



Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Томский государственный архитектурно-строительный университет»

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

Методические указания
к практическим работам

Составители О.Г. Волокитин, А.В. Луценко, В.В. Шеховцов

Томск 2016

Кинематический анализ рычажного механизма: методические указания к практическим работам / Сост. О.Г. Волокитин, А.В. Луценко, В.В. Шеховцов. Томск: Изд-во Томского государственного архитектурно-строительного университета, 2015. – 26 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.Г. Волокитин

Редактор к.т.н., доцент В.А. Литвинова

Методические указания к выполнению курсового проекта по дисциплине «Теория механизмов и машин» для студентов профилей: 270800.08 «Механизация и автоматизация строительства»; 190100.01 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование»; 190600.01 «Автомобили и автомобильное хозяйство»; 190600.02 «Автомобильный сервис»; 190600.03 «Эксплуатация транспортных средств», 151000.07 «Машины и оборудование лесного комплекса»; 250400.01 «Технология деревообработки»; 131000.01 «Машины и оборудование строительства и эксплуатации нефтегазопроводов», 190109.01 «Автомобили и тракторы» очной и заочной форм обучения.

Печатается по решению методического семинара кафедры прикладной механики и материаловедения № 21 от 22.02.2016 г.

с 01.03.2016
до 01.03.2021

Оригинал макет подготовлен авторами.

Подписано в печать

Формат 60×90/16. Бумага офсет. Гарнитура Таймс.

Уч.–изд. л. 2,05. Тираж 50 экз. Заказ №

Изд-во ТГАСУ, 634003, г. Томск, пл. Соляная, 2.

Отпечатано с оригинал-макета в ООП ТГАСУ.

634003, г. Томск, ул. Партизанская, 15.

ВВЕДЕНИЕ

Теория механизмов и машин (ТММ) является одним из разделов механики, в котором изучается строение, кинематика и динамика механизмов и машин в связи с их анализом и синтезом.

Целью курсового проектирования по теории механизмов и машин является приобретение практических навыков применения общих методов проектирования и исследования механизмов и машин, которые изучаются студентами в теоретическом курсе. В задании на курсовой проект перед студентом ставятся задачи синтеза и анализа, наиболее распространенных в современной технике механизмов: рычажных, зубчатых и кулачковых. При синтезе механизмов решаются задачи построения схем механизмов по заданным кинематическим и динамическим параметрам. Анализ механизмов включает исследования их кинематических и динамических свойств.

В данных методических указаниях излагается необходимая теория к выполнению кинематического анализа рычажного механизма.

В процессе выполнения формируются следующие профессиональные компетенции, предусмотренные Федеральным государственным общеобразовательным стандартом (ФГОС-3+):

ОК-1 – Владение культурой мышления, способность к обобщению, анализу, восприятию информации, постановке цели и выбору путей ее достижения;

ОК-3 – Логически верно, аргументировано и ясно строить устную и письменную речь;

ОК-7 – Умение использовать нормативные правовые документы в своей деятельности;

ОК-8 – Осознание социальной значимости своей будущей профессии, обладание высокой мотивацией к выполнению профессиональной деятельности;

ПК-1 – Способность использовать законы и методы математики, естественных, гуманитарных и экономических наук при решении профессиональных задач;

ПК-3 – Владение основными законами геометрического формирования, построения и взаимного пересечения моделей плоскости и пространства, необходимыми для выполнения и чтения чертежей зданий, сооружений, конструкций, составления конструкторской документации и деталей;

ПК-4 – Владение основными методами, способами и средствами получения, хранения, переработки информации, работать с компьютером как средством управления информацией;

ПК-5 – Составлять и оформлять научно-техническую и служебную документацию;

ПК-6 – Способность осуществлять информационный поиск по отдельным агрегатам и системам объектов исследования;

ПК-22 – Выполнять отдельные элементы проектов на стадиях эскизного, технического и рабочего проектирования;

ПК-23 – Использовать стандартные программные средства при проектировании;

ПК-24 – Составлять в соответствии с установленными требованиями типовые проектные, технологические и рабочие документы.

Методические указания помогут студентам при структурном анализе рычажного механизма, построении планов скоростей и ускорений.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМАХ

Основу любой машины составляют механизмы.

МЕХАНИЗМОМ называется система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемые движения других тел.

Механизм состоит из деталей (твердых тел). Твердое тело, входящее в состав механизма, называется **ЗВЕНОМ МЕХАНИЗМА**.

В зависимости от характера движения относительно стойки подвижные звенья имеют следующие названия.

КРИВОШИП – звено рычажного механизма, совершающее полный оборот вокруг неподвижной оси.

КОРОМЫСЛО – звено рычажного механизма, совершающее неполный оборот вокруг неподвижной оси (предназначено для совершения качательного движения).

ШАТУН – звено рычажного механизма, совершающее плоско-параллельное движение и образующее кинематические пары только с подвижными звеньями (нет пар, связанных со стойкой).

ПОЛЗУН – звено рычажного механизма, образующее поступательную пару со стойкой (например, поршень-цилиндр в ДВС), или другим звеном.

КУЛИСА – звено рычажного механизма, вращающееся вокруг неподвижной оси и образующее с другим подвижным звеном поступательную пару.

Все звенья в механизме соединены между собой попарно. Соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение, называется **КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПАРОЙ**.

ПЛАНОМ СКОРОСТЕЙ (УСКОРЕНИЙ) ЗВЕНА называется графическое построение, представляющее собой пучок, лучи которого изображают абсолютные скорости (ускорения) точек звеньев механизма, а отрезки, соединяющие концы лучей - относительные скорости (ускорения) соответствующих точек при заданном положении звена.

ПЛАНОМ СКОРОСТЕЙ (УСКОРЕНИЙ) МЕХАНИЗМА называется совокупность планов скоростей (ускорений) всех звеньев механизма с одним общим полюсом. На плане скоростей полюс обозначается буквой ***P***, на плане ускорений буквой ***π***.

При построении планов механизма, а также планов скоростей и ускорений пользуются **масштабными коэффициентами**, показывающими, сколько единиц той или иной величины приходится на один миллиметр отрезка, изображающего эту величину. Масштабный коэффициент обозначается буквой ***K*** с соответствующим индексом:

K_l – масштабный коэффициент длин, м/мм;

K_v – масштабный коэффициент линейных скоростей точек, м/с · мм;

K_a – масштабный коэффициент линейных ускорений точек, м/с² · мм.

Масштабные коэффициенты определяются следующим образом:

$$K_l = \frac{l_{OA}, м}{OA, мм}; \quad K_v = \frac{V_A, м/с}{Pa, мм}; \quad K_a = \frac{a_A, м/с^2}{\pi a', мм},$$

где ***l_{OA}*** – действительная длина звена ***OA***, м;

OA – длина отрезка, изображающего данное звено на плане, мм;

V_A – модуль скорости точки ***A***, м/с;

Pa – длина отрезка, изображающего скорость этой точки на плане скоростей, мм;

a_A – модуль ускорения точки ***A***, м/с²;

πa' – длина отрезка, изображающего ускорение этой точки на плане ускорений, мм.

2. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

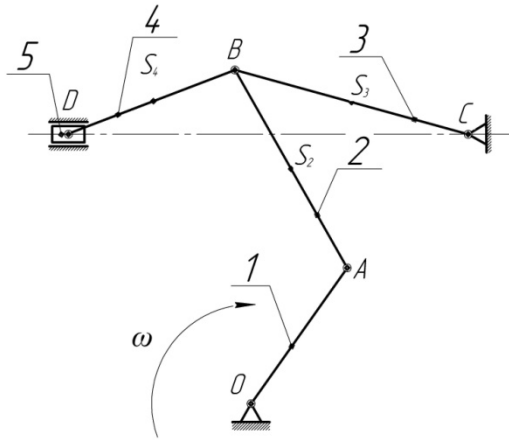


Рисунок 1. Схема рычажного механизма:
1 – кривошип; 2,4 – шатун; 3 – коромысло; 5 – ползун

При проведении структурного анализа степень подвижности механизма (число степеней свободы) W определяется по формуле П.Л. Чебышева для плоских механизмов:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 + q,$$

где n – число подвижных звеньев механизма;

P_5 и P_4 – число кинематических пар соответственно пятого и четвертого классов (по классификации И.И. Артоболевского);
 q – число избыточных связей.

Число подвижных звеньев в этом механизме $n=5$, число кинематических пар пятого класса $P_5=7$, пар четвертого класса нет ($P_4=0$), избыточных связей нет ($q=0$).

Следовательно, степень подвижности механизма:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 + q = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1.$$

После выделения из механизма начального звена 1 со стойкой, оставшаяся кинематическая цепь, разбивается на две струк-

турные группы второго класса и второго вида. Одна группа, содержит звенья 2 и 3, а другая – звенья 4 и 5. Механизм в целом, относится ко второму классу. На рисунке 2 изображено входное звено 1, образующее вращательную пару со стойкой, а на рисунке 3 каждая структурная группа в отдельности, которые являются группами Ассур второго класса.

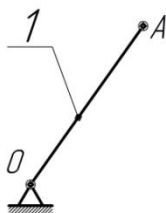


Рисунок 2. Схема начального механизма.

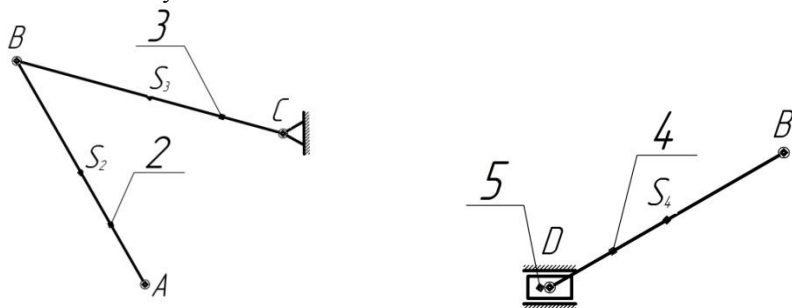


Рисунок 3. Структурные группы.

Структурная формула механизма:

$$I \text{ кл } [B_{01}] \rightarrow II \text{ кл } [B_{12} - B_{23} - B_{30}] \rightarrow II \text{ кл } [B_{34} - B_{45} - \Pi_{50}]$$

При построении планов механизма одно (исследуемое) положение начертить основными линиями, а остальные положения тонкими линиями.

3. ПЛАН СКОРОСТЕЙ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

Построение планов скоростей и ускорений основано на графическом решении векторных уравнений распределения скоростей и ускорений.

Определим скорость точки A , принадлежащей кривошипу 1:

$$V_A = \omega_1 \cdot l_{AO}, [m/c],$$

где ω_1 – угловая скорость;

l_{AO} – длина звена AO .

Вектор этой скорости перпендикулярен звену OA и направлен в сторону его вращения. Примем длину вектора \overline{Pa} , изображающего на чертеже скорость точки A , равной 150 – 200 мм. Тогда масштабный коэффициент для построения плана скоростей будет следующим:

$$K_V = \frac{V_A}{Pa}, \left[\frac{m/c}{mm} \right],$$

где $\overline{V_A}$ – величина скорости точки A , м/с;

Pa – отрезок, которым мы изобразили скорость V_A точки A на чертеже, мм.

Произвольно на чертеже отмечаем полюс плана скоростей (точка P), из этой точки чертим вектор \overline{Pa} , направленный перпендикулярно отрезку OA , учитывая направление вращения звена 1. Точка P является полюсом плана скоростей. Поместим в полюс P точку o и c , соответствующие неподвижным точкам O и C механизма.

Составим систему векторных уравнений для определения скорости точки B :

$$\overline{V_B} = \overline{V_A} + \overline{V_{BA}},$$

$$\overline{V_B} = \overline{V_C} + \overline{V_{BC}},$$

где $\overline{V_A}$, $\overline{V_B}$, $\overline{V_C}$ – абсолютные скорости точек A , B и C ;

$\overline{V_{BA}}$, $\overline{V_{BC}}$ – скорости точки B при относительном вращении вокруг точек A и C .

Данное векторное уравнение решим графически с использованием вспомогательных линий (КОМПАС). Для этого через точку a проводим линию действия относительной скорости $\overline{V_{BA}}$ ($\perp AB$). Т.к. $\overline{V_C} = 0$, следовательно через полюс P плана скоростей проводим линию ($\perp BC$). В пересечении этих двух линий получим точку b . Отрезок (Pb) будет являться вектором абсолютной скорости точки B , отрезок ab – вектором относительной скорости $\overline{V_{BA}}$, а отрезок bc – вектором относительной скорости $\overline{V_{BC}}$,

Для определения скорости точки D составляем систему векторных уравнений:

$$\begin{aligned} \overline{V_D} &= \overline{V_B} + \overline{V_{DB}} \\ \overline{V_D} &\parallel X \end{aligned} ,$$

где $\overline{V_D}$ – скорость точки D , направленная параллельно оси X ;

$\overline{V_{DB}}$ – скорость точки D при относительном вращении звена 4 (направлена перпендикулярно DB).

Решаем векторное уравнение графическим путём. Вначале находим на плане скоростей положение точки d , являющейся концом вектора скорости точки D . Для этого откладываем из точки b линию ($\perp DB$), а через полюс P плана скоростей – линию параллельную оси X . В пересечении этих двух линий получим точку d . Отрезок Pd будет являться вектором абсолютной скорости точки D , а отрезок db – вектором относительной скорости $\overline{V_{DB}}$.

Находим на плане скоростей положения точек S_2 , S_3 и S_4 – центры тяжести шатунов 2, 3, 4, отмечаем их соответственно на отрезках (ab) , (bc) и (db) , а затем соединяем их с полюсом P . От-

резки PS_2 , PS_3 и PS_4 будут являться векторами абсолютных скоростей точек S_2 , S_3 , S_4 .

На рисунке 4 представлен общий план скоростей для механизма.

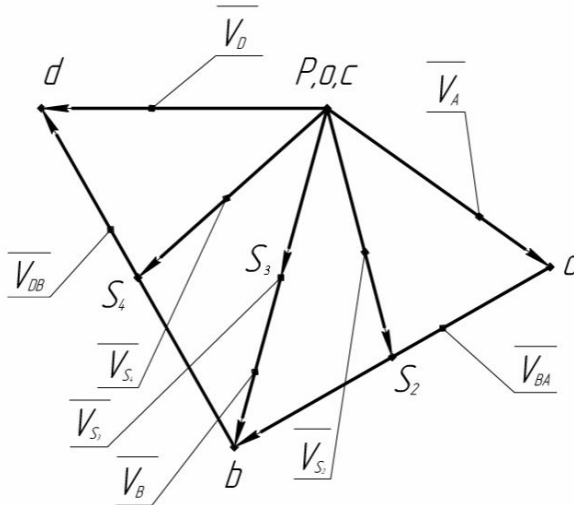


Рисунок 4. План скоростей для механизма.

Определим скорости точек B , D , S_2 , S_3 и S_4 механизма по величине.

$$\begin{aligned}
 V_B &= pb \cdot K_v, [м/с] & V_{s_2} &= ps_2 \cdot K_v, \\
 V_D &= pd \cdot K_v, [м/с] & V_{s_3} &= ps_3 \cdot K_v, [м/с] \\
 & & V_{s_4} &= ps_4 \cdot K_v, \quad ,
 \end{aligned}$$

где pb , pd , ps_2 , ps_3 и ps_4 – длины отрезков на плане скоростей.

Определим величины относительных скоростей.

$$\begin{aligned}
 V_{BA} &= ab \cdot K_v, [м/с] \\
 V_{DB} &= db \cdot K_v, [м/с],
 \end{aligned}$$

где ab и db – длины отрезков на плане скоростей.

Определим угловые скорости звеньев 2, 3 и 4.

$$\begin{aligned}\omega_2 &= V_{BA} / l_{AB}, \\ \omega_3 &= V_{BC} / l_{CB} \quad [рад/c] \\ \omega_4 &= V_{DB} / l_{DB}, \quad ,\end{aligned}$$

Направления угловых скоростей ω_2 , ω_3 и ω_4 определяются направлениями относительных скоростей V_{BA} , V_{BC} и V_{DB} .

4. ПЛАН УСКОРЕНИЙ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

Определим ускорение точки A . Так как по условию $\omega_1 = \text{const}$, то

$$a_A = a_{BA}^n = l_{OA} \cdot \omega_1^2, \quad [м/c^2].$$

Примем длину отрезка $\pi a'$, изображающего на чертеже ускорение точки A , равной 150 – 200 мм. Масштабный коэффициент для построения плана ускорений будет следующим:

$$K_a = a_A / \pi a', \quad \left[\frac{м/c^2}{мм} \right].$$

Изобразим вектор $\overline{\pi a'}$, направленный параллельно OA к точке O . В полюс π плана ускорений поместим точку o' и c' , соответствующие неподвижным точкам O и C механизма.

Для определения ускорения точки B составим систему из двух векторных уравнений:

$$\overline{a_B} = \overline{a_A} + \overline{a_{BA}^n} + \overline{a_{BA}^t},$$

$$\overline{a_B} = \overline{a_C} + \overline{a_{BC}^n} + \overline{a_{BC}^t},$$

где $\overline{a_A}$ – вектор ускорения точки A ,

$\overline{a_{BA}^n}$, $\overline{a_{BA}^\tau}$, $\overline{a_{BC}^n}$, $\overline{a_{BC}^\tau}$ векторы нормального и касательного ускорений точки B относительно точек A и C . Вектор $\overline{a_{BA}^n}$ направлен параллельно AB (от точки B к точке A). Вектор $\overline{a_{BA}^\tau}$ направлен перпендикулярно AB . Вектор $\overline{a_{BC}^n}$ направлен параллельно BC (от точки B к точке C). Вектор $\overline{a_{BC}^\tau}$ направлен перпендикулярно BC .

Определим по величине ускорение $\overline{a_{BA}^n}$:

$$a_{BA}^n = V_{BA}^2 / l_{AB}, [м/с^2],$$

Определим длину вектора $\overline{a'n'_2}$, изображающего ускорение $\overline{a_{BA}^n}$ на плане ускорений с учётом масштабного коэффициента.

$$a'n'_2 = a_{BA}^n / K_a, [мм],$$

Векторное уравнение, связывающее ускорение точек B и A , решим графически. Из точки n'_2 проводим вектор ускорения $\overline{a_{BA}^\tau}$ перпендикулярно звену AB .

Определим по величине ускорение $\overline{a_{BC}^n}$:

$$a_{BC}^n = V_{BC}^2 / l_{CB}, [м/с^2],$$

Определим длину вектора $\overline{c'n'_3}$, изображающего ускорение $\overline{a_{BC}^n}$ на плане ускорений с учётом масштабного коэффициента.

$$c'n'_3 = a_{BC}^n / K_a, [мм],$$

Векторное уравнение, связывающее ускорение точек B и C , решим графически. Из точки n'_3 проводим вектор ускорения $\overline{a_{BC}^\tau}$ перпендикулярно звену AB .

В пересечении $\overline{a_{BA}^{\tau}}$ и $\overline{a_{BC}^{\tau}}$ получим точку b' .

Для определения ускорения точки D составим систему векторных уравнений:

$$\begin{aligned} \overline{a_D} &= \overline{a_B} + \overline{a_{DB}^n} + \overline{a_{DB}^{\tau}}, \\ \overline{a_D} &\parallel x \end{aligned},$$

где $\overline{a_D}$ – вектор ускорения точки D ,

$\overline{a_{DB}^n}$ и $\overline{a_{DB}^{\tau}}$ – векторы нормального и касательного ускорений точки D при вращении вокруг точки B . Вектор $\overline{a_{DB}^n}$ направлен параллельно BD (от точки D к точке B). Вектор $\overline{a_{DB}^{\tau}}$ направлен перпендикулярно BD .

Определим по величине ускорение $\overline{a_{DB}^n}$:

$$\overline{a_{DB}^n} = V_{DB}^2 / l_{BD}, [\text{м} / \text{с}^2].$$

Определим длину вектора $\overline{b'n_4'}$, изображающего ускорение $\overline{a_{DB}^n}$ на плане ускорений с учётом масштабного коэффициента:

$$\overline{b'n_4'} = \overline{a_{DB}^n} / K_a, [\text{мм}].$$

Векторное уравнение, связывающее ускорение точек C и D , решим графически. Из b' проводим вектор, параллельный звену BD и направленный к точке B (длиной $\overline{b'n_4'}$), полученную точку обозначим точкой n_4' . Через эту точку проводим линию действия ускорения $\overline{a_{DB}^{\tau}}$ перпендикулярно вектору $\overline{a_{DB}^n}$, а из полюса проводим линию параллельно оси X . В пересечении этих двух линий получаем точку d' . Отрезок $\overline{\pi d'}$ будет представлять вектор абсолютного ускорения точки D .

где $n'_2 b'$, $n'_3 c'$ и $n'_4 d'$ – длины отрезков на плане ускорений механизма.

Определим угловые ускорения звеньев 2 и 4 по величине:

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

$$\varepsilon_3 = a_{BC}^\tau / l_{CB}, [рад/c^2]$$

$$\varepsilon_4 = a_{BD}^\tau / l_{BD}, \quad .$$

Направления угловых ускорений ε_2 , ε_3 и ε_4 определяются направлениями касательных ускорений $\overline{a_{BA}^\tau}$, $\overline{a_{CB}^\tau}$ и $\overline{a_{BD}^\tau}$.

5. ПРИМЕР КИНЕМАТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

Исходные данные

$l_1, м$	λ_2	λ_3	$\omega_1, 1/c$	$d, м$	δ
0,05	4,0	0,3	544,5	0,01	1/90

Структурный анализ рычажного механизма.

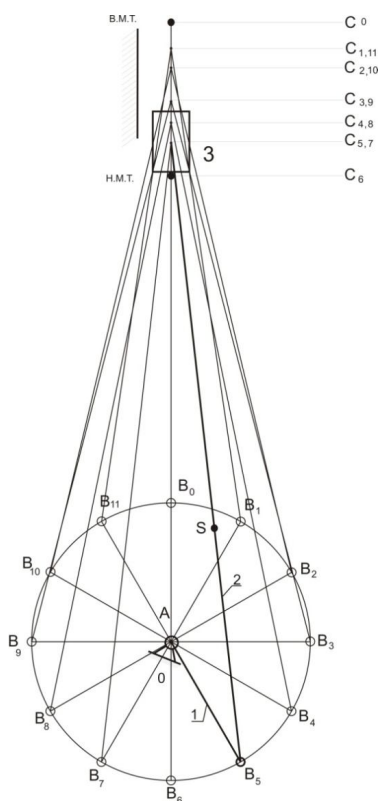


Рисунок 7. Двенадцать положений плоского
рычажного механизма.

Исследуемый механизм состоит из трех подвижных звеньев (кривошип 1, шатун 2, ползун 3) и одного неподвижного – стойки 0.

Звенья образуют между собой четыре одноподвижных кинематических пар: B_{01} ; B_{12} ; B_{23} ; $П_{03}$;

Определяем степень подвижности механизма по формуле Чебышева для плоских механизмов:

$$W=3n - 2P_5 - P_4,$$

где n – число подвижных звеньев механизма;

P_5 и P_4 – число кинематических пар соответственно пятого и четвертого классов по классификации И.И. Артоболевского;

$$n=3; P_5=4; P_4=0;$$

$$W=3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1.$$

Делим механизм на группы Ассура и начальный механизм, определяем класс групп.

Исследуемый механизм состоит из группы Ассура второго класса и начального механизма.

Записываем структурную формулу механизма:

$$I \text{ кл } [B_{01}] \rightarrow II \text{ кл } [B_{12} - B_{23} - П_{03}]$$

Исследуемый механизм относится к механизмам второго класса (класс механизма определяется по наивысшему классу групп Ассура, входящих в состав механизма).

Кинематический анализ рычажного механизма

Кинематический анализ проводим для пятого положения механизма методом планов, при этом первым исследуем начальный механизм, а затем группы Ассура в порядке их присоединения.

Положение 5

Определяем скорости точки B , принадлежащих кривошипу 1:

$$V_B = \omega_1 \cdot l_{AB},$$

где l_{AB} – длина звена AB :

$$V_B = 544,5 \cdot 0,05 = 27,2 \text{ м/с.}$$

Для определения скорости точки C , принадлежащей шатуну 2, рассматриваем группу Ассура 2 – 3 и составляем два векторных уравнения:

$$\begin{aligned} \overline{V_C} &= \overline{V_B} + \overline{V_{BC}} \\ \overline{V_C} &\parallel y \end{aligned}$$

Скорость V_B точки B известна и по величине, и по направлению. Относительная скорость V_{BC} неизвестна по величине, но известна её линия действия:

$$V_{BC} \perp BC.$$

Решаем векторные уравнения графически с помощью построения плана скоростей выполнив следующие действия:

1. Намечаем на чертеже полюс плана скоростей точку P и проводим из него длиной 170 мм вектор V_B , перпендикулярно звену AB (кривошипу) на плане механизма, в сторону вращения кривошипа.

2. Определяем масштабный коэффициент скоростей K_V :

$$K_V = \frac{V_B}{Pb},$$

где V_B – величина скорости точки B , м/с;

Pb – отрезок, изображающий скорость V_B на чертеже, мм (принимает самостоятельно).

$$V_B = 27,2 \text{ м/с}, Pb = 170 \text{ мм};$$

$$K_V = \frac{27,2}{170} = 0,16 \text{ м/(с·мм)}.$$

Через точку b проводим линию действия относительной скорости V_{BC} (перпендикулярно звену BC).

3. Через полюс P плана скоростей (рисунок 8) – линию, параллельную направляющей ползуна.

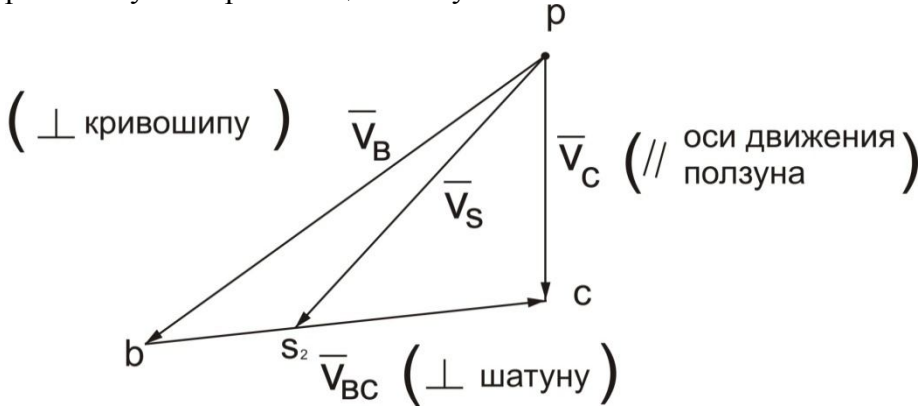


Рисунок 8. План скоростей рычажного механизма

$$K_V = 0,16 \text{ м/(с·мм)}.$$

4. В пересечении этих двух линий получим точку C . Отрезок Pc будет являться вектором абсолютной скорости точки C , а отрезок bc – вектором относительной скорости V_{BC} .

5. Находим на плане скоростей положения точки S центра тяжести S шатуна 2.

В задании на проектирование даны соотношения:

$$\frac{BS_2}{BC} = 0,3.$$

Так как фигуры планов механизма и скоростей подобны (в силу перпендикулярности сторон), то можно записать соотношения:

$$\frac{BS_2}{BC} = \frac{bs_2}{bc} = 0,3,$$

отсюда

$$bs_2 = 0,3 \cdot bc.$$

Отмечаем точки S_2 на отрезках BC , а затем соединяем их с полюсом P . Отрезок PS_2 будет являться вектором абсолютной скорости точки S_2 .

Определяем значения скоростей V_C , V_{CB} , V_{S_2} , измеряя в миллиметрах на плане скоростей длины соответствующих векторов и умножая их на масштабный коэффициент скоростей K_V :

- для положения 5:

$$V_C = \overline{Pc} \cdot K_V = 68 \cdot 0,16 = 10,86 \text{ м/с},$$

$$V_{CB} = \overline{cb} \cdot K_V = 147 \cdot 0,16 = 23,52 \text{ м/с},$$

$$V_{S_2} = \overline{Ps_2} \cdot K_V = 117 \cdot 0,16 = 18,72 \text{ м/с}.$$

Определяем угловую скорость ω_2 звена 2:

$$\omega_2 = \frac{V_{CB}}{l_{CB}} = \frac{23,5}{0,170} = 138,23 \text{ рад/с}.$$

Направления ω_2 определяем по направлениям соответственно векторов $\overline{V_{CB}}$. Для положения 5 ω_2 направлена по часовой стрелке.

Построение плана ускорений.

Определение ускорений, как и скоростей, ведем в порядке определенном структурной формулой механизма.

Определяем ускорения точки B , принадлежащих кривошипу. Так как кривошип вращается с постоянной угловой скоростью, то можно записать:

$$a_B = a_B^n + a_B^t,$$

$$a_B^t = 0, \text{ т.к. } \omega_1 = \text{const},$$

$$a_B = a_B^n = \omega_1^2 \cdot l_{AB} = 544,5^2 \cdot 0,05 = 14739 \text{ м/с}^2.$$

Векторы этих ускорений направлены параллельно кривошипу 1 к центру его вращения (к точке A).

Для определения ускорений точки C составляем две системы векторных уравнений:

$$\overline{a_C} = \overline{a_B} + \overline{a_{CB}^n} + \overline{a_{CB}^t},$$

$$\overline{a_C} \parallel y,$$

где a_C – ускорение точки C ;

a_{CB}^n – нормальная составляющая относительного ускорения во вращательном движении точки C относительно точки B ;

a_{CB}^t – тангенциальная составляющая относительного ускорения a_{CB} ;

Ускорение a_{CB}^n известно как по величине, так и по направлению:

$$a_{CB}^n = \omega_2^2 \cdot l_{CB} = \frac{V_{CB}^2}{l_{CB}} = \frac{23,5^2}{0.170} = 548 \text{ м/с}^2.$$

Направлено это ускорение параллельно звену CB в направлении от точки C к точке B .

Тангенциальные составляющие a_{CB}^t неизвестны по величине, но известны линии их действия:

$$\overline{a_{CB}^t} \perp CB.$$

Строим план ускорений, предварительно выбрав масштабный коэффициент ускорений K_a и определив с учетом этого масштаба длины векторов известных ускорений:

$$K_a = \frac{a_B}{\pi b},$$

где a_B – ускорение точки B , м/с²;

πb – произвольно выбранный отрезок, которым будем изображать вектор ускорения точки B .

$$a_B = 14739 \text{ м/с}^2;$$

$$\pi b = 285 \text{ мм};$$

$$K_a = \frac{14739}{285} = 51,7 \text{ м/(с}^2 \cdot \text{мм)},$$

Тогда ускорение a_B вычерчиваем как отрезок длиной 285мм.

Определяем длину отрезка изображающего вектор ускорения a_{CB}^n :

$$b'n_2 = \overline{a_{CB}^n} = \frac{548}{51,7} = 10,76 \approx 11 \text{ мм}.$$

Выполним следующие действия:

1. Намечаем на чертеже полюс плана ускорений точку π (рисунок 9).

2. Из полюса π проводим линию, параллельную кривошипу 1. На этой линии откладываем отрезки πb , равные 285 мм и направленные к центру вращения кривошипа AB .

3. Далее из точки b проводим вектор ускорения $\overline{a_{CB}^n}$ длиной 11 мм в направлении сверху вниз, параллельно шатуну BC , конец вектора обозначаем точкой n .

4. Через точку, под прямым углом, проводим линию действия ускорения a_{CB}^t перпендикулярно вектору $\overline{a_{CB}^n}$, а из полюса π проводим линию, параллельную направляющей ползуна 3, то есть горизонтально. В пересечении этих двух линий получаем точку C . Отрезок πc будет представлять вектор абсолютного ускорения точки C .

5. Находим на плане ускорений положение точки S :

$$bs = bc \times 0,3$$

6. Соединяем точку S с полюсом π плана ускорений. Отрезок πS будет представлять вектор ускорения a_S (центр тяжести S звена 2).

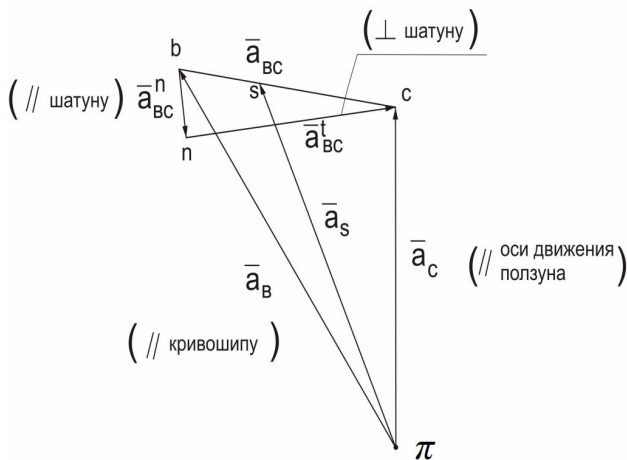


Рисунок 9. Построение плана ускорений $K_a = 51,7 м / (с^2 \cdot мм)$.

Определяем значения ускорений a_c, a_{CB}^t, a_s , измеряя в миллиметрах на плане ускорений длины соответствующих векторов и умножая их на масштабный коэффициент ускорений K_a :

$$a_c = \overline{\pi c} \cdot K_a = 228 \cdot 51,7 = 11758 м / с^2,$$

$$a_{CB}^t = \overline{bn} \cdot K_a = 159 \cdot 51,7 = 8220 м / с^2,$$

$$a_s = \overline{\pi s} \cdot K_a = 296 \cdot 51,7 = 15304 м / с^2.$$

Определяем угловое ускорение ε_2 (звено 2):

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^t}{l_{CB}} = \frac{8220}{0,170} = 48352 рад / с^2.$$

Направление углового ускорения ε_2 определяем по направлению вектора $\overline{a_{CB}^t}$. В данном положении механизма ε_2 направлено против часовой стрелки.

На этом заканчиваем кинематическое исследование механизма для пятого положения.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Волокитин Г.Г. Теория механизмов и машин: электронный учебник / Г.Г. Волокитин, О.Г. Волокитин, А.В. Луценко. – Издательство ТГАСУ. 2014 г.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: [Учеб. для вузов]. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 2009. – 639 с.
3. Кожевников С.Н. «Теория механизмов и машин». Учебное пособие для студентов вузов Изд. 4-е М., «Машиностроение». 2006 г., 592с.
4. Коренько А.С. «Курсовое проектирование по теории механизмов и машин», Издательство «Вища школа», 2007 г., 326с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	3
1. Общие сведения о рычажных механизмах.....	5
2. Структурный анализ рычажного механизма.....	6
3. План скоростей рычажного механизма.....	7
4. План ускорений рычажного механизма.....	10
5. Пример кинематического анализа рычажного механизма.....	15
Список используемой литературы.....	23
ПРИЛОЖЕНИЕ.....	24