде таблицы.

Таблицы. Каждая таблица должна иметь содержательный заголовок, который помещается под словом «таблица».

Таблицы следует помещать после первого упоминания о них в тексте.

Таблицы располагают так, чтобы их можно было читать без поворота записки. Если такое размещение невозможно, таблицу располагают так, чтобы для ее чтения записку надо было повернуть по часовой стрелке. Таблицы нумеруются в пределах раздела арабскими цифрами. Над правым верхним углом помещают слово «таблица» с указанием ее порядкового номера. Номер таблицы состоит из номера раздела и порядкового номера таблицы, разделенных точкой, например: таблица 1.2 (вторая таблица первого раздела). При ссылке на таблицу указывают ее полный номер после сокращенного слова «таблица», например: (см. табл. 1.2).

Иллюстрации. Все иллюстрации (фотографии, схемы, чертежи, планы, диаграммы и пр.) именуется рисунками. Рисунки нумеруются последовательно в пределах раздела арабскими цифрами. Номер рисунка должен состоять из номера раздела и порядкового номера рисунка, разделенных точкой, например: рис. 2.3 (третий рисунок второго раздела).

При ссылке на рисунок следует указать его полный номер, например, рис. 2.3. Повторные ссылки следует давать с сокращенным словом «смотри», например: (см. рис. 2.3).

Рисунки размещают сразу после ссылки на них в тексте. Их располагают так, чтобы можно было рассматривать без поворота записки. Если такое размещение невозможно, рисунки размещают так, чтобы для их рассмотрения надо было повернуть записку по часовой стрелке. Каждый рисунок должен сопровождаться подрисуночной подписью, например: Рисунок 1.2. План скоростей для 5-го положения механизма.

Ссылки на литературу. При ссылке в тексте на источник информации следует приводить только порядковый номер источника по списку литературы, заключенный в квадратные скобки. Номер страницы, на которую приводятся данные сведения, номер таблицы или рисунка давать не следует.

Нумерация страниц должна быть сквозной: первой страницей является титульный лист, второй – задание, третьей – реферат и дальше идет оглавление, введение и т. д., включая список литературы и приложения. Номера на первых трех страницах не ставятся. Номер страницы ставится в правом нижнем углу арабскими цифрами с точкой.

Расчетно-пояснительная записка к курсовому проекту (работе) должна в логической последовательности кратко и четко отражать его (ее) сущность, содержать необходимые расчеты, таблицы с их анализом и выводами. В выводах приводится краткая информация о пределах изменения расчетных параметров проектируемого механизма и их

сопоставление с известными характеристиками аналогичных машин. Выводы занимают 1–1,5 страницы записки.

Оформление записки заканчивается обобщением результатов в виде реферата. Цель реферата – определение границ исследуемой темы, оценка объема выполненной работы, характеристика полученных результатов. Образец оформления реферата приведен в прил. 2.

1.2. Требования, предъявляемые к оформлению графической части курсового проекта (работы)

Графическая часть курсового проекта (работы) выполняется в полном соответствии с действующими стандартами ЕСКД. На всех листах графического материала в правом нижнем углу помещается основная надпись (угловой штамп) по ГОСТ 2.104–98. При необходимости на листах иллюстративного характера над основной надписью составляется экспликация или приводятся другие текстовые пояснения. Оформление угловых штампов следует смотреть в ЕСКД. Графический материал на листах располагают так, чтобы использование площади листа было максимальным и чтение чертежей – удобным. Надписи на листах выполняются шрифтом 3,5 в соответствии с ГОСТ 2.304–98 (прил. 3).

1.2.1. Выбор масштабов для графических построений

Графическая часть курсового проекта (работы) связана с исследованием характера изменения кинематических и динамических параметров машинного агрегата за один оборот кривошипного вала рычажного механизма. Поставленная цель достигается графическим решением векторных уравнений (построение планов скоростей, ускорений, сил и др.) или многократно повторяющимися расчетами по однотипным формулам с последующим представлением результатов в графическом виде (диаграммы кинетической энергии, работы сил и т. д.). Все графические построения выполняются в масштабе. **Масштабом называется отношение физической величины в единицах измерения, предусмотренных системой СИ, к длине отрезка, изображающего эту величину на чертеже, в миллиметрах.** В теоретических расчетах и при графических построениях масштаб (масштабный коэффициент) принято обозначать греческой буквой μ (мю) с индексом, совпадающим с условным обозначением физической величины по классификации системы СИ. Например: μ_l – масштаб длины (м/мм); μ_v – масштаб построения плана скоростей (м·с⁻¹/мм); μ_A – масштаб построения диаграммы работ (Дж/мм) и др.

Масштабный коэффициент указывает на число единиц физической величины в каждом миллиметре отрезка, изображающего эту величину на чертеже. Численное значение физической величины Φ , изображенной на чертеже отрезком $[\Phi]$, определяется по формуле

$$\Phi = [\Phi] \cdot \mu_{\Phi}. \quad (1.2)$$

Если в процессе решения задачи возникает необходимость изобразить физическую величину Φ на чертеже отрезком $[\Phi]$, то расчетная формула (1.2) примет следующий вид:

$$[\Phi] = \Phi / \mu_{\Phi}, \quad (1.3)$$

где $[\Phi]$ – длина отрезка, изображающего численное значение физической величины Φ на чертеже, мм;

μ_{Φ} – масштабный коэффициент (единица измерения величины Φ в системе СИ), мм.

Для удобства практических расчетов предусмотрен числовой ряд для выбора масштабного коэффициента (ГОСТ 2.302–68): 1000; 500; 200; 100; 50; 40; 20; 10; 5; 4; 2; 2,5; 1; 0,1; 0,2; 0,25; 0,4; 0,5; 0,01; 0,02; 0,04; 0,05; 0,001; 0,002; 0,004; 0,005.

2. СТРУКТУРА КУРСОВОГО ПРОЕКТА (РАБОТЫ)

В соответствии с учебной программой курсовой проект (работа) по теории машин и механизмов состоит из следующих частей:

1. Анализ и синтез рычажного механизма.
2. Динамический анализ машинного агрегата.
3. Силовой анализ рычажного механизма.
4. Анализ зубчатого механизма передач.

В соответствии со структурой курсового проекта (работы) кафедрой разработаны задания и настоящие методические указания по выполнению каждой части проекта (работы).

3. АНАЛИЗ И СИНТЕЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

Цель: обоснование схемы, линейных размеров и кинематических параметров звеньев механизма, удовлетворяющих требованиям заданного технологического процесса, а также подготовка исходных данных для динамического и силового анализа машинного агрегата.

В соответствии с поставленной целью анализ и синтез рычажного механизма включает следующие разделы:

- структурный анализ рычажного механизма;
- метрический синтез рычажного механизма;
- кинематический анализ рычажного механизма.

Методика решения задач каждого из этих разделов приведена ниже.

3.1. Структурный анализ рычажного механизма

Прежде чем приступить к выполнению первого раздела курсового проекта (работы), следует ознакомиться с основными понятиями и определениями теории механизмов и машин по одному из литературных источников [1, с. 39–66; 2, с. 18–34]. Наиболее полно эти вопросы изложены в работе [8].

Цель структурного анализа – обоснование схемы рычажного механизма для выполнения заданного технологического процесса.

Поставленная цель достигается путем решения задач структурного анализа в последовательности, приведенной ниже.

1. Внимательно рассмотрите структурную схему машинного агрегата, указанного в задании на курсовой проект (работу). Уясните назначение отдельных его механизмов, установите последовательность передачи потока мощности от выходного вала двигателя к исполнительному звену. Опишите последовательность преобразования заданного вида движения вала двигателя в требуемое движение исполнительного звена рычажного механизма.

2. Без учета реальных размеров звеньев вычертите (в пояснительной записке) структурную схему механизма. Звенья пронумеруйте, а узловые точки (точки соединения звеньев между собой) обозначьте прописными буквами латинского алфавита.

3. Определите вид относительного движения каждого звена механизма и произведите их классификацию. Определите число (n) подвижных звеньев в механизме.

4. Установите вид технических устройств (кинематических пар – подшипников), при помощи которых звенья соединяются в кинематическую цепь. Произведите классификацию кинематических пар. Определите число кинематических пар пятого (P_5) класса.

5. Определите степень подвижности механизма. Назначьте входные и выходные звенья механизма.

6. Разложите механизм на структурные группы, начиная с группы, наиболее удаленной от ведущего звена. Дайте классификацию групп.

7. Составьте формулу строения механизма (формулу сборки) и назначьте последовательность кинематического и силового расчета механизма.

Данный раздел оформляется на 4–5 страницах расчетно-пояснительной записки.

Последовательность выполнения этого раздела рассмотрим на примере.

3.2. Пример выполнения структурного анализа рычажного механизма

На рис. 3.1 представлена схема кривошипно-кулисного механизма с качающейся кулисой. В данном механизме кривошип 1 через муфту, установленную на валу A , соединяется с выходным валом зубчатого механизма передач. Выходной вал механизма передач соединяется с двигателем внутреннего сгорания или электродвигателем. Вращение от вала двигателя через зубчатый механизм передается на кривошип 1 , который совершает полный оборот вокруг оси A .

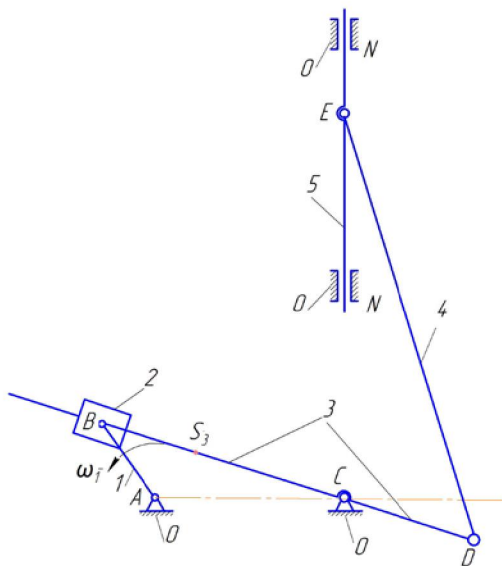


Рис. 3.1. Структурная схема кривошипно-кулисного механизма

Ползун 2 (камень 2) в точке B образует с кривошипом 1 (AB) вращательную, а с кулисой 3 (BCD) – поступательную кинематическую пару. Такое сочетание кинематических пар позволяет абсолютное движение (движение вместе с кривошипом) точки B ползуна представить как относительное поступательное движение вдоль плеча кулисы BC и переносное вращательное движение вместе с кулисой вокруг неподвижного шарнира C . Движение от кулисы 3 через шатун 4 передается на ползун 5 . Ползун 5 совершает возвратно-поступательное движение и вы-

полняет заданный технологический процесс. На траектории движения ползуна 5 можно выделить две характерные точки: нижнюю мертвую точку (НМТ) и верхнюю мертвую точку (ВМТ). В этих точках ползун меняет направление движения. При движении ползуна от верхней мертвой точки до нижней выполняется технологический процесс (рабочий ход). Обратный ход ползуна совершается вхолостую.

Применение в данном механизме кулисы приводит к тому, что скорость движения ползуна 5 при выполнении технологического процесса будет меньше, чем при холостом ходе. Это возможно только в случае, когда угол поворота кривошипа на холостом ходу будет меньше угла поворота при рабочем ходе. Это позволяет значительно повысить производительность механизма.

В зависимости от размеров звеньев и формы исполнительного звена (ползуна 5) данный механизм может применяться в прессах, насосах, иногда в компрессорах и других рабочих машинах (РМ). Схема рабочего органа, изображенная на рис. 3.1, может быть применена в зубодолбежных, строгальных, хонинговальных и других металлообрабатывающих станках.

Задача структурного исследования состоит в том, чтобы установить:

а) число степеней свободы (подвижности) механизма или число его ведущих звеньев;

б) число структурных групп (групп Ассура), входящих в состав механизма, их класс и порядок;

в) формулу строения механизма и наметить последовательность кинематического и силового расчета механизма.

Результаты структурного исследования записываются в виде краткой формулы строения механизма.

Существуют общие закономерности в структуре (строении) самых различных механизмов, связывающие число степеней свободы с числом звеньев, числом и видом его кинематических пар. Эти закономерности носят название формулы подвижности механизмов. Для плоских механизмов наиболее часто используется формула П. Л. Чебышева:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4, \quad (3.1)$$

где n – число подвижных звеньев;

P_5 – число кинематических пар 5-го класса;

P_4 – число кинематических пар 4-го класса.

В данный механизм входят пять подвижных звеньев ($n = 5$). Он имеет следующие кинематические пары: $A(0-1)$; $B(1-2)$; $C(0-3)$; $D(3-4)$; $E(4-5)$ – вращательные и $B'(2-3)$; $N(5-0)$ – поступательные 5-го класса ($P_5 = 7$, $P_4 = 0$).

Подставив эти данные в формулу (3.1), находим:

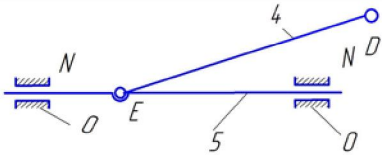
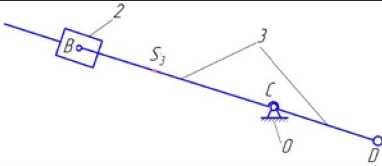
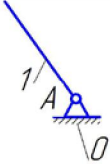
$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1.$$

Следовательно, в рассматриваемом механизме имеется только одно входное (ведущее) звено. За входное звено принимается кривошип 1 (AB).

Выделение структурных групп Ассура начинают со звена, наиболее удаленного от ведущего. Следуя этому порядку, отделяем двухпроводковую группу, состоящую из звеньев 5 и 4 , а также трех кинематических пар 5 -го класса (D , E и N).

По классификации И. И. Артоболевского, это группа класса 2 -го порядка. Затем последовательно отделяем группу звеньев 3 и 2 , и, наконец, остается основной механизм 1 класса, состоящий из входного звена 1 и стойки 0 (табл. 3.1). В целом рассматриваемый механизм – II класса 2 -го порядка.

Таблица 3.1. Классификация структурных групп

Номер звеньев, составляющих группу	Схема структурной группы	Класс группы	Порядок группы	Вид
4-5		II	2-й	ВВП
2-3		II	2-й	ВВП
0-1	 Механизм 1-го класса			

Формула строения механизма записывается в следующем виде:

$$\begin{array}{c} I(0-1) \rightarrow II(2-3-0) \rightarrow III(4-5-0). \\ B \qquad \qquad \quad BПВ \qquad \qquad \quad ВВП \end{array} \quad (3.2)$$

Формула строения позволяет установить последовательность кинематического анализа механизма:

1) определить кинематические параметры входного звена I механизма, в том числе скорость точки B кривошипа AB ;

2) определить кинематические параметры структурной группы 3–2, в том числе и точки B кулисы;

3) определить кинематические параметры наиболее удаленной от ведущего звена структурной группы 4–5, в том числе и точки E исполнительного звена 5.

Силовой анализ механизма производится в обратной последовательности, т. е. вначале рассматривается структурная группа 4–5, затем структурная группа 2–3. Заканчивается анализ расчетом ведущего звена.

3.3. Метрический синтез рычажных механизмов

Задача метрического синтеза состоит в том, чтобы по исходным данным определить размеры звеньев механизма так, чтобы его кинематические и динамические параметры наиболее полно удовлетворяли требованиям технологического процесса. Для создания таких механизмов инженер должен четко знать условия и последовательность выполнения технологического процесса, оптимальные скоростные режимы его выполнения, характер сил, действующих на исполнительное звено со стороны обрабатываемого материала. Кроме того, проектируемый механизм должен быть высокопроизводителен и долговечен.

По требованиям технологического процесса принимаются исходные данные, которые называются критериями метрического синтеза.

3.3.1. Критерии метрического синтеза

Структура многозвенных плоских рычажных механизмов базируется на схемах шарнирного четырехзвенника, кривошипно-шатунного и кулисного механизмов. Проектирование кинематических схем таких механизмов по заданным критериям и является целью метрического синтеза.

К основным критериям метрического синтеза относятся:

- перемещение S исполнительного звена;
- коэффициент изменения средней скорости исполнительного звена;
- максимальные углы давления;
- отношение длины шатуна к длине кривошипа λ ;
- условие существования кривошипа.

1. Перемещение S исполнительного звена определяется заданным технологическим процессом. От величины перемещения чаще всего зависят нагрузки, воспринимаемые исполнительным звеном механизма, и производительность машины.

2. Коэффициент изменения средней скорости исполнительного звена рассчитывается по формуле

$$k = \frac{\varphi_{p,x}}{\varphi_{x,x}} = \frac{V_{x,x}}{V_{p,x}}, \quad (3.3)$$

где $\varphi_{p,x}$ – угол поворота кривошипного вала на рабочем ходу;

$\varphi_{x,x}$ – угол поворота кривошипного вала на холостом ходу;

$V_{p,x}$ – скорость исполнительного звена на рабочем ходу;

$V_{x,x}$ – скорость исполнительного звена на холостом ходу.

Величина коэффициента средней скорости показывает затраты времени за цикл работы механизма на выполнение технологического процесса и на холостой ход. Следовательно, чем больше коэффициент изменения средней скорости, тем выше производительность механизма. Для рычажных механизмов $k \geq 1$.

Допустимые значения коэффициента изменения средней скорости исполнительного звена (при углах передачи $\mu > 60^\circ$) для разных механизмов следующие: шарнирные четырехзвенники – $k = 1,01 \dots 1,4$; кривошипно-шатунные механизмы – $k = 1,0 \dots 1,12$; кулисные механизмы – $k = 1,2 \dots 2,8$.

С коэффициентом изменения средней скорости исполнительного звена связан угол перекрытия θ , который образуется звеньями механизма в крайних положениях (рис. 3.2, 3.3).

$$\varphi_{p,x} + \varphi_{x,x} = 360^\circ. \quad (3.4)$$

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{p,x} &= 180 + \theta, \\ \varphi_{x,x} &= 180 - \theta. \end{aligned} \right\} \quad (3.5)$$

$$\theta = 180 \frac{k-1}{k+1}. \quad (3.6)$$

3. Максимальные углы давления γ в кинематических парах. Величиной угла давления определяется величина сил трения в кинематических парах. С увеличением угла давления силы трения возрастают.

В механизмах с низшими кинематическими парами угол давления образуется векторами силы P и скорости V_B (рис. 3.2–3.4). Направление вектора скорости V_B совпадает с направлением вектора Q полезной составляющей силы P .

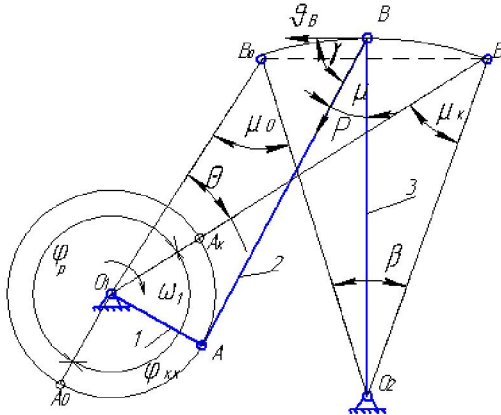


Рис. 3.2. Схема кривошипно-шарнирного механизма

Составляющая $Q = P \cos \gamma$ затрачивается на преодоление сил полезного сопротивления, приложенных к звену.

Составляющая $T = P \sin \gamma$ соответствует возникновению сил трения.

При достаточно больших углах давления может случиться, что даже при отсутствии внешней нагрузки составляющая $Q = P \cos \gamma$ не преодолеет возникающего момента трения и механизм окажется неработоспособным вследствие его самоторможения или заклинивания.

Поэтому угол давления в расчетах ограничивают некоторым максимально допустимым значением. При синтезе рычажных механизмов рекомендуется принимать углы давления $\gamma \leq 30^\circ$ на рабочем ходу и $\gamma \leq 45^\circ$ на холостом ходу. С углом давления γ связан угол передач μ , $\gamma + \mu = 90^\circ$.

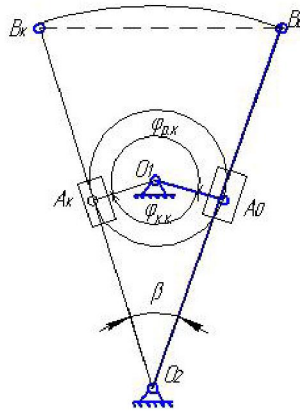


Рис. 3.3. Схема кривошипно-кулисного механизма

4. Отношение длины шатуна к длине кривошипа $\lambda = l/r$. Этим параметром определяются габаритные размеры, а также значения максимальных углов давления в крайних и других характерных положениях механизма.

5. Условие существования кривошипа. Это условие требует, чтобы за цикл работы механизм кривошипа совершал полный оборот. Этими и другими параметрами определяются не только геометрические размеры механизма, но и динамические условия его работы.

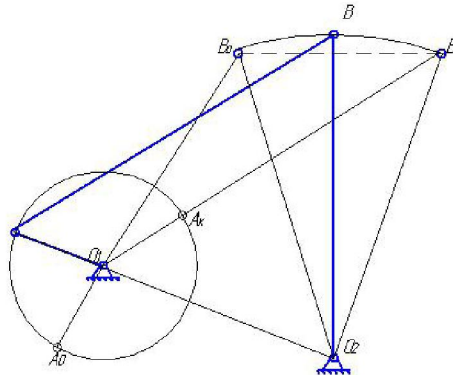


Рис. 3.4. Схема кривошипно-шарнирного механизма для определения условий существования кривошипа

Условие проворачиваемости рассмотрим на примере шарнирного четырехзвенника O_1ABO_2 (см. рис. 3.4), в котором r, l, R, L соответственно длина кривошипа O_1A , шатуна AB , коромысла BO_2 и стойки O_1, O_2 . Для того чтобы звено O_1A могло стать кривошипом, оно должно при вращении последовательно пройти через левое $O_1A_0B_0O_2$, среднее O_1ABO_2 и правое $O_1A_KB_KO_2$ крайние положения. Используя соотношения между длинами сторон $\Delta O_1B_0O_2$, $\Delta O_1B_KO_2$ и ΔABO_2 , запишем следующие неравенства:

$$l - r < R + L; \quad (3.7)$$

$$l + r < R + L; \quad (3.8)$$

$$L + r < l + R. \quad (3.9)$$

Складывая почленно неравенства (3.5) и (3.6), (3.5) и (3.7), (3.6) и (3.7), получим:

$$r < l; r < R; r < L. \quad (3.10)$$

Обратите внимание, что рассмотренные неравенства приводят к формулировке теоремы Грасгофа: «Наименьшее звено является кривошипом, если сумма длин наименьшего и наибольшего звеньев меньше суммы длин двух других звеньев». Из анализа неравенств (3.7)–(3.9) следует два вывода:

- 1) если сумма длин наибольшего и наименьшего звеньев равна сумме длин других звеньев, то в механизме имеется два кривошипа;
- 2) если сумма длин наибольшего и наименьшего звеньев больше суммы длин других звеньев, то в механизме нет кривошипа.

Ограничение на размеры звеньев. Для того чтобы в механизме не было слишком больших или слишком малых звеньев, необходимо выбрать четыре числа, удовлетворяющих условиям:

$$l_1 < l_2 < l_3 < l_4; \quad (3.11)$$

$$l_4 / l_1 = m. \quad (3.12)$$

Из этой четверки чисел можно в любой комбинации выбрать длины звеньев, и во всех этих комбинациях ни одна из длин звеньев не будет превосходить другую больше чем в m раз.

Определение геометрических размеров механизмов с учетом заданных условий разберем на конкретных примерах.

3.3.2. Метрический синтез центрального кривошипно-шатунного механизма

В качестве критериев могут быть заданы: S – ход исполнительного звена; γ_{\max} – угол давления.

1. Определяем радиус кривошипа.

Если кривошип находится в крайнем положении (рис. 3.5), принято за нулевое, то точка A занимает положение A_0 , а точка B – положение B_0 . При перемещении ползуна в другое крайнее положение точка A занимает положение A_K , тогда точка B займет положение B_K . Расстояния $A_0A_K = B_0, B_K = S$.

Так как расстояние A_0A_K равно двум радиусам кривошипа, то

$$r = l_{OA} = \frac{S}{2}. \quad (3.13)$$

2. Определяем длину шатуна.

Угол давления γ достигнет максимального значения (γ_{\max}) в положении, при котором кривошип OA образует угол в 90° с направляющей ползуна. Тогда, рассмотрев прямоугольный треугольник AOB , определим длину шатуна по формуле

$$l = l_{AB} = \frac{r}{\sin \gamma_{\max}}. \quad (3.14)$$

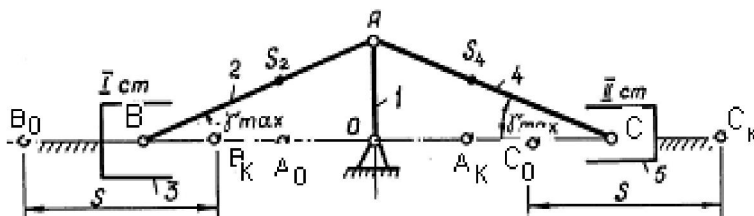


Рис. 3.5. Расчетная схема кривошипно-шатунного механизма

Если известно отношение длины шатуна к длине кривошипа λ , то длину шатуна можно определить из отношения $\lambda = l/r$.

У центрального кривошипно-шатунного механизма $k = 1$, $\varphi_{p,x} = \varphi_{x,x}$, $\theta = 0$.

3.3.3. Метрический синтез кулисного механизма с качающейся кулисой

Структурная группа четырех-, пятикулисного механизма может быть трех видов: ВВП, ПВП и ВПП (рис. 3.6).

Исходными данными для расчетов являются: S , k , γ и a (где $a = 0,2 r$ – конструктивный размер).

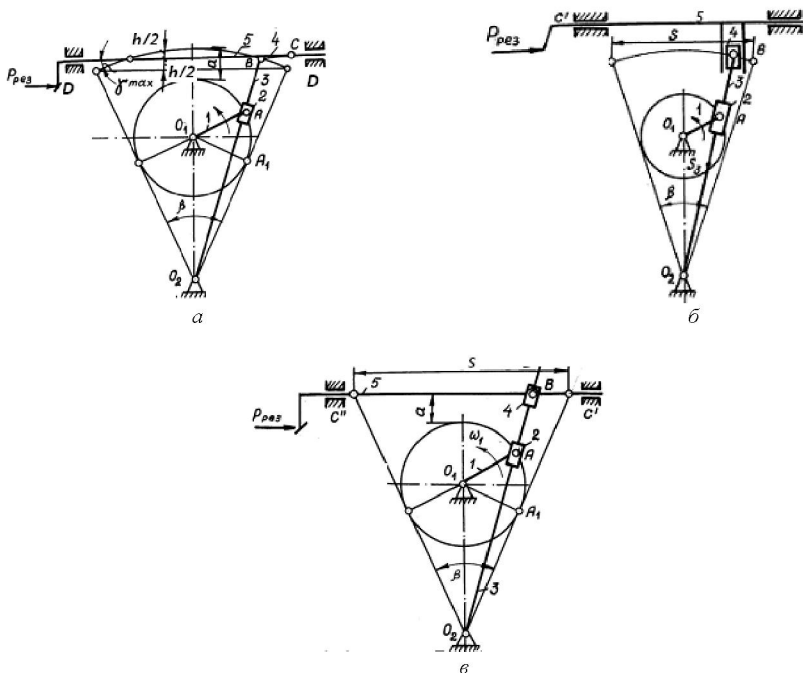


Рис. 3.6. Расчетные схемы кулисных механизмов с качающейся кулисой

Расчет выполняется в следующей последовательности для схемы ВВП:

1) определяем угол качания кулисы β . Для качающихся кулис угол качания кулисы равен углу перекрытия ($\beta = \theta$):

$$\theta = \frac{180(k-1)}{k+1}; \quad (3.15)$$

2) определяем длину кулисы:

$$l_{O_2B_0} = \frac{S/2}{\sin(\beta/2)}; \quad (3.16)$$

3) определяем длину кривошипа из соотношения

$$l_{O_2B_0} = O_2O_1 + r + a = \frac{r}{\sin(\beta/2)} + r + 0,2r = r(1,2 + \frac{1}{\sin(\beta/2)}); \quad (3.17)$$

4) определяем межосевое расстояние:

$$l_{O_1O_2} = \frac{r}{\sin(\beta/2)}; \quad (3.18)$$

5) определяем конструктивный размер: $a = 0,2r$;

6) определяем длину шатуна:

$$l_4 = \frac{h/2}{\sin \gamma_{\max}}, \quad (3.19)$$

где $h = l_{O_2B} (1 - \cos \beta/2)$ – высота хорды B_0B_K .

3.3.4. Метрический синтез кулисного механизма с вращающейся кулисой

Если радиус кривошипа принять большим, чем межосевое расстояние, то кулиса будет совершать полный оборот, но с переменной угловой скоростью (рис. 3.7).

В качестве критериев могут быть заданы: S – ход исполнительного звена; γ – угол давления; k – коэффициент изменения средней скорости; соотношение длин $l_{O_2B} : l_{O_1O_2} = m$, пусть $m = 2$.

По заданным критериям требуется определить: длину кривошипа $l_{O_1A} = r$; длину шатуна l_{BC} ; длину кулисы l_{O_2B} и межосевое расстояние $l_{O_1O_2}$.

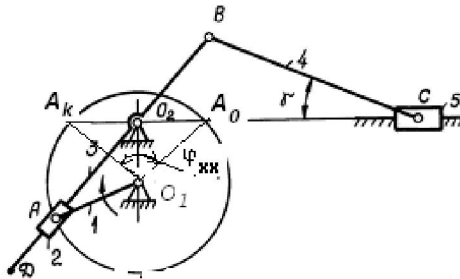


Рис. 3.7. Расчетная схема кулисного механизма с вращающейся кулисой

Расчет выполняется следующим образом:

1) определяем длину кулисы:

$$l_{O_2B} = \frac{S}{2}; \quad (3.20)$$

2) определяем длину шатуна:

$$l_4 = \frac{l_{O_2B}}{\sin \gamma_{\max}}; \quad (3.21)$$

3) определяем межосевое расстояние по соотношению

$$l_{O_2B} : l_{O_1O_2} = 2 \Rightarrow l_{O_1O_2} = \frac{l_{O_2B}}{2}; \quad (3.22)$$

4) определяем угол холостого хода:

$$\varphi_{x,x} = \frac{360}{k+1}; \quad (3.23)$$

5) определяем размер кривошипа:

$$r = l_{O_1A} = \frac{l_{O_1O_2}}{\cos\left(\frac{\varphi_{x,x}}{2}\right)}. \quad (3.24)$$

3.3.5. Метрический синтез шарнирного шестизвенного механизма

В качестве критериев могут быть заданы: S – ход исполнительного звена; β – угол качания коромысла; k – коэффициент изменения средней скорости; μ_0 и μ_k – углы передачи в крайних положениях механизма; соотношение $l_{O_1C} : l_{O_2B} = m$.

По заданным критериям требуется определить: длину кривошипа $l_{O_1A} = r$; длину шатуна $l_{AB} = l$; длину коромысла $l_{O_2B} = R$ и длину шатуна l_{CD} .

Величина перемещения S исполнительного звена D определяет размах H траектории точки B между крайними положениями шарнирного четырехзвенника O_1ABO_2 . Поэтому необходимо построить структурную схему механизма в крайних положениях (рис. 3.8). Если предположить, что при движении ползуна D вправо выполняется технологический процесс, а в обратном направлении исполнительное звено совершает холостой ход, то угол перекрытия θ связан с заданным коэффициентом изменения средней скорости k зависимостью

$$k = \frac{180 + \theta}{180 - \theta} = \frac{360 - \varphi_{x,x}}{\varphi_{x,x}}, \text{ или } \theta = 180 \frac{k-1}{k+1}. \quad (3.25)$$

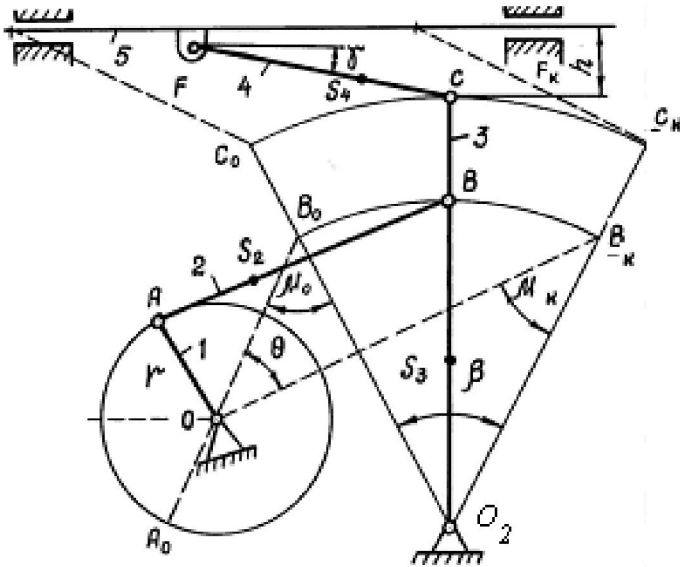


Рис. 3.8. Расчетная схема шарнирного шестизвенного механизма

Угол качания коромысла β , угол перекрытия θ и углы передачи в начальном μ_0 и конечном μ_k положениях механизма связаны соотношением, устанавливаемым из треугольников $O_1B_0B_k$ и $O_2B_0B_k$ (см. рис. 3.8):

$$\theta + \mu_0 = \beta + \mu_k. \quad (3.26)$$

Для решения задач метрического синтеза рычажных механизмов угол передачи определяется через допустимый угол давления:

$$\mu = 90 - \gamma. \quad (3.27)$$

По зависимости (3.26) определяется величина угла β качания коромысла O_2B . Используя угол качания коромысла и размах траектории точки C (равный ходу исполнительного звена), определяем длину плеча:

$$l_{O_2C} = \frac{S}{2 \cdot \sin(\beta/2)}. \quad (3.28)$$

Угол давления γ достигает максимального значения (γ_{\max}) тогда, когда коромысло O_2B образует с направляющей O_2F ползуна прямой угол. Из треугольника O_2CF определяем длину шатуна CF :

$$l_{CF} = \frac{l_{O_2C}}{\sin(\gamma_{\max})}. \quad (3.29)$$

Используя заданное соотношение между плечами рычага, определяем длину коромысла O_2B :

$$l_{O_2B} = m \cdot l_{O_2C}. \quad (3.30)$$

Размах H точки B коромысла определяется из подобия треугольников $O_2B_0B_K$ и $O_2C_0C_K$ по соотношению $\frac{S}{l_{O_2C}} = \frac{H}{l_{O_2B}}$.

По теореме синусов из $\Delta O_1B_0B_K$ имеем:

$$\frac{l_{O_1B_0}}{\sin\psi_2} = \frac{H}{\sin\theta} = \frac{l_{O_1B_K}}{\sin\psi_1}, \quad (3.31)$$

где θ – угол перекрытия.

Значения углов ψ_1 и ψ_2 определим по зависимостям:

$$\psi_1 = \frac{180 - \beta}{2} + \mu_0 \quad \text{и} \quad \psi_2 = \frac{180 - \beta}{2} - \mu_K. \quad (3.32)$$

Из теоремы синусов определяем отрезки $l_{O_1B_0}$ и $l_{O_1B_K}$:

$$l_{O_1B_0} = \frac{H \cdot \sin\psi_2}{\sin\theta} \quad \text{и} \quad l_{O_1B_K} = \frac{H \cdot \sin\psi_1}{\sin\theta}. \quad (3.33)$$

В косоугольном треугольнике $\Delta O_1B_0B_K$ длины сторон O_1B_0 и O_1B_K соответственно равны:

$$l_{O_1B_0} = l_{AB} - l_{O_1A}; \quad l_{O_1B_K} = l_{AB} + l_{O_1A}. \quad (3.34)$$

Из уравнений (3.31) и (3.34) определим размеры кривошипа ($l_{O_1A} = r$) и шатуна ($l_{AB} = l$) механизма.

3.4. Кинематический анализ рычажных механизмов

Эффективность применения того или другого механизма для выполнения технологического процесса оценивается его производительностью. Поэтому производительность является одним из основных параметров, задаваемых на проектируемый механизм. Производительность механизма зависит от скорости движения исполнительного звена. Ско-

рость движения исполнительного звена является непрерывной функцией от угловой скорости входного звена (кривошипного вала) механизма. Следовательно, по известной производительности механизма всегда можно определить угловую скорость кривошипного вала. При заданной производительности механизма угловая скорость кривошипного вала является величиной постоянной и называется номинальной.

3.4.1. Графоаналитический метод определения кинематических параметров

Графоаналитический метод основан на построении планов скоростей и ускорений, дает возможность определить линейные скорости и ускорения всех точек механизма, угловые скорости и ускорения звеньев механизма в данном его положении. В основу метода положена теорема о сложении скоростей и ускорений точек твердого тела при плоском движении:

$$\vec{V}_K = \vec{V}_M + \vec{V}_{KM}; \quad (3.35)$$

$$\vec{a}_K = \vec{a}_M + \vec{a}_{KM}^n + \vec{a}_{KM}^{\tau}. \quad (3.36)$$

Уравнение (3.35) в векторной форме отражает теорему сложения скоростей, а уравнение (3.36) – теорему сложения ускорений двух точек твердого тела при плоском движении.

В уравнениях (3.35), (3.36) индексы означают:

K – та точка твердого тела, скорость или ускорение которой следует определить по величине и направлению;

M – та точка твердого тела, скорость или ускорение которой нам уже известно по величине и направлению;

\vec{V}_{KM} – вектор скорости или ускорения точки K во вращательном движении вокруг точки M ; этот вектор всегда направлен перпендикулярно отрезку KM ;

\vec{a}_{KM}^n – вектор нормального ускорения точки K во вращательном движении вокруг точки M ; этот вектор всегда направлен параллельно отрезку KM ;

\vec{a}_{KM}^{τ} – вектор тангенциального ускорения точки K во вращательном движении вокруг точки M ; этот вектор всегда направлен перпендикулярно отрезку KM .

Направление вектора скорости или ускорения точки K определяется видом кинематической пары, которая использована для соединения двух звеньев механизма в точке K .

Формулы (3.35) и (3.36) последовательно составляются для каждого звена механизма по следующей методике:

1) на i -м звене механизма определяется хотя бы одна точка, скорость или ускорение которой в данный момент нам известна. К ним относится точка образования вращательных кинематических пар между звеном и стойкой. Скорость и ускорение этой точки всегда равны нулю. Эту точку принимаем за полюс и в векторных уравнениях (3.35) и (3.36) вместо индекса M записываем ту букву, которой обозначена эта кинематическая пара на схеме;

2) на данном звене выбираем точку, скорость или ускорение которой необходимо определить (чаще всего это точка, в которой рассматриваемое звено соединяется с последующим звеном при помощи кинематической пары), и в векторных уравнениях (3.35) и (3.36) вместо индекса K проставляем ту букву, которой обозначена эта точка на схеме;

3) по траектории абсолютного движения точки K устанавливается линия, по которой направлен вектор скорости точки K (линия действия вектора);

4) дальнейшее решение векторного уравнения (3.35) сводится к определению величины и истинного направления векторов \vec{V}_{KM} и \vec{V}_K методом построения плана скоростей для данного положения механизма.

Последовательность построения планов скоростей и ускорений рассмотрим на примерах.

3.4.2. Кинематический анализ кривошипно-шатунного механизма

Пример построения планов скоростей кривошипно-шатунного механизма

Определение скоростей точек механизма по методу планов основано на графическом решении векторных уравнений кинематики точки и твердого тела и выполняется в следующей последовательности:

1) по результатам метрического синтеза строится кинематическая схема механизма и выбирается одно из положений;

2) записываются численные значения линейных размеров звеньев механизма в метрах и рассчитывается угловая скорость кривошипа из уравнений, приведенных в задании ($\omega_1 = 25$; $l_1 = 0,11$ м; $l_2 = 0,35$ м).

На рис. 3.9 представлена кинематическая схема кривошипно-шатунного механизма, выполненная в масштабе $\mu_l = 0,005$ м/мм.

Степень подвижности данного механизма $W = 1$. Формула строения имеет следующий вид:

$$I(0-1) \rightarrow II(BVP)(2-3). \quad (3.37)$$

В соответствии с формулой строения кинематический анализ начинается с определения параметров входного звена и заканчивается расчетом структурной группы, в которую входит выходное звено.

В рассматриваемом механизме входным звеном является кривошип OA длиной $l_{OA} = 0,11$ м. В точке O кривошип образует со стойкой вращательную кинематическую пару (0–1). Скорость этой точки в любой момент времени равна нулю. Поэтому для кривошипа точку O принимаем за полюс и в векторном уравнении (3.35) вместо \vec{V}_K записываем \vec{V}_O . В точке A кривошип OA с шатуном AB образуют вращательную кинематическую пару. Поэтому если мы определим скорость точки A кривошипа, то будет известна скорость точки A шатуна AB .

Следовательно, цель кинематического анализа входного звена – определение скорости точки A кривошипа. Поэтому в векторном уравнении (3.35) вместо \vec{V}_K запишем \vec{V}_A , а вместо $\vec{V}_{KM} - \vec{V}_{AO}$. В этом случае векторное уравнение (3.35) примет следующий вид:

$$\vec{V}_A = \vec{V}_O + \vec{V}_{AO}. \quad (3.38)$$

Так как точка A (при вращении кривошипа вокруг точки O) описывает окружность, то вектор \vec{V}_{AO} направлен перпендикулярно кривошипу в сторону его вращения.

Величина вектора \vec{V}_{AO} определяется по формуле

$$V_{AO} = \omega_1 \cdot l_{OA} = 25 \cdot 0,11 = 2,75 \text{ м/с}. \quad (3.39)$$

Для изображения вектора скорости точки A на плане скоростей выбираем масштабный коэффициент

$$\mu_v = \frac{V_{AO}}{Pa} = \frac{2,75}{50} = 0,055 \text{ (м/с)/мм}, \quad (3.40)$$

где Pa принимается в пределах 50–60 мм.

Полученный масштабный коэффициент не соответствует ГОСТу, поэтому необходимо принять ближайший из представленного ряда: 0,1; 0,01; 0,001; 0,0001; ...; 0,2; 0,02; 0,002; 0,0002; ...; 0,5; 0,05; 0,005; 0,0005 и т. д.

Принимаем масштабный коэффициент (в дальнейшем масштаб):

$$\mu_v = 0,05 \text{ (м/с)/мм.}$$

В принятом масштабе вектор скорости точки A на чертеже изображается отрезком

$$Pa = \frac{V_{AO}}{\mu_v} = \frac{2,75}{0,05} = 55 \text{ мм.} \quad (3.41)$$

Из точки P (произвольно выбранной на чертеже вблизи от кинематической схемы механизма) проводим луч перпендикулярно кривошипу OA . Начиная от точки P , на этом луче отложим отрезок $Pa = 55$ мм. Острие этого вектора направим в сторону вращения кривошипа. Полученный отрезок Pa (в масштабе μ_v) изображает графическое решение векторного уравнения (3.38) и носит название скорости точки A входного звена (рис. 3.9). Точка P называется полюсом плана скоростей. Абсолютная скорость этой точки равна нулю. *С полюсом плана скоростей совпадают скорости всех неподвижных точек механизма. На плане скоростей начало и окончание векторов обозначается прописными буквами, соответствующими обозначению кинематических пар на кинематической схеме.*

В соответствии с формулой строения механизма в точке A к кривошипу OA присоединена группа II(ВВП)(2–3–0), состоящая из шатуна AB и ползуна.

Для определения скорости точки B составим векторное уравнение:

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}; \quad (3.42)$$

$$\vec{V}_B \parallel OB; \vec{V}_A \perp OA; \vec{V}_{BA} \perp BA.$$

Векторное уравнение (3.42) решаем графически – строим план скоростей в выбранном масштабе.

Через точку a отрезка проводим линию, перпендикулярную положению шатуна AB ; а из полюса P проводим линию, параллельную оси OB . Пересечение линий определило положение точки b , а треугольник Pab есть решение векторного уравнения (3.42) (рис. 3.9), из которого получаем:

$$V_B = (Pb) \cdot \mu_v = 44 \cdot 0,05 = 2,2 \text{ м/с};$$

$$V_{BA} = (ab) \cdot \mu_v = 44 \cdot 0,05 = 2,2 \text{ м/с};$$

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{AB}} = \frac{2,2}{0,35} = 6,3 \text{ с}^{-1}.$$

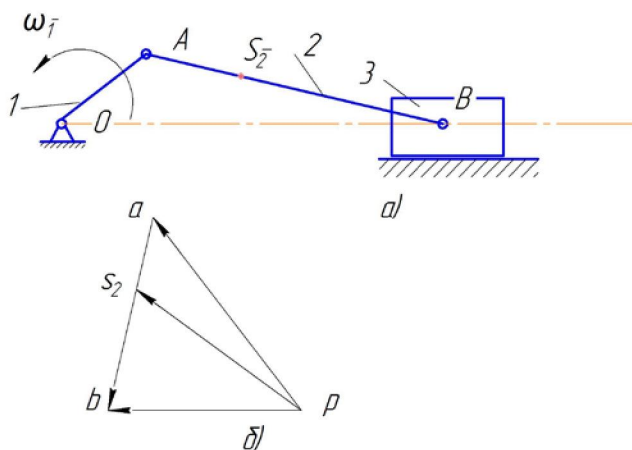


Рис. 3.9. Кинематическая схема кривошипно-шатунного механизма (а) и плана скоростей (б)

Применяя теорему подобия, определяем аналог скорости центра масс шатуна AB :

$$\frac{AS_2}{AB} = \frac{as_2}{ab} \Rightarrow (as_2) = (ab) \frac{AS_2}{AB} = 0,35(ab); \quad (3.43)$$

$$(as_2) = 32 \cdot 0,35 = 11,2 \text{ мм.}$$

Отмечаем точку S на плане скоростей и полюс P соединяем с этой точкой. Скорость точки S определяем по формуле

$$V_{S_2} = (PS_2) \cdot \mu_v = 46 \cdot 0,05 = 2,3 \text{ м/с.}$$

Производим аналогичные расчеты и построения для других положений механизма и результаты заносим в таблицу.

Свойства планов скоростей:

- 1) в полюсах планов скорости равны нулю – все неподвижные точки механизма расположены в полюсах;
- 2) абсолютные скорости по величине и направлениям определяют относительно полюсов;
- 3) планы относительных скоростей звеньев механизма подобны планам звеньев, и их отрезки пропорциональны.

При проведении кинематического анализа необходимо учитывать соотношения:

- 1) если звенья образуют вращательную кинематическую пару, то их скорости в данной точке равны;

2) если звенья образуют поступательную пару, то их скорости в данной точке разные.

Пример построения планов ускорений кривошипно-шатунного механизма

В записке приводятся расчетные формулы и дается полное последовательное описание определения ускорений всех характерных точек по методу планов и угловых ускорений звеньев для одного положения механизма, результаты расчета параметров остальных положений заносятся в таблицу. Определение ускорений точек механизма по методу планов основано на графическом решении векторных уравнений кинематики точки и твердого тела и выполняется в следующей последовательности:

1) по результатам метрического синтеза строится кинематическая схема механизма и выбирается одно из положений;

2) записываются численные значения линейных размеров звеньев механизма в метрах и рассчитывается угловая скорость кривошипа из уравнений, приведенных в задании ($\omega_1 = 25$; $l_1 = 0,11$ м; $l_2 = 0,35$ м).

На рис. 3.10 представлена кинематическая схема кривошипно-шатунного механизма, выполненная в масштабе $\mu_l = 0,005$ м/мм.

Степень подвижности данного механизма $W = 1$. Формула строения имеет следующий вид:

$$I(0-1) \rightarrow II(BVP)(2-3). \quad (3.44)$$

В соответствии с формулой строения кинематический анализ начинается с определения параметров входного звена и заканчивается расчетом структурной группы, в которую входит выходное звено.

В рассматриваемом механизме входным звеном является кривошип OA длиной $l_{OA} = 0,11$ м. В точке O кривошип образует со стойкой вращательную кинематическую пару $(0-1)$. Ускорение этой точки в любой момент времени равно нулю. Поэтому для кривошипа точку O принимаем за полюс и в векторном уравнении (3.36) вместо \vec{a}_M записываем \vec{a}_O . В точке A кривошип OA с шатуном AB образуют вращательную кинематическую пару. Поэтому если мы определяем ускорение точки A кривошипа, то будет известно ускорение точки A шатуна AB .

Следовательно, цель кинематического анализа входного звена – определение ускорения точки A кривошипа. Поэтому в векторном уравнении (3.36) вместо \vec{a}_K запишем \vec{a}_A , а вместо $\vec{a}_{KM} - \vec{a}_{AO}$. В этом случае векторное уравнение (3.36) примет следующий вид:

$$\vec{a}_A = \vec{a}_O + \vec{a}_{AO}. \quad (3.45)$$

Так как точка A (при вращении кривошипа вокруг точки O) описывает окружность, то вектор \vec{a}_{AO} направлен параллельно кривошипу к оси его вращения.

Порядок построения планов ускорений иллюстрируем на примере механизма (рис. 3.10).

Для построения плана ускорений определяем ускорение точки A кривошипа по формуле

$$a_A = a_{AO} = \omega_1^2 \cdot l_{OA}; \quad (3.46)$$

$$a_A = 25^2 \cdot 0,11 = 68,75 \text{ м/с}^2.$$

Выбираем масштаб ускорений μ_a ($\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$) / мм и находим длину отрезка, изображающего на плане вектор a_A , по формуле

$$\pi a = \frac{a_a}{\mu_a}; \quad (3.47)$$

$$\pi a = \frac{a_a}{\mu_a} = 68,75 / 1 = 68,75 \text{ мм},$$

где π – полюс плана ускорений.

Откладываем отрезок πa на плане (рис. 3.10) в направлении, параллельном кривошипу OA (так как $\omega_1 = \text{const}$, то полное ускорение точки B будет равно нормальному и направлено от A к O).

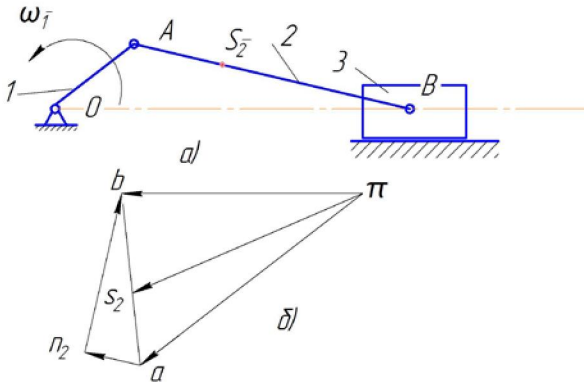


Рис. 3.10. Кинематическая схема кривошипно-шатунного механизма (а) и плана ускорений (б)

Составляем векторное уравнение для структурной группы, образованной звеньями 2–3:

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau \quad (3.48)$$

Величина нормального ускорения \vec{a}_{BA}^n подсчитывается по формуле

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 l_{AB} = \frac{V_{BA}^2}{l_{AB}} = \frac{\mu_v^2 \cdot (ba)^2}{\mu_1 \cdot BA} \quad (3.49)$$

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 l_{AB} = 6,3^2 \cdot 0,35 = 13,9 \text{ м/с}^2.$$

Длина данного вектора определяется по следующей формуле:

$$an_2 = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} = \frac{13,9}{1} = 13,9 \text{ мм}.$$

Графическое решение векторного уравнения (3.48) приведено на рис. 3.10.

Через точку a на плане ускорений (см. рис. 3.10, б) проводим линию, параллельную положению шатуна AB , соответствующую ускорению a_{BA}^n , длиной an_2 . Из точки n_2 проводим линию, перпендикулярную положению шатуна AB ; а из полюса π проводим линию, параллельную оси OB ; пересечение двух линий определило положение точки b , это и есть решение векторного уравнения (3.48) (см. рис. 3.10, б).

Из плана ускорений находим:

$$a_B = \mu_a (\pi b); \quad (3.50)$$

$$a_B = \mu_a (\pi b) = 1 \cdot 58,6 = 58,6 \text{ м/с}^2.$$

$$a_{BA}^\tau = \mu_a (n_2 b); \quad (3.51)$$

$$a_{BA}^\tau = \mu_a (n_2 b) = 1 \cdot 39,5 = 39,5 \text{ м/с}^2.$$

Для определения ускорения точки S_2 воспользуемся теоремой подобия кинематической схемы и плана ускорений, на основании которой составим следующее соотношение отрезков:

$$\frac{AB}{AS_2} = \frac{ab}{as_2}, \text{ откуда } as_2 = ab \cdot \frac{AS_2}{AB}. \quad (3.52)$$

Отмечаем точку S_2 на плане ускорений и полюс π соединяем с точкой S_2 . Ускорение точки S_2 определяем по формуле

$$a_{S_2} = \mu_a (\pi s_2); \quad (3.53)$$

$$a_{S_2} = (\pi s_2) \cdot \mu_a = 61 \cdot 1 = 61 \text{ м/с}^2.$$

Производим аналогичные расчеты и построения для других положений механизма и результаты заносим в таблицу.

Зная касательное ускорение $a_{C_4B_4}^\tau$, определяем угловое ускорение шатуна 2:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{l_{AB}} = \frac{39,5}{0,35} = 112,86 \text{ с}^{-2}. \quad (3.54)$$

Аналогично определяются ускорения точек во всех положениях механизма. Результаты сводятся в таблицу.

3.4.3. Кинематический анализ кривошипно-кулисного механизма

Пример построения планов скоростей кривошипно-кулисного механизма

Определение аналогов скоростей точек механизма выполняется в следующей последовательности:

1) по результатам метрического синтеза строится кинематическая схема механизма и выбирается одно из положений;

2) записываются численные значения линейных размеров звеньев механизма в метрах, и принимается аналог угловой скорости кривошипа ($\omega_1 = 20$; $l_1 = 0,13 \text{ м}$; $l_{O_2O_1} = 0,25 \text{ м}$).

На рис. 3.11 представлена кинематическая схема кривошипно-кулисного механизма, выполненная в масштабе $\mu_l = 0,01 \text{ м/мм}$.

Степень подвижности данного механизма $W = 1$. Формула строения имеет следующий вид:

$$I(0-1) \rightarrow II(\text{ВПВ})(2-3) \rightarrow II(\text{ПВП})(4-5). \quad (3.55)$$

В соответствии с формулой строения кинематический анализ начинается с определения параметров входного звена и заканчивается расчетом структурной группы, в которую входит выходное звено.

В рассматриваемом механизме входным звеном является кривошип O_1A длиной $l_{O_1A} = 0,13 \text{ м}$. В точке O_1 кривошип образует со стойкой вращательную кинематическую пару (0–1). Аналог скорости этой точки в любой момент времени равен нулю. Поэтому для кривошипа точку O_1 принимаем за полюс, и в этом случае векторное уравнение примет следующий вид:

$$\vec{V}_{A_1} = \vec{V}_{O_1} + \vec{V}_{A_1O_1}. \quad (3.56)$$

Так как точка A (при вращении кривошипа вокруг точки O) описывает окружность, то вектор \vec{V}_{A,O_1} направлен перпендикулярно кривошипу в сторону его вращения.

Величина вектора \vec{V}_{A,O_1} определяется по формуле

$$\vec{V}_{A,O_1} = \omega_1 \cdot l_{O_1,A} = 20 \cdot 0,13 = 2,6 \text{ м/с}. \quad (3.57)$$

Для изображения вектора скорости точки A на плане скоростей выбираем масштабный коэффициент

$$\mu_v = \frac{\vec{V}_{A,O_1}}{Pa_1} = \frac{2,6}{50} = 0,052 \text{ (м/с)/мм}, \quad (3.58)$$

где Pa_1 принимается в пределах 50–60 мм.

Полученный масштабный коэффициент не соответствует ГОСТу, поэтому необходимо принять ближайший из представленного ряда: 0,1; 0,01; 0,001; 0,0001; ...; 0,2; 0,02; 0,002; 0,0002; ...; 0,5; 0,05; 0,005; 0,0005 и т. д.

Принимаем масштабный коэффициент (в дальнейшем масштаб):

$$\mu_v = 0,05 \text{ (м/с)/мм}.$$

В принятом масштабе вектор скорости точки A на чертеже изображается отрезком

$$Pa_1 = \frac{\vec{V}_{A,O_1}}{\mu_v} = \frac{2,6}{0,05} = 52 \text{ мм}. \quad (3.59)$$

Из точки P (произвольно выбранной на чертеже вблизи от кинематической схемы механизма) проводим луч перпендикулярно кривошипу O_1A . Начиная от точки P , на этом луче отложим отрезок $Pa_1 = 52$ мм. Острие этого вектора направим в сторону вращения кривошипа. Полученный отрезок Pa_1 (в масштабе μ_v) изображает графическое решение векторного уравнения (3.56) и носит название скорости точки A_1 входного звена (рис. 3.11). Точка P называется полюсом плана скоростей. Абсолютная скорость этой точки равна нулю.

В соответствии с формулой строения механизма в точке A к кривошипу O_1A присоединена группа II(ВПВ)(2–3–0), состоящая из ползуна и кулисы O_2B .

Рассмотрим соединение звеньев в точке A .

Звенья 1 и 2 образуют вращательную кинематическую пару, а 2 и 3 – поступательную. Следовательно,

$$\vec{V}_{A_1} = \vec{V}_{A_2} \neq \vec{V}_{A_3}. \quad (3.60)$$

Значит, точка a_2 на плане скоростей будет совпадать с точкой a_1 .

Для определения скорости точки A_3 , принадлежащей кулисе, составим систему векторных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \vec{V}_{A_3} &= \vec{V}_{A_2} + \vec{V}_{A_3A_2}, \\ \vec{V}_{A_3} &= \vec{V}_{O_2} + \vec{V}_{A_3O_2} \end{aligned} \right\} \quad (3.61)$$

где $\vec{V}_{A_3A_2}$ – скорость скольжения кулисы относительно ползуна 2, направление этого вектора параллельно кулисе ($\vec{V}_{A_3A_2} \parallel AO_2$);

$\vec{V}_{A_3O_2}$ – скорость кулисы относительно точки ее вращения O_2 , направление этого вектора перпендикулярно кулисе ($\vec{V}_{A_3O_2} \perp AO_2$).

Систему векторных уравнений (3.61) решаем графически. Из точки a_1 плана скоростей проводим линию, параллельную кулисе, которая соответствует вектору $\vec{V}_{A_3A_2}$. Из точки P плана скоростей проводим линию, перпендикулярную кулисе, которая соответствует вектору $\vec{V}_{A_3O_2}$. Точка пересечения этих прямых определит положение точки a_3 на плане скоростей.

Истинные значения определяемых скоростей определим по следующим уравнениям:

$$\vec{V}_{A_3A_2} = (a_2a_3) \cdot \mu_V = 12 \cdot 0,05 = 0,6 \text{ м/с};$$

$$V_{A_3} = (Pa_3) \cdot \mu_V = 43 \cdot 0,05 = 2,15 \text{ м/с}.$$

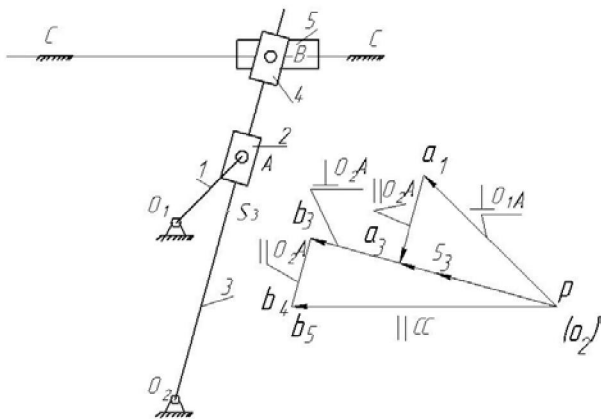


Рис. 3.11. Кинематический анализ кулисного механизма и план скоростей

$$\omega_3 = \frac{V_{A_3}}{l_{AO_2}} = \frac{V_{A_3}}{AO_2 \cdot \mu_l} = \frac{2,15}{34 \cdot 0,01} = 6,32 \text{ с}^{-1}.$$

Для определения аналога скорости точки B_3 , принадлежащей кулисе, применяем теорему подобия, на основании которой составляем соотношения отрезков:

$$\frac{O_2A}{O_2B} = \frac{Pa_3}{Pb_3} \Rightarrow (Pb_3) = Pa_3 \frac{O_2B}{O_2A} = 43 \frac{51}{34} = 64,5 \text{ мм}, \quad (3.62)$$

$$V_{B_3} = (Pb_3) \cdot \mu_v = 64,5 \cdot 0,05 = 3,22 \text{ м/с}.$$

Скорости точки B_3 можно определить и по следующей формуле:

$$V_{B_3} = \omega_3 \cdot l_{BO_2} = \omega_3 \cdot BO_2 \cdot \mu_l = 6,32 \cdot 51 \cdot 0,01 = 3,22 \text{ м/с}.$$

Скорости точек B_4 и B_5 равны, так как соединены вращательной кинематической парой. Для их определения необходимо составить векторное уравнение:

$$\vec{V}_{B_{4,5}} = \vec{V}_{B_3} + \vec{V}_{B_4B_3}, \quad (3.63)$$

где $\vec{V}_{B_{4,5}}$ – скорость ползуна 5 относительно направляющих, направление этого вектора параллельно CC ($\vec{V}_{B_{4,5}} \parallel CC$);

$\vec{V}_{B_4B_3}$ – скорость ползуна 4 относительно кулисы, направление этого вектора параллельно кулисе ($\vec{V}_{B_4B_3} \parallel BO_2$).

Векторное уравнение (3.63) решаем графически. Из точки b_3 плана скоростей проводим линию, параллельную кулисе, которая соответствует вектору $\vec{V}_{B_4B_3}$. Из точки P плана скоростей проводим линию $\vec{V}_{B_{4,5}}$, параллельную направляющим CC , которая соответствует вектору $\vec{V}_{B_{4,5}}$. Точка пересечения этих прямых определит положение точки b_5 на плане скоростей.

Численные значения определяемых скоростей находим по уравнениям:

$$V_{B_{4,5}} = (Pb_5) \cdot \mu_v = 66 \cdot 0,05 = 3,3 \text{ м/с};$$

$$V_{B_4B_3} = (b_4b_3) \cdot \mu_v = 10 \cdot 0,05 = 0,5 \text{ м/с}.$$

Пример построения планов ускорений кривошипно-кулисного механизма

Приступаем к построению плана ускорений. Определяем ускорение точки A_1 , принадлежащей кривошпиу l .

$$a_{A_1} = \omega_1^2 \cdot l_{AO_1}. \quad (3.64)$$

Вектор ускорения точки A_1 кривошипа (при условии, что $\omega = \text{const}$) всегда параллелен AO_1 и всегда направлен от точки A к центру вращения O_1 . На плане ускорений этот вектор изобразится отрезком

$$\pi a_1 = \frac{a_{A_1}}{\mu_a}, \quad (3.65)$$

где μ_a – масштаб ускорений, выбирается в соответствии с ГОСТом.

Ускорение точки A_2 , принадлежащей ползуну, равно ускорению точки A_1 кривошипа, так как кривошип с ползуном соединены вращательной парой.

Ускорение точки A_3 , принадлежащей кулисе, определим из системы уравнений

$$\left. \begin{aligned} \bar{a}_{A_3} &= \bar{a}_{A_2(A_1)} + \bar{a}_{A_3A_2}^n + \bar{a}_{A_3A_2}^\tau + \bar{a}_{A_3A_2}^k, \\ \bar{a}_{A_3} &= \bar{a}_{O_2} + \bar{a}_{A_3O_2}^n + \bar{a}_{A_3O_2}^\tau. \end{aligned} \right\} \quad (3.66)$$

В состав составляющих ускорений $\bar{a}_{A_3A_2}$ входит ускорение Кориолиса $\bar{a}_{A_3A_2}^k$, так как точки A_3 и A_2 лежат на разных звеньях (A_3 – на кулисе, A_2 – на ползуне), которые, обладая общей угловой скоростью, движутся относительно друг друга.

Нормальное ускорение ползуна относительно кулисы равно нулю ($\bar{a}_{A_3A_2}^n = 0$), так как движение ползуна по кулисе прямолинейно.

Определяем ускорение Кориолиса.

Из теоретической механики известно, что величина ускорения Кориолиса равна:

$$a_k = 2\omega_{\text{пер}} \cdot V_{\text{отн}} \cdot \sin \alpha, \quad (3.67)$$

где $\omega_{\text{пер}}$ – угловая скорость переносного движения;

$V_{\text{отн}}$ – относительная скорость;

α – угол между направлением относительной скорости и осью вращения переносного движения.

Ползун 2 и кулиса 3 имеют всегда одинаковую угловую скорость, так как ползун не может повернуться относительно прямолинейной кулисы. Поэтому в формуле (3.66) $\omega_{\text{пер}} = \omega_3$. Так как точка A_3 принадлежит кулисе и является внутренней точкой (кулиса движется относи-

тельно ползуна при шарнирном закреплении последнего в точке A) по отношению к ползуну, то за относительную скорость следует принять скорость движения кулисы относительно ползуна, т. е. $V_{\text{отн}} = V_{A_3A_2}$. Так как относительная скорость $V_{A_3A_2}$ всегда лежит в плоскости механизма, а любая ось вращения перпендикулярна к этой плоскости, то $\alpha = 90^\circ$ и $\sin \alpha = 1$. С учетом вышеизложенного формула для определения ускорения Кориолиса принимает следующий вид:

$$\alpha_{A_3A_2}^k = 2\omega_3 \cdot V_{A_3A_2}. \quad (3.68)$$

Чтобы определить направление a ускорения Кориолиса, нужно повернуть на 90° вектор относительной скорости в сторону вращения кулисы. При этом надо помнить, что под относительной скоростью всегда понимается скорость той точки кулисы (внутренняя точка), которая совпадает в данный момент с соответствующей точкой ползуна (внешняя точка). За переносное движение принимается вращательное движение кулисы.

На плане ускорений (рис. 3.12) ускорение Кориолиса изображено отрезком (a_1k) . Через точку k вектора a ускорения Кориолиса проводим направление касательного ускорения $a_{A_3A_2}^r$ параллельно кулисе.

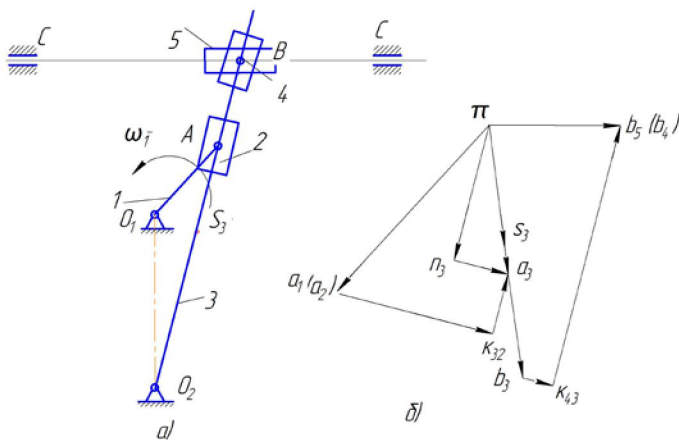


Рис. 3.12. Кинематический анализ кулисного механизма (а) и план ускорений (б)

Таким образом, первое уравнение системы (3.66) графически изображено.

Строим на плане ускорений второе уравнение системы (3.66). Ускорение $a_{O_2} = 0$, следовательно, откладываем нормальное ускорение $a_{A_3O_2}^n$ от полюса π . Его величина подсчитывается по формуле

$$a_{A_3O_2}^n = \omega_3^2 \cdot l_{A_3O_2} = \frac{v_{A_3O_2}^2}{l_{A_3O_2}} = \frac{\mu_v^2 (P_2 a_3)^2}{\mu \cdot A_3 O_2}. \quad (3.69)$$

На плане ускорений (см. рис. 3.11, б) ускорение $a_{A_3O_2}^n$ изображено вектором $\pi_2 n_3$. Через конец этого вектора (точку n_3) проводим к нему перпендикуляр, т. е. направление касательного ускорения $a_{A_3A_2}^r$. Точка пересечения a_3 двух направлений касательных ускорений определяет величину этих ускорений:

$$a_{A_3A_2}^r = \mu_a \cdot (k_{32} a_3); \quad a_{A_3O_2}^r = \mu_a \cdot (n_3 a_3). \quad (3.70)$$

Ускорение точки B находим по теореме подобия:

$$\frac{BO_2}{A_3 O_2} = \frac{\pi b}{\pi a_3}. \quad (3.71)$$

Откуда

$$\pi b = \pi a_3 \frac{BO_2}{A_3 O_2}. \quad (3.72)$$

Для определения ускорений точки B , принадлежащей звену 5 и совпадающей с точкой B ползуна 4, необходимо графически решить векторное уравнение

$$\overline{a_{B_5}} = \overline{a_{B_4}} = \overline{a_{B_3}} + \overline{a_{B_4B_3}^r} + \overline{a_{B_4B_3}^k}. \quad (3.73)$$

Ускорение Кориолиса $a_{B_4B_3}^k$ на плане ускорений изображается вектором $b_3 \bar{k}$, перпендикулярным кулисе O_2B на плане механизма, и определяется по формуле

$$a_{B_4B_3}^k = 2\omega_3 \cdot V_{B_4B_3}. \quad (3.74)$$

Ускорение a_{b_5} на плане изобразится вектором $\overline{\pi b_5}$, параллельным направляющим CC . Этот вектор следует проводить из полюса плана ускорений.

Ускорение $a_{b_4b_3}$ на плане ускорений изображается вектором $\overline{k_{43} b_5}$, параллельным кулисе O_2B на плане механизма. Точка пересечения векторов $\overline{\pi b_5}$ и $\overline{k_{43} b_5}$ определит положение точки b_5 .

Из плана ускорений находим:

$$a_{b_3} = \mu_a \cdot (\pi_{b_3}); \quad a_{b_3 b_3}^{\tau} = \mu_a \cdot (k_{34} b). \quad (3.75)$$

Угловое ускорение кулисы определяем по зависимости

$$\varepsilon_a = \frac{a_{A_3 O_2}^{\tau}}{l_{A_3 O_2}} = \frac{\mu_a \cdot (n_3 a_3)}{\mu_l \cdot (A_3 O_2)}. \quad (3.76)$$

Направление угловой скорости и углового ускорения кулисы определяется по направлению векторов $\overline{P_v a_3}$ на плане скоростей и $\overline{n_3 a_3}$ на плане ускорений.

3.4.4. Кинематический анализ шарнирного шестизвенного рычажного механизма

Пример построения планов скоростей шарнирного шестизвенного рычажного механизма

На рис. 3.13 представлена кинематическая схема шестизвенного механизма, выполненная в масштабе $\mu_l = 0,01$ м/мм.

Степень подвижности данного механизма $W = 1$. Формула строения имеет следующий вид:

$$I(0-1) \rightarrow II(BVB)(2-3) \rightarrow II(BVP)(4-5-0). \quad (3.77)$$

В соответствии с формулой строения кинематический анализ начинается с определения параметров входного звена и заканчивается расчетом структурной группы, в которую входит выходное звено.

В рассматриваемом механизме входным звеном является кривошип OA длиной $l_{OA} = 0,14$ м. В точке O кривошип образует со стойкой вращательную кинематическую пару (0-1). Скорость этой точки в любой момент времени равна нулю. Поэтому для кривошипа точку O принимаем за полюс. В точке A кривошип OA с шатуном AB образуют вращательную кинематическую пару. Определяем скорость точки A кривошипа по следующей формуле:

$$\vec{V}_A = \vec{V}_O + \vec{V}_{AO}. \quad (3.78)$$

Так как точка A (при вращении кривошипа вокруг точки O) описывает окружность, то вектор \vec{V}_{AO} направлен перпендикулярно кривошипу в сторону его вращения.

Величина вектора \vec{V}_{AO} определяется по формуле

$$V_{AO} = \omega_1 \cdot l_{OA}; \quad (3.79)$$

$$V_{AO} = \omega_1 \cdot l_{OA} = 20 \cdot 0,14 = 2,8 \text{ м/с.}$$

Для изображения вектора скорости точки A на плане скоростей выбираем масштабный коэффициент

$$\mu_v = \frac{V_{AO}}{Pa}; \quad (3.80)$$

$$\mu_v = \frac{V_{AO}}{Pa} = \frac{2,8}{50} = 0,056 \text{ (м/с)/мм,}$$

где Pa принимается в пределах 50–60 мм.

Полученный масштабный коэффициент не соответствует ГОСТу, поэтому необходимо принять ближайший из представленного ряда: 0,1; 0,01; 0,001; 0,0001; ...; 0,2; 0,02; 0,002; 0,0002; ...; 0,5; 0,05; 0,005; 0,0005 и т. д.

Принимаем масштабный коэффициент (в дальнейшем масштаб):

$$\mu_v = 0,05 \text{ (м/с)/мм.}$$

В принятом масштабе вектор скорости точки A на чертеже изображается отрезком

$$Pa = \frac{V_{AO}}{\mu_v} = \frac{2,8}{0,05} = 56 \text{ мм.} \quad (3.81)$$

Из точки P (произвольно выбранной на чертеже вблизи от кинематической схемы механизма) проводим луч перпендикулярно кривошипу OA . Начиная от точки P , на этом луче отложим отрезок $Pa = 56$ мм. Острие этого вектора направим в сторону вращения кривошипа. Полученный отрезок Pa (в масштабе μ_v) изображает графическое решение векторного уравнения (3.78) и носит название скорости точки A входного звена (рис. 3.13, б). Точка P называется полюсом плана скоростей. Абсолютная скорость этой точки равна нулю.

В соответствии с формулой строения механизма в точке A к кривошипу OA присоединена группа II(BBV)(2–3–0), состоящая из шатуна AB и коромысла BC .

В точке B шатун AB и коромысло BC образуют вращательную кинематическую пару. Для шатуна AB известен вектор скорости точки A . Для коромысла BC известен вектор скорости точки C ($\vec{V}_C^* = 0$, так как в точке C коромысло BC образует со стойкой вращательную кинематическую пару). Для определения скорости точки B по величине и направлению составим векторные уравнения по формуле (3.57) для шатуна AB и коромысла BC , приняв соответственно точки A и C за полюса:

$$\left. \begin{aligned} \vec{V}_B &= \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}, \\ \vec{V}_B &= \vec{V}_C + \vec{V}_{BC}. \end{aligned} \right\} \quad (3.82)$$

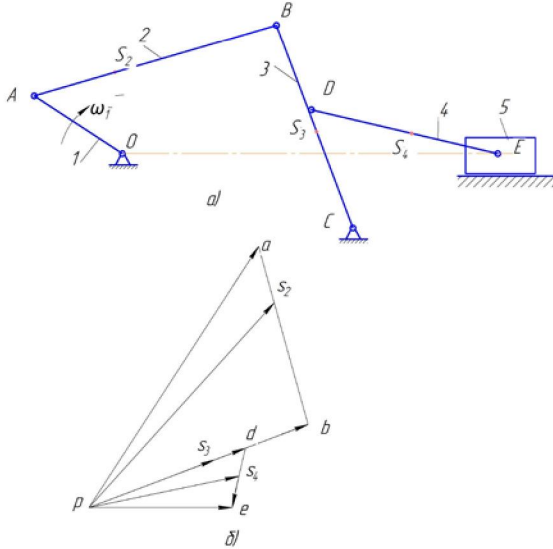


Рис. 3.13. Расчетная схема шарнирного шестизвенного механизма (а) и план скоростей для данного положения механизма (б)

В первом уравнении системы (3.82) вектор \vec{V}_A известен по величине и направлению, а вектор \vec{V}_{BA} — только по направлению (направлен перпендикулярно звену AB). Вектор \vec{V}_B скорости точки B , принадлежащей шатуну AB , неизвестен по величине и направлению.

Во втором уравнении системы (3.82) вектор \vec{V}_{BC} скорости точки B , принадлежащей коромыслу BC , направлен перпендикулярно отрезку BC . При этом из второго уравнения системы (3.82) следует, что $\vec{V}_C = \vec{V}_{BC}$ (так как $\vec{V}_C = 0$).

Следовательно, в уравнениях (3.82) неизвестны величины векторов \vec{V}_B и \vec{V}_{BA} . Эти величины могут быть определены при совместном решении уравнений (3.82) графическим методом.

Графическое решение системы векторных уравнений выполняется в следующей последовательности:

1) в соответствии с первым векторным уравнением системы (3.82) из точки a плана скоростей (см. рис. 3.13, б) проводим линию, перпендикулярную звену AB , что соответствует линии действия вектора \vec{V}_{BA} . Где-то на этой прямой должна находиться точка b , определяющая конец вектора \vec{V}_{BA} ;

2) в соответствии со вторым векторным уравнением системы (3.82) из точки c плана аналога скоростей (она совпадает с полюсом P , так как $\vec{V}_C = 0$) (см. рис. 3.13, б) проводим линию, перпендикулярную звену BC (что соответствует линии действия вектора \vec{V}_{BC}), до пересечения с линией действия вектора \vec{V}_{BA} . Точка пересечения этих прямых и определит положение точки b на плане скоростей, что соответствует концу векторов \vec{V}_{BA} и \vec{V}_{BC} .

На плане скоростей отрезок ab в масштабе изображает относительную скорость точки B во вращении вокруг точки A . Отрезок cb в масштабе изображает относительную скорость точки B во вращательном движении коромысла BC вокруг точки C . Так как точка C коромысла совпадает с полюсом плана скоростей, то абсолютная скорость точки B коромысла BC равна относительной скорости, т. е. $\vec{V}_B = \vec{V}_{BC}$.

Модули этих величин будут равны:

$$V_B = (Pb) \cdot \mu_V = 42 \cdot 0,05 = 2,1 \text{ м/с};$$

$$V_{BA} = (ab) \cdot \mu_V = 33 \cdot 0,05 = 1,65 \text{ м/с};$$

$$V_{BC} = (Pb) \cdot \mu_V = 42 \cdot 0,05 = 2,1 \text{ м/с};$$

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{AB}} = \frac{1,65}{0,45} = 3,67 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_3 = \frac{V_{BC}}{l_{BC}} = \frac{2,1}{0,4} = 5,25 \text{ с}^{-1}.$$

Положение точек S_2 , S_3 , D и др. на плане скоростей удобно определять по теореме подобия: *отрезки прямых линий, соединяющие точки на кинематической схеме звена механизма, и отрезки прямых линий, соединяющие концы векторов относительных скоростей этих точек на плане скоростей, образуют подобные и сходно расположенные фигуры*. Фигура на плане скоростей повернута на 90° относитель-

но фигуры схемы звена, а порядок букв на схеме механизма и плане аналога скоростей должен сохраняться (сходно располагаться) при обходе контура по часовой (или против часовой) стрелке.

Эта теорема позволяет определять скорости любых точек любого звена механизма не из уравнений, а графически, т. е. построением подобных фигур или пропорциональных отрезков.

Применительно к точкам S_2 , S_3 и D , определяющим положение центра масс шатуна AB и коромысла BC и точки присоединения структурной группы (4–5) к коромыслу 3, теорема подобия имеет следующий вид:

$$\frac{AB}{AS_2} = \frac{ab}{as_2}; \quad \frac{CB}{CS_3} = \frac{cb}{cs_3}; \quad \frac{CD}{CD} = \frac{cd}{cd}. \quad (3.83)$$

Из соотношений определяется положение точек S_2 , S_3 и D на плане скоростей:

$$as_2 = \frac{ab \cdot AS_2}{AB}; \quad cs_3 = \frac{cb \cdot CS_3}{CB}; \quad cd = \frac{cb \cdot CD}{CB}. \quad (3.84)$$

Соединив на плане скоростей точки s_2 , s_3 и d с полюсом, получим направление и абсолютную величину векторов скоростей центров масс звеньев 2 и 3 и точки D соответственно. Модули этих величин определяются по следующим формулам:

$$V_{s_2} = (ps_2) \cdot \mu_V; \quad V_{s_3} = (ps_3) \cdot \mu_V; \quad V_D = (pd) \cdot \mu_V. \quad (3.85)$$

Угловые скорости звеньев 2 и 3 определяются по следующим зависимостям:

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{BA}}; \quad \omega_3 = \frac{V_{BC}}{l_{BC}}. \quad (3.86)$$

Чтобы определить направление угловой скорости звена, мысленно выделяют это звено и шарнирно закрепляют одну из его точек (например, точку A шатуна AB). Затем в точку B из плана скоростей параллельно самому себе переносят вектор ba , изображающий на плане скоростей относительную скорость V_{BA} . Так как вектор скорости ba всегда перпендикулярен звену BA , то стрелка этого вектора укажет направление вращения шатуна AB относительно точки A .

Таким образом определяются все кинематические параметры структурной группы.

Построение планов скоростей группы Ассуря вида ВВП, состоящей из звеньев 4–5, которая вращательной кинематической парой в

точке D присоединена к коромыслу 3 (см. рис. 3.13). В точке E шатун 4 образует с ползуном 5 вращательную кинематическую пару. Ползун 5 этой группы образует с неподвижной направляющей (стойкой) поступательную кинематическую пару.

Следовательно, вектор абсолютной скорости (или ее аналог) всегда направлен параллельно направляющим ползуна.

Так как при поступательном движении тела скорости всех точек будут одинаковые, то и вектор скорости точки E шатуна будет направлен параллельно направляющей.

Таким образом, для шатуна 4 известна скорость точки D по величине и направлению (на плане скоростей этот вектор изображен отрезком Pd), а также направление абсолютной скорости точки E . Приняв точку D за полюс, векторное уравнение для определения величины скорости точки E будет иметь следующий вид:

$$\vec{V}_E = \vec{V}_D + \vec{V}_{ED}, \quad (3.87)$$

где \vec{V}_{ED} – вектор скорости точки E во вращательном движении шатуна DE вокруг полюса D .

При любом положении шатуна 4 этот вектор будет всегда направлен перпендикулярно отрезку DE .

Следовательно, в векторном уравнении (3.87) векторы \vec{V}_E и \vec{V}_{ED} неизвестны по величине.

Графическое решение векторного уравнения (3.87) выполняется в такой последовательности: из точки d на плане скоростей проводим линию, перпендикулярную звену DE , которая соответствует линии действия вектора скорости \vec{V}_{ED} . Из полюса P плана скоростей проводим прямую, параллельную направляющей ползуна, которая соответствует линии действия вектора скорости \vec{V}_E . Точка пересечения этих двух прямых определит положение точки e на плане скоростей. Длина вектора de на плане скоростей соответствует вектору скорости \vec{V}_{ED} , а длина вектора pe на плане аналога скоростей соответствует вектору \vec{V}_E .

Модули искомых аналогов скоростей определим по формулам:

$$V_E = (pe) \cdot \mu_V; \quad V_{ED} = (ed) \cdot \mu_V. \quad (3.88)$$

Для определения скоростей центров масс звена DE можно воспользоваться теоремой подобия, на основании которой составляется следующее соотношение:

$$\frac{DE}{DS_4} = \frac{de}{ds_4}, \quad (3.89)$$

из которого определяется положение точки S_4 на плане скоростей:

$$ds_4 = \frac{de \cdot DS_4}{DE}. \quad (3.90)$$

Соединив точку S_4 с полюсом P , получим направление и величину вектора скорости центра масс звена 4. Модуль скорости будет равен:

$$V_{S_4} = (PS_4) \cdot \mu_V. \quad (3.91)$$

Угловая скорость звена 4 определяется по зависимости

$$\omega_4 = \frac{V_{ED}}{l_{DE}}. \quad (3.92)$$

Направление угловой скорости звена 4 определяется вектором V_{ED} , который необходимо перенести в точку D на кинематической схеме и определить, в каком направлении будет вращать данный вектор звено 4.

Аналогичным образом определяются скорости механизма во всех его положениях. Результаты расчетов заносятся в таблицу. По результатам расчетов строятся годографы скоростей центров масс звеньев и графики изменения угловых скоростей звеньев.

Пример построения планов ускорений шарнирного шестизвального рычажного механизма

На рис. 3.14 представлена кинематическая схема шестизвального механизма, выполненная в масштабе $\mu_l = 0,01$ м/мм.

Степень подвижности данного механизма $W = 1$. Формула строения имеет следующий вид:

$$I(0-1) \rightarrow II(BBV)(2-3) \rightarrow II(BVP)(4-5-0). \quad (3.93)$$

В соответствии с формулой строения кинематический анализ начинается с определения параметров входного звена и заканчивается расчетом структурной группы, в которую входит выходное звено.

В рассматриваемом механизме входным звеном является кривошип OA длиной $l_{OA} = 0,14$ м. В точке O кривошип образует со стойкой вращательную кинематическую пару (0-1). Ускорение этой точки в любой момент времени равно нулю. Поэтому для кривошипа точку O принимаем за полюс и в векторном уравнении (3.36) вместо \vec{a}_M записываем \vec{a}_O . В точке A кривошип OA с шатуном AB образуют вращательную

кинематическую пару. Поэтому если мы определим ускорение точки A кривошипа, то будет известно ускорение точки A шатуна AB .

Следовательно, цель кинематического анализа входного звена – определение ускорения точки A кривошипа. Поэтому в векторном уравнении (3.36) вместо \vec{a}_K запишем \vec{a}_A , а вместо $\vec{a}_{KM} - \vec{a}_{AO}$. В этом случае векторное уравнение (3.36) примет следующий вид:

$$\vec{a}_A = \vec{a}_O + \vec{a}_{AO}^n + \vec{a}_{AO}^t. \quad (3.94)$$

Так как точка A (при вращении кривошипа вокруг точки O) описывает окружность, то вектор \vec{a}_{AO}^n направлен параллельно кривошипу к оси его вращения.

Так как вращение кривошипа вокруг точки O происходит с постоянной угловой скоростью, то вектор \vec{a}_{AO}^t равен нулю.

Порядок построения планов ускорений иллюстрируем на примере механизма (рис. 3.14).

Для построения плана ускорений определяем ускорение точки A кривошипа по формуле

$$\begin{aligned} a_A &= a_{AO} = \omega_1^2 \cdot l_{OA}; \\ a_A &= 20^2 \cdot 0,14 = 56 \text{ м/с}^2. \end{aligned} \quad (3.95)$$

Выбираем масштаб ускорений μ_a (м·с⁻²)/мм и находим длину отрезка, изображающего на плане вектор a_A , по формуле

$$\pi a = \frac{a_a}{\mu_a}; \quad (3.96)$$

$$\pi a = \frac{a_a}{\mu_a} = 56 / 1 = 56 \text{ мм},$$

где π – полюс плана ускорений.

Длина отрезка πa принимается в пределах 50–70 мм.

Откладываем отрезок πa на плане (рис. 3.14) в направлении, параллельном кривошипу OA (так как $\omega_1 = \text{const}$, то полное ускорение точки B будет равно нормальному и направлено от A к O).

В соответствии с формулой строения механизма в точке A к кривошипу OA присоединена группа $\Pi(BBB)(2-3-0)$, состоящая из шатуна AB и коромысла BC .

В точке B шатун AB и коромысло BC образуют вращательную кинематическую пару. Для шатуна AB известен вектор ускорения точки A . Для коромысла BC известен вектор ускорения точки C ($\vec{a}_C = 0$, так как в точке C коромысло BC образует со стойкой вращательную кинематическую пару).

матическую пару). Для определения ускорения точки B по величине и направлению составим векторные уравнения для шатуна AB и коромысла BC , приняв соответственно точки A и C за полюса:

$$\left. \begin{aligned} \vec{a}_B &= \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau, \\ \vec{a}_B &= \vec{a}_C + \vec{a}_{BC}^n + \vec{a}_{BC}^\tau. \end{aligned} \right\} \quad (3.97)$$

Величина нормального ускорения \vec{a}_{BA}^n подсчитывается по формуле

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 l_{AB} = \frac{V_{BA}^2}{l_{AB}} = \frac{\mu_v^2 \cdot (ba)^2}{\mu_l \cdot BA}; \quad (3.98)$$

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 l_{AB} = 3,67^2 \cdot 0,45 = 6,06 \text{ м/с}^2.$$

Длина данного вектора определяется по формуле

$$an_2 = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} = \frac{6,06}{1} = 6 \text{ мм}.$$

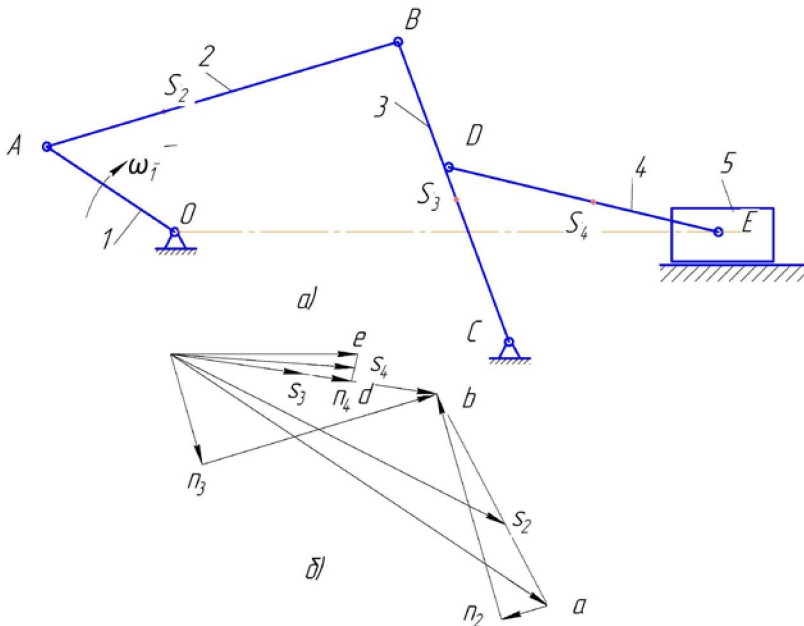


Рис. 3.14. Расчетная схема шарнирного шестизвенного механизма (а) и план ускорений для данного положения механизма (б)

Величина нормального ускорения \overline{a}_{BC}^n подсчитывается по формуле

$$a_{BC}^n = \omega_2^2 l_{BC} = \frac{V_{BC}^2}{l_{BC}} = \frac{\mu_v^2 \cdot (pb)^2}{\mu_1 \cdot BC}; \quad (3.99)$$

$$a_{BC}^n = \omega_2^2 l_{BC} = 5,25^2 \cdot 0,4 = 11 \text{ м/с}^2.$$

Длина данного вектора определяется по следующей формуле:

$$\pi n_3 = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} = \frac{11}{1} = 11 \text{ мм.}$$

Графическое решение системы векторных уравнений (3.97) приведено на рис. 3.14.

Через точку a на плане ускорений (см. рис. 3.14, б) проводим линию, параллельную положению шатуна AB , соответствующую ускорению a_{BA}^n , длиной an_2 . Из точки n_2 проводим линию, перпендикулярную положению шатуна AB , соответствующую ускорению a_{BA}^τ .

Из полюса π проводим линию, параллельную звену CB , соответствующую ускорению a_{BC}^n , длиной πn_3 . Из точки n_3 проводим линию, перпендикулярную положению звена BC , соответствующую ускорению a_{BC}^τ . Пересечение двух тангенциальных ускорений определит положение точки b , это и есть решение системы векторных уравнений (3.97) (см. рис. 3.14, б).

Из плана ускорений находим:

$$a_B = \mu_a (\pi b); \quad (3.100)$$

$$a_B = \mu_a (\pi b) = 1 \cdot 36 = 36 \text{ м/с}^2.$$

$$a_{BA}^\tau = \mu_a (n_2 b); \quad (3.101)$$

$$a_{BA}^\tau = \mu_a (n_2 b) = 1 \cdot 29 = 29 \text{ м/с}^2.$$

$$a_{BC}^\tau = \mu_a (n_3 b); \quad (3.102)$$

$$a_{BC}^\tau = \mu_a (n_3 b) = 1 \cdot 31 = 31 \text{ м/с}^2.$$

Для определения ускорения точек S_2 , S_3 и D воспользуемся теоремой подобия кинематической схемы и плана ускорений, на основании которой составим соотношение отрезков:

$$\frac{AB}{AS_2} = \frac{ab}{as_2}; \quad \frac{CB}{CS_3} = \frac{cb}{cs_3}; \quad \frac{CB}{CD} = \frac{cb}{cd}. \quad (3.103)$$

Из соотношений определяется положение точек S_2 , S_3 и D на плане ускорений:

$$as_2 = \frac{ab \cdot AS_2}{AB}; \quad cs_3 = \frac{cb \cdot CS_3}{CB}; \quad cd = \frac{cb \cdot CD}{CB}. \quad (3.104)$$

Соединив на плане ускорений точки s_2, s_3 и d с полюсом, получим направление и абсолютную величину векторов ускорений центров масс звеньев 2 и 3 и точки D соответственно. Модули этих величин определяются по следующим формулам:

$$a_{s_2} = \mu_a(\pi s_2), \quad a_{s_3} = \mu_a(\pi s_3), \quad a_D = \mu_a(\pi d). \quad (3.105)$$

$$a_{s_2} = (\pi s_2) \cdot \mu_a = 47 \cdot 1 = 47 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{s_3} = (\pi s_3) \cdot \mu_a = 17 \cdot 1 = 17 \text{ м/с}^2;$$

$$a_D = (\pi d) \cdot \mu_a = 25 \cdot 1 = 25 \text{ м/с}^2.$$

Зная касательные ускорения a_{BA}^τ и a_{BC}^τ , определяем угловые ускорения шатуна 2 и коромысла BC (звена 3):

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{l_{AB}} = \frac{29}{0,45} = 64,44 \text{ с}^{-2}; \quad (3.106)$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{BC}^\tau}{l_{BC}} = \frac{31}{0,4} = 77,5 \text{ с}^{-2}.$$

Построение планов ускорений группы Ассура вида ВВП, состоящей из звеньев 4–5, которая вращательной кинематической парой в точке D присоединена к коромыслу 3 (см. рис. 3.14). В точке E шатун 4 образует с ползуном 5 вращательную кинематическую пару. Ползун 5 этой группы образует с неподвижной направляющей (стойкой) поступательную кинематическую пару.

Следовательно, вектор абсолютного ускорения всегда направлен параллельно направляющим ползуна.

Так как при поступательном движении тела ускорения всех точек будут одинаковые, то и вектор ускорения точки E шатуна будет направлен параллельно направляющей.

Таким образом, для шатуна 4 известно ускорение точки D по величине и направлению (на плане ускорения этот вектор изображен отрезком πd), а также направление абсолютного ускорения точки E . Приняв точку D за полюс, векторное уравнение для определения величины ускорения точки E будет иметь следующий вид:

$$\overline{a_E} = \overline{a_D} + \overline{a_{ED}^n} + \overline{a_{ED}^\tau}. \quad (3.107)$$

Величина нормального ускорения $\overline{a_{ED}^n}$ подсчитывается по формуле

$$a_{ED}^n = \omega_4^2 l_{DE} = \frac{V_{DE}^2}{l_{DE}} = \frac{\mu_v^2 \cdot (de)^2}{\mu_1 \cdot DE}; \quad (3.108)$$

$$a_{ED}^n = \omega_4^2 l_{DE} = 1,4^2 \cdot 0,35 = 0,68 \text{ (м/с)/мм.}$$

Длина данного вектора определяется по формуле

$$an_4 = \frac{a_{ED}^n}{\mu_a} = \frac{0,68}{1} = 0,68 \text{ мм.}$$

Графическое решение векторного уравнения (3.107) приведено на рис. 3.14, б.

Через точку d на плане ускорений (см. рис. 3.14, б) проводим линию, параллельную положению шатуна DE , соответствующую ускорению a_{ED}^n , длиной an_4 . Но так как длина вектора составляет меньше 1 мм, им пренебрегаем. Следовательно, точка n_4 совпадает с точкой d . Из точки n_4 проводим линию, перпендикулярную положению шатуна DE ; а из полюса π проводим линию, параллельную направляющей ползуна 5; пересечение двух линий определило положение точки e , это и есть решение векторного уравнения (3.107) (см. рис. 3.14, б).

Из плана ускорений находим:

$$a_E = \mu_a (\pi e); \quad (3.109)$$

$$a_E = \mu_a (\pi e) = 1 \cdot 23 = 23 \text{ м/с}^2.$$

$$a_{ED}^{\tau} = \mu_a (n_4 e); \quad (3.110)$$

$$a_{ED}^{\tau} = \mu_a (n_4 e) = 1 \cdot 3,5 = 3,5 \text{ м/с}^2.$$

Для определения ускорения точки S_4 воспользуемся теоремой подобия кинематической схемы и плана ускорений, на основании которой составим соотношение отрезков:

$$\frac{DE}{DS_4} = \frac{de}{ds_4}, \text{ откуда } ds_4 = de \cdot \frac{DS_4}{DE}. \quad (3.111)$$

Отмечаем точку S_2 на плане ускорений и полюс π соединяем с точкой S_2 . Ускорение точки S_2 определяем по формуле

$$a_{s_2} = \mu_a (\pi s_2); \quad (3.112)$$

$$a_{s_4} = (\pi s_4) \cdot \mu_a = 23 \cdot 1 = 23 \text{ м/с}^2.$$

Зная касательное ускорение a_{ED}^{τ} , определяем угловое ускорение шатуна 4:

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{ED}^{\tau}}{l_{DE}} = \frac{3,5}{0,35} = 10 \text{ с}^{-2}. \quad (3.113)$$

Аналогично определяются ускорения точек во всех положениях механизма. Результаты сводятся в таблицу.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

ГЛАВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ,
НАУКИ И КАДРОВ

УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»

Кафедра теоретической механики и инженерной графики

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА к курсовому проекту

По дисциплине: Теория механизмов и машин.

На тему: Расчет механизма компрессора и привода к нему.

Выполнил студент 3-го курса
5-й группы

_____ **Петров И. И.**

Шифр 15-5655

Руководитель: _____

Горки 2018

РЕФЕРАТ

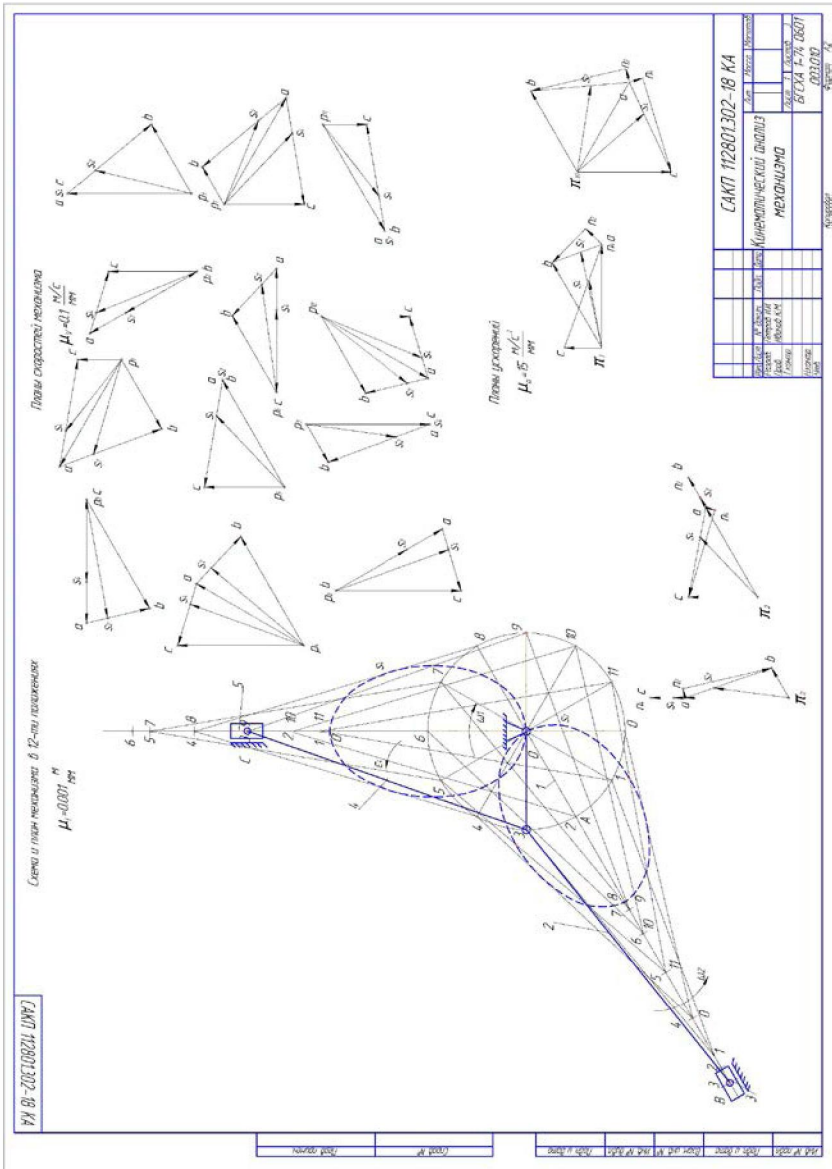
Курсовой проект включает 3 листа графической части формата А1 и 24 листа пояснительной записки формата А4. Пояснительная записка содержит 5 таблиц и 5 рисунков. При выполнении данного курсового проекта использовано 5 литературных источников.

Ключевые слова: механизм, машинный агрегат, двухступенчатый компрессор, структурная группа, кинематическая пара, звено, план скоростей и ускорений, сила, усилие в кинематических парах.

Цель курсового проекта: приобретение практических навыков по кинематическому, динамическому и силовому анализу и синтезу плоских рычажных и зубчатых механизмов.

Методы проведения исследований: аналитический, графический, графоаналитический.

В данном проекте определены структурные, кинематические и динамические характеристики рычажного механизма, спроектированы механизмы по заданным условиям.



БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М. : Наука, 1975. – С. 11–14, 24, 106, 109–111.
2. Решетов, Л. Н. Конструирование рациональных механизмов / Л. Н. Решетов. – М. : Наука, 1972. – С. 10–97.
3. Юдин, В. А. Теория механизмов и машин / В. А. Юдин, Л. В. Петрокас. – М. : Высш. шк., 1977. – С. 3–25, 30–47, 152–216.
4. Левитский, Н. И. Теория механизмов и машин / Н. И. Левитский. – М. : Высш. шк., 1979. – С. 14–56.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА (РАБОТЫ)	4
1.1. Оформление расчетно-пояснительной записки	4
1.2. Требования, предъявляемые к оформлению графической части курсового проекта (работы)	8
1.2.1. Выбор масштабов для графических построений	8
2. СТРУКТУРА КУРСОВОГО ПРОЕКТА (РАБОТЫ)	9
3. АНАЛИЗ И СИНТЕЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА	9
3.1. Структурный анализ рычажного механизма	10
3.2. Пример выполнения структурного анализа рычажного механизма	11
3.3. Метрический синтез рычажных механизмов	14
3.3.1. Критерии метрического синтеза	14
3.3.2. Метрический синтез центрального кривошипно-шатунного механизма ...	19
3.3.3. Метрический синтез кулисного механизма с качающейся кулисой.....	20
3.3.4. Метрический синтез кулисного механизма с вращающейся кулисой	21
3.3.5. Метрический синтез шарнирного шестизвенного механизма.....	22
3.4. Кинематический анализ рычажных механизмов	24
3.4.1. Графоаналитический метод определения кинематических параметров ...	25
3.4.2. Кинематический анализ кривошипно-шатунного механизма	26
3.4.3. Кинематический анализ кривошипно-кулисного механизма	33
3.4.4. Кинематический анализ шарнирного шестизвенного рычажного механизма	40
ПРИЛОЖЕНИЯ	52
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	55