

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ УКРАИНЫ
ХАРЬКОВСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
К РАЗДЕЛАМ КУРСОВОГО ПРОЕКТА «СИНТЕЗ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ
АНАЛИЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ»
ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН»

для студентов специальностей
015.13 – «Профессиональное образование. Метрология, стандартизация и
сертификация» и 015.20 – «Профессиональное образование. Транспорт»

Методические указания подготовили преподаватели кафедры деталей машин и ТММ ХНАДУ: к. т. н., доц. Перегон В. А., к. т. н., доц. Коряк А. А.

Ответственный за выпуск доц. Карпенко В. А.

Метрический синтез и кинематический анализ рычажного механизма являются первыми этапами курсового проекта, выполняемого при изучении курса ТММ.

В методических указаниях приведены примеры решения нескольких задач метрического синтеза, а также образец оформления РГР, в котором показаны результаты метрического синтеза, а также кинематического анализа рычажного механизма методами кинематических диаграмм и планов скоростей и ускорений.

Расчетно-графическая работа выполняется по заданию кафедры, являющемуся одновременно и заданием на курсовое проектирование. Студент обязан тщательно изучить это задание и сохранить его для дальнейшего использования при курсовом проектировании. Часть результатов, полученных при выполнении РГР, будет использована в следующем семестре в курсовом проекте, поэтому студент обязан сохранить также и черновик работы.

РГР оформляется на одном листе формата А1 карандашом с соблюдением всех требований ЕСКД. Все необходимые расчеты приводятся рядом с соответствующими схемами и графиками. Пример оформления РГР приведен в приложении.

Работа включает: метрический синтез главного рычажного механизма машины по заданным геометрическим, кинематическим и динамическим условиям, а также - кинематический анализ синтезированного механизма методами кинематических диаграмм и планов скоростей и ускорений.

1 УКАЗАНИЯ К МЕТРИЧЕСКОМУ СИНТЕЗУ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

Метрический синтез заключается в определении размеров и взаимного расположения звеньев механизма на его кинематической схеме по наперед заданным геометрическим, кинематическим и динамическим условиям движения выходного звена. Среди геометрических и кинематических условий движения выходного звена можно назвать такие наиболее часто встречающиеся в практических инженерных задачах условия:

1. Некоторые положения выходного звена должны соответствовать определенным положениям входного звена, при этом закон движения выходного звена не имеет значения. Данную задачу можно назвать задачей позиционирования звеньев механизма.

2. Траектория движения выходного звена или его отдельной точки должна соответствовать заранее заданной кривой на всем ее протяжении или на отдельном участке.

3. Движение выходного звена должно осуществляться по наперед заданному закону или характеризоваться отдельными заданными кинематическими параметрами, такими, например, как коэффициент изменения средней скорости выходного звена механизма.

Среди динамических условий можно назвать такие условия как условие преодоления сил полезных сопротивлений с заданным законом движения (то есть обеспечение динамической точности), или условие ограничения инерционных нагрузок, или условие ограничения углов давления (или углов передачи).

Перечисленные выше условия могут быть выполнены кулачковыми механизмами или другими механизмами, включающими в свой состав высшие кинематические пары, однако решение той же задачи с применением шарнирно-рычажных (рычажных) механизмов целесообразно с технологических и экономических соображений.

Построения при метрическом синтезе следует выполнять строго в определенном масштабе. В отдельных случаях масштаб можно выбрать в самом начале построений (например, когда известны размеры выходного звена механизма и его крайние положения). Иногда построения приходится выполнять в произвольном, заранее неизвестном масштабе, который можно будет подсчитать, закончив все построения (например, когда заданы длины входного или промежуточных звеньев).

Перед началом поиска неизвестных длин звеньев надо нанести на чертеж все заданные геометрические элементы кинематической схемы. Затем, если в исходных данных задано значение коэффициента изменения средней скорости выходного звена K_ω (или K_v) следует определить значение вспомогательного угла θ , на который от 180° отличаются значения углов поворота кривошипа на прямом и обратном ходах механизма:

$$\theta = 180^\circ \frac{K_\omega - 1}{K_\omega + 1}.$$

Для отыскания координат центра вращения кривошипа (точка O_1) надо произвести вспомогательные геометрические построения (примеры см. ниже), в основе которых лежит известная теорема геометрии, согласно которой дуга окружности наблюдается с любой точки окружности под углом, равным половине центрального угла, стягиваемого этой дугой.

Основные приемы построений, применяемые при решении задач метрического синтеза рычажных механизмов, рассмотрены ниже на примерах проектирования кинематических схем некоторых типичных рычажных механизмов.

Пример 1. Спроектировать кинематическую схему кривошипно-коромыслового механизма качающегося конвейера (рис. 1) по данным: $K_\omega = 1,28$; $\gamma_3 = 75$; $\psi_3 = 60^\circ$; $l_1 = 0,1$ м; $S_D = 0,3$ м.

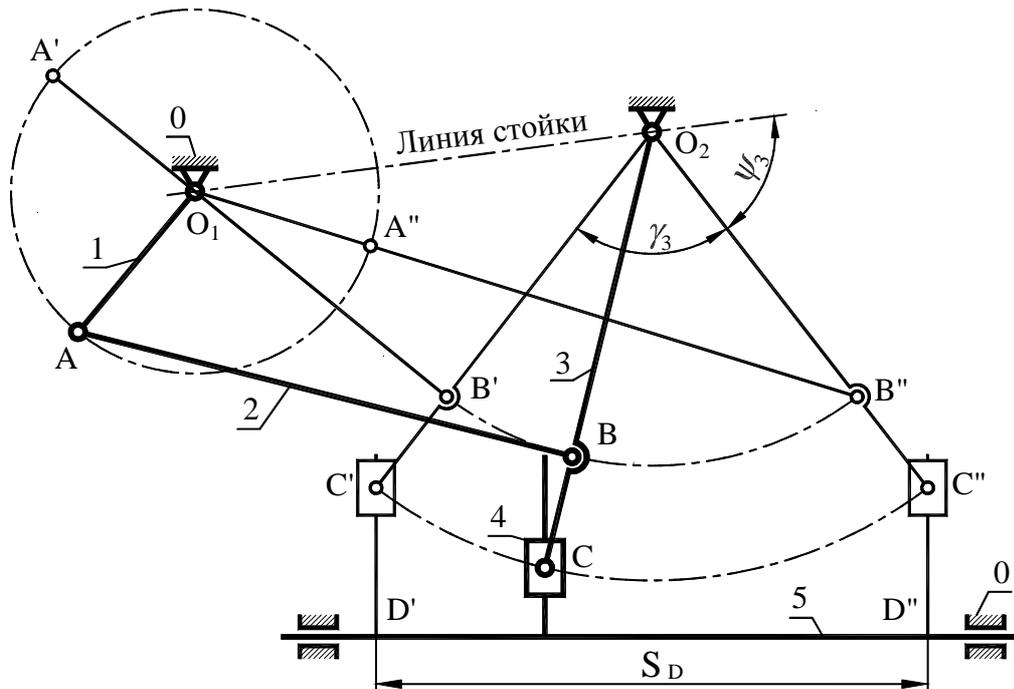


Рис. 1. Схема механизма качающегося конвейера

Указания к выполнению

Примем симметричное расположение мертвых позиций коромысла O_2C' и O_2C'' . Тогда из исходных данных вытекают следующие элементы кинематической схемы механизма (рис. 2).

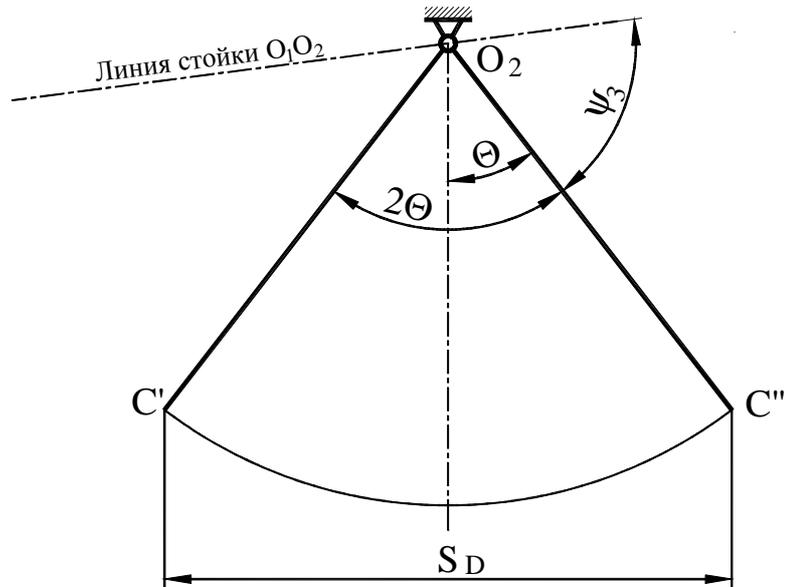


Рис. 2. Исходные элементы кинематической схемы

Масштаб кинематической схемы можно определить так:

$$\mu_l = \frac{S_D}{S_D} = \frac{0,3}{60} = 0,005 \frac{м}{мм}.$$

Теперь можно найти $l_{O_2C} = \overline{O_2C'} \cdot \mu_l = 49 \cdot 0,005 = 0,245 м$.

Поставленную задачу шатания коромысла O_2C' на угол γ_3 можно осуществить бесчисленным множеством вариантов сочетаний длин кривошипа O_1A и шатуна AB . Найдем один из таких вариантов, предположив, что точка B совпадает с точкой C . Для этого найдем центр O^* (рис. 3) вспомогательной окружности, с которого дуга $C'C''$ наблюдается под углом

$$\theta = 180^\circ \cdot \frac{K_\omega - 1}{K_\omega + 1} = 180^\circ \cdot \frac{1,28 - 1}{1,28 + 1} = 22,1^\circ.$$

Кинематическая схема синтезированного механизма приведена в приложении.

Пример 2. Синтезировать кинематическую схему механизма кривошипно-коленного пресса (рис. 4) по следующим данным: $H_F = 0,09$ м; $l_{BC} = l_{CD} = 0,22$ м; $l_{BC}/l_{BD} = 2$; $l_{CO}^x = 0,28$ м; $l_{DF} = 0,2$ м; $K_v = 1,12$; $\delta = 5^\circ$.

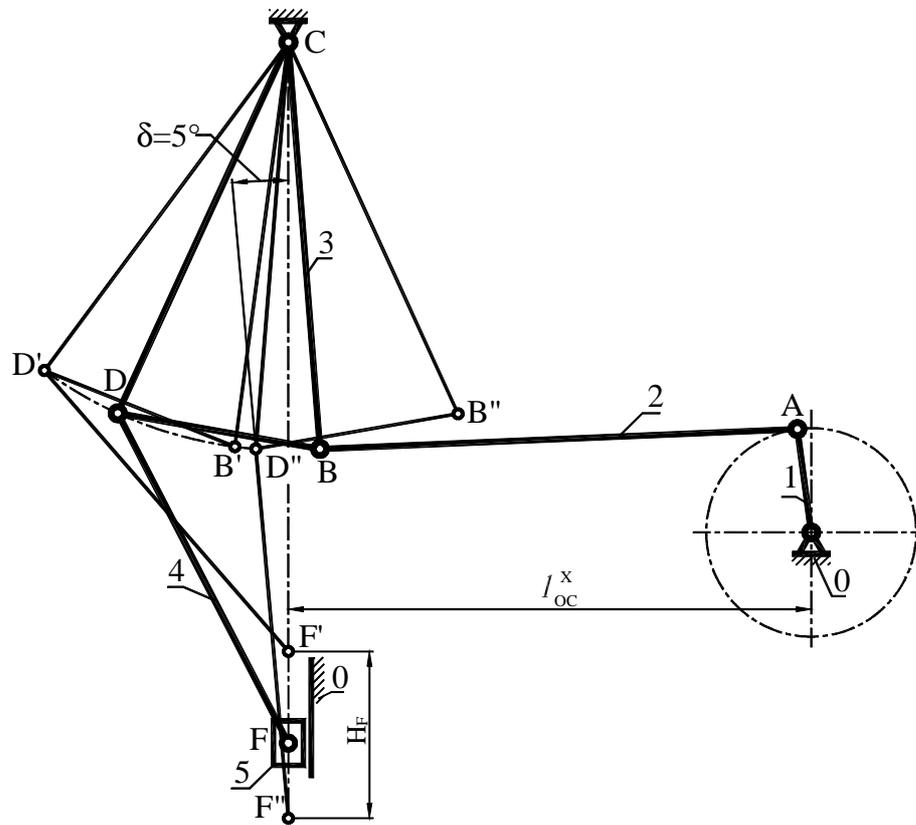


Рис. 4. Схема механизма кривошипно-коленного пресса

Указания к выполнению

Изобразим заданные элементы кинематической схемы механизма (рис. 5) в масштабе

$$\mu_1 = \frac{l_{BC}}{BC} = \frac{0,22}{44} = 0,005 \frac{\text{м}}{\text{мм}} .$$

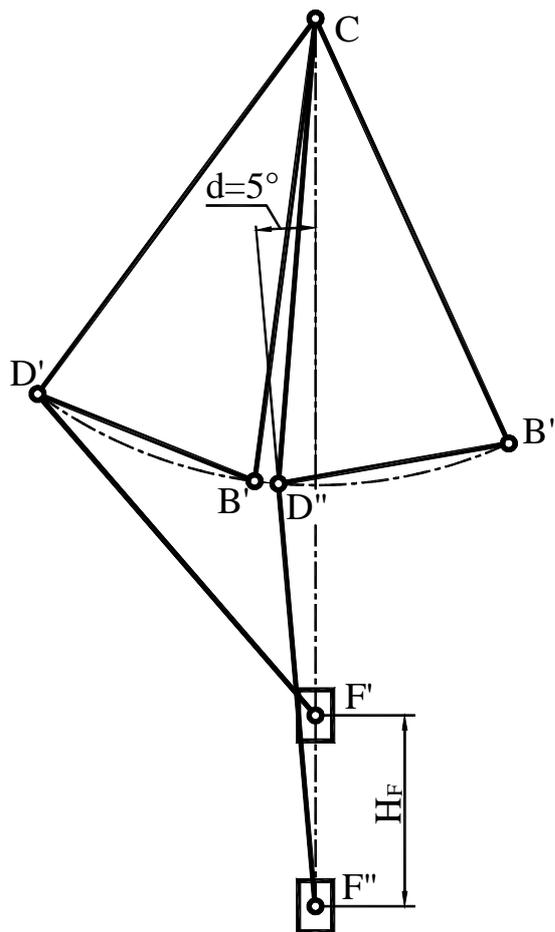


Рис. 5. Исходные элементы кинематической схемы

Это позволяет найти крайние положения точки В (B' и B''). Теперь проведем (рис. 6) биссектрису угла $B'CB$, а из точки В - луч до пересечения с биссектрисой под углом $(90^\circ - \theta)$ в точке O^* , где

$$\theta = 180^\circ \frac{1,12 - 1}{1,12 + 1} = 10,4^\circ.$$

Из точки O^* отрезок $B'B''$ виден под углом 2θ . Проведем через точки B' и B'' радиусом R^* дугу окружности, приняв точку O^* за центр окружности. Так как по условию точка O центра вращения кривошипа удалена от точки C (центра качания коромысла) в горизонтальном направлении на расстояние l_{OC}^x , то можем ее отыскать, как показано на рис. 6.

Из точки O крайние положения точки В (B' и B'') наблюдаются под углом θ , что и требуется для достижения заданного коэффициента изменения скорости K_v .

Теперь найдем размеры шатуна и кривошипа. Это можно сделать графически. Из точки O радиусом OB'' на линии OB' сделаем засечку (точка E). Половина отрезка $B'E$ соответствует радиусу кривошипа. Проводим этим радиусом из точки O окружность и находим точки A' и A'' . Окончательно имеем:

$$l_{OA} = \overline{OA'} \cdot \mu_l = 11 \cdot 0,005 = 0,055 \text{ м};$$

$$l_{AB} = \overline{A'B'} \cdot \mu_l = 51 \cdot 0,005 = 0,255 \text{ м}.$$

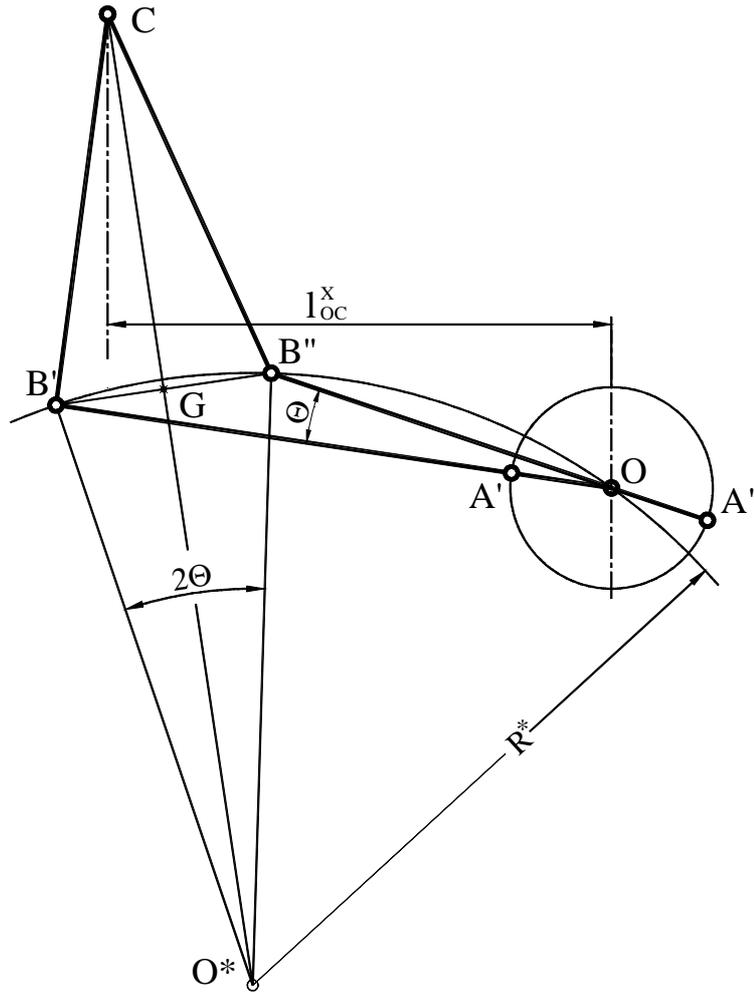


Рис. 6. Определение длин шатуна и кривошипа

Пример 3. Произвести синтез кривошипно-кулисного механизма строгального станка по схеме (рис. 7) и следующим исходным данным:

$$H_D = 0,4 \text{ м}; l_{OE} = 0,05 \text{ м}; \frac{EC}{CD} = \frac{1}{3}; K_v = 1,5.$$

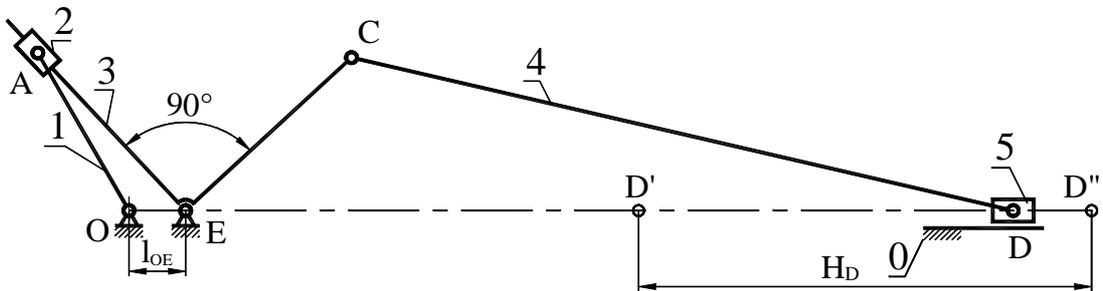


Рис. 7. Схема кривошипно-коромыслового механизма

Указания к выполнению

Так как $l_{OE} \ll H_D$, можно предположить, что кулиса (3) механизма будет совершать полнооборотное вращение. Изобразим известные элементы кинематической схемы (рис. 8) в масштабе:

$$\mu_l = \frac{H_D}{H_D} = \frac{0,4}{40} = 0,01 \frac{м}{мм}.$$

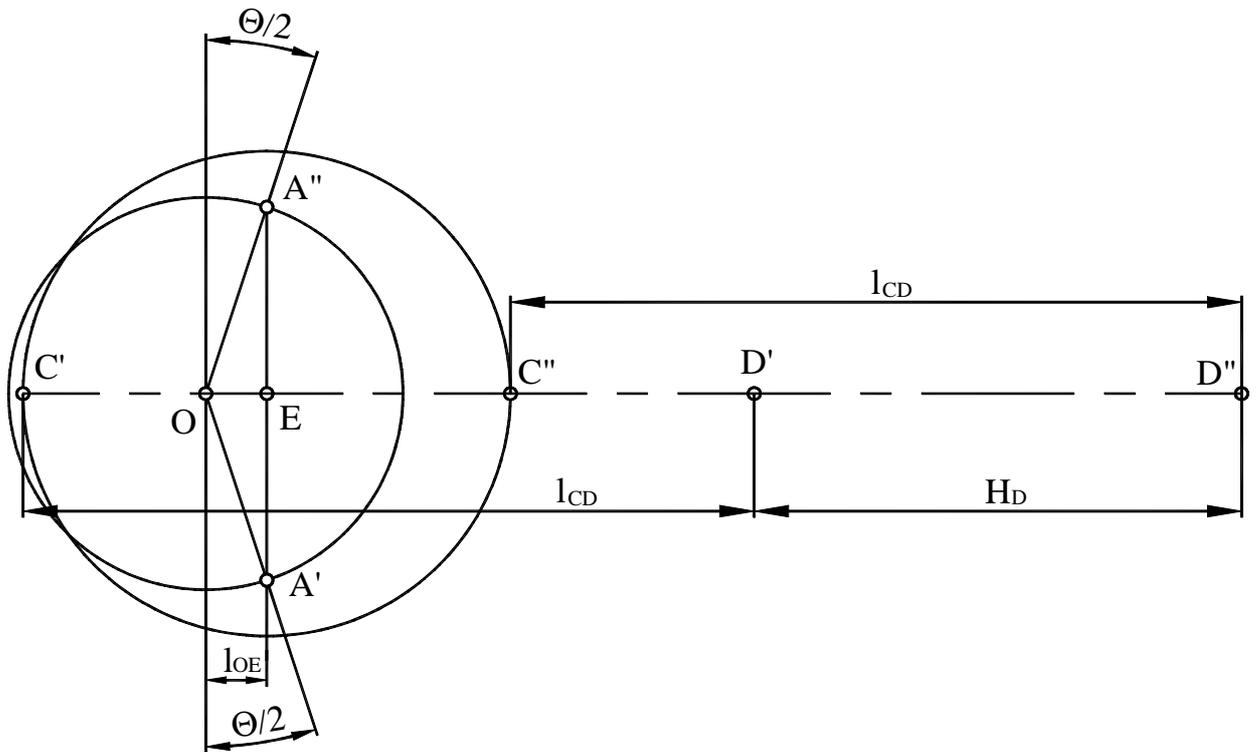


Рис. 8. Определение размеров звеньев кривошипно-корыслового механизма

Вначале отложим на горизонтальной прямой отрезок $C'C''$.

Средняя точка E этого отрезка будет центром вращения кулисы. От точек C' и C'' отложим отрезки $C'D'$ и $C''D''$, которые по условию втрое больше, чем отрезок CE. Влево от точки E отложим отрезок OE:

$$\overline{OE} = \frac{l_{OE}}{\mu_l} = \frac{0,05}{0,01} = 5 \text{ мм.}$$

Точки A' и A'' найдем на пересечении перпендикуляра к линии OE, восстановленного из точки E, и лучей, проведенных из точки O под углами $\theta/2$ к этому перпендикуляру (рис. 8).

При этом

$$\theta = 180^\circ \frac{K_v - 1,0}{K_v + 1,0} = 180^\circ \frac{1,5 - 1,0}{1,5 + 1,0} = 36^\circ.$$

Выполненные построения позволяют определить длины звеньев механизма

$$l_{OA} = \overline{OA'} \cdot \mu_l = 17 \cdot 0,01 = 0,17 \text{ м};$$

$$l_{EC} = \frac{H_D}{2} = 0,2 \text{ м}; l_{CD} = 3l_{EC} = 3 \cdot 0,2 = 0,6 \text{ м}.$$

Пример 4: Выполнить синтез шестизвенного механизма мундштучной стержневой машины (рис. 9), если дано: $H = 0,36 \text{ м}$; $a = 0,2 \text{ м}$; $b = 0,32 \text{ м}$; $l_{ED} = 0,32 \text{ м}$; $l_{O_3B} = 0,36 \text{ м}$; $\gamma = 70^\circ$; $K_V = 1,15$.

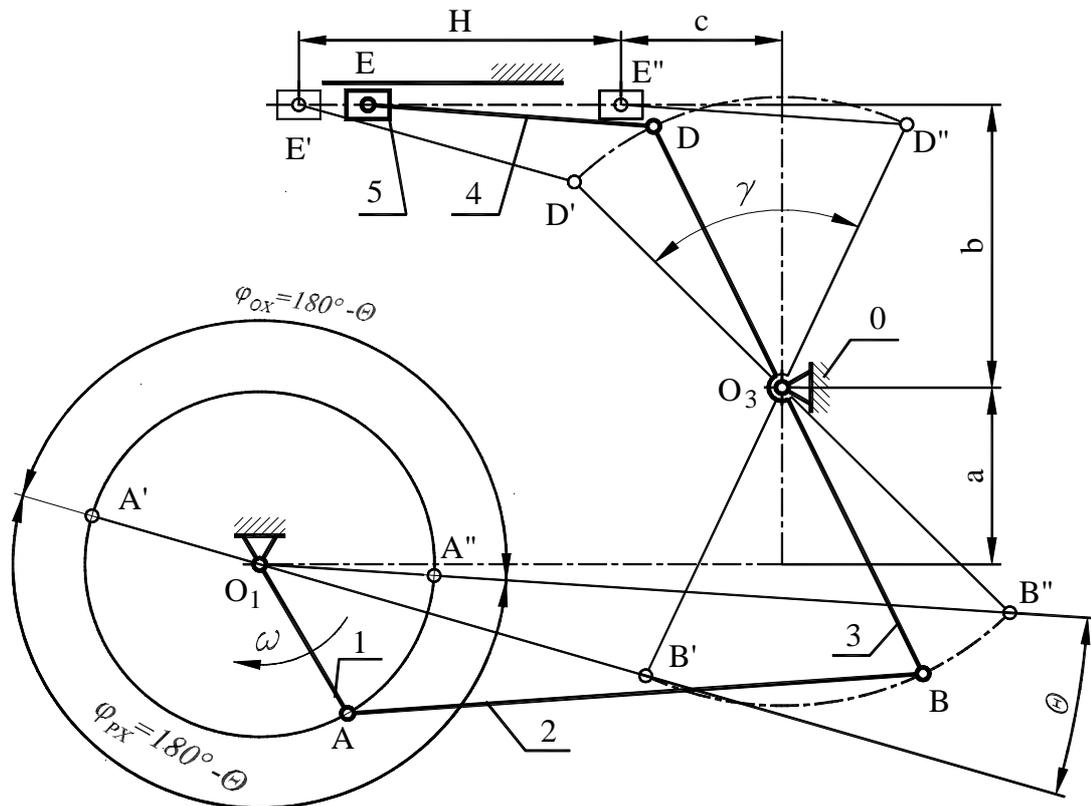


Рис. 9. Кинематическая схема мундштучной стержневой машины

Синтез такого механизма можно выполнить в два этапа:

- 1) синтез коромыслово-ползунной части механизма, содержащей звенья 3, 4, 5 и стойку 0;
- 2) синтез шарнирного четырехзвенника, в состав которого входят звенья 1, 2, 3 и стойка 0.

Синтез коромыслово-ползунной части механизма выполняется по следующим исходным данным: H , C , l_{ED} , b и γ . В результате синтеза необходимо определить длину и крайние положения рычага O_3D .

Задача решается методом обращения движения. Крайнее левое положение рычага O_3D' (рис. 9) примем за начальное. При повороте рычага O_3D на угол $\gamma = 70^\circ$ по часовой стрелке последний займет положение O_3D'' , а ползун 5 пройдет расстояние $H = 0,36 \text{ м}$ и займет положение E'' .

Обратим движение, сообщив механизму вращение против часовой стрелки со скоростью « $-\omega_3$ ».

В результате обращения движения угловая скорость рычага O_3D станет равной нулю ($\dot{\omega}_3 = \omega_3 - \omega_3 = 0$), а стойка 0 будет вращаться с угловой скоростью равной « $-\omega_3$ » вокруг точки O_3 . Для наглядности представления сущности метода обращения движения приведен рис. 10, на котором показан ряд положений, которые занимают направляющая ползуна (стойка), ползун 5 и шатун ED при повороте стойки вокруг точки O_3 в пределах угла $\gamma = 70^\circ$. Для решения задачи синтеза рис. 10 не используется.

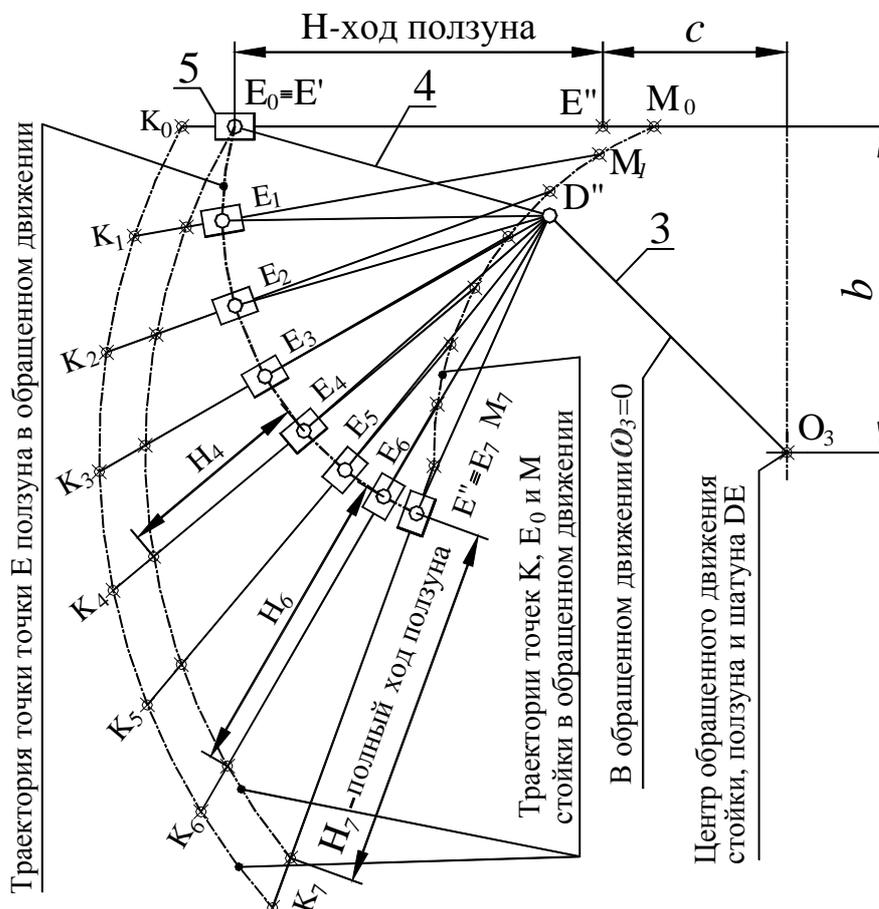


Рис.10. Ряд совмещенных положений стойки, ползуна и шатуна ED в обращенном движении

Укажем на то, что как и звено 3 точка D , принадлежащая звеньям 3 и 4, при обращении движения остается неподвижной, а точка E шатуна DE движется по окружности радиуса DE с центром в точке D . Все точки направляющей ползуна (стойки) и, в частности, точки K и E при этом движутся по окружностям с центром в точке O_3 .

На рис. 11 представлены исходные данные: H , c , b и $R_4 = l_{ED}$, по которым необходимо найти длину рычага O_3D и его крайние положения $D'O_3$ и $D''O_3$. Точками E' и E'' отмечены крайние положения ползуна. Будем предполагать, что все построения выполняются в масштабе 1:1 (например, в среде AutoCAD).

Положение E' будет начальным положением ползуна 5. Точка D' , положение которой необходимо найти, расположена на окружности радиуса $R_4 = l_{ED}$ с центром в точке E' .

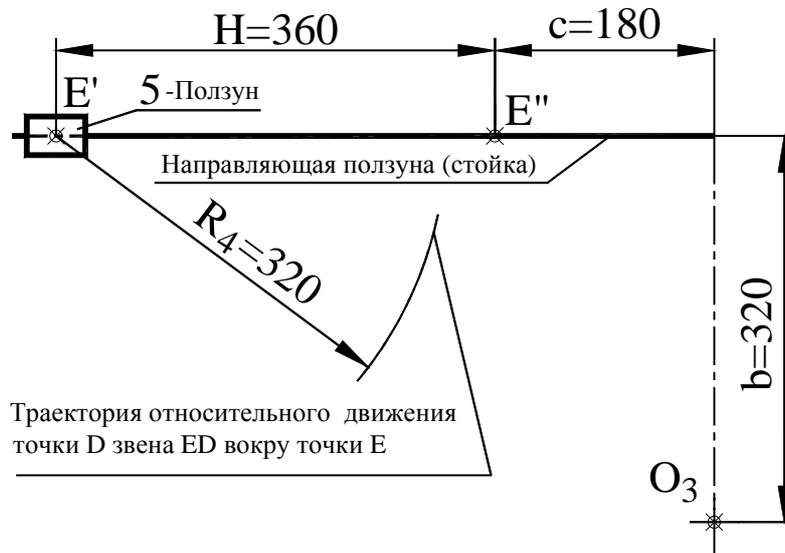


Рис. 11. Исходные данные для синтеза коромысло-ползунной части механизма

На рис. 12 показано конечное положение направляющей (стойки) и ползуна после поворота стойки в обратном движении на угол $\gamma = 70^\circ$. Как уже отмечалось в пояснениях к рисунку 10, точка E_0 стойки движется по окружности (радиуса $R = E'O_3$ с центром в точке O_3).

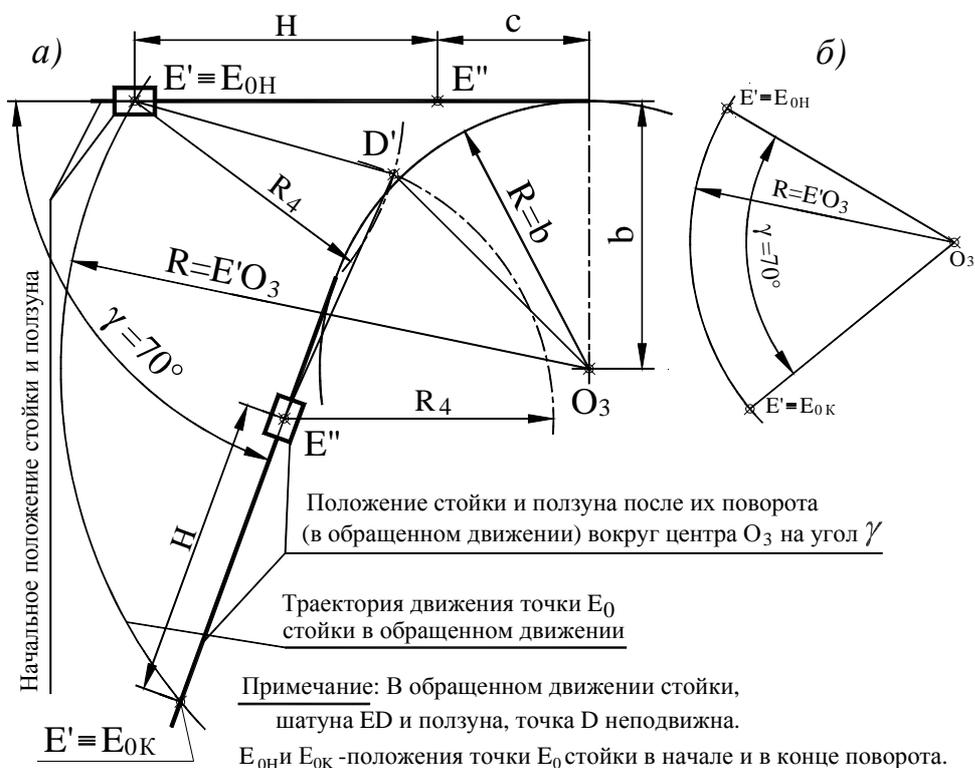


Рис. 12. Определение положения точки D'

Траектория обращенного движения точки E_0 стойки показана на рис. 12а. Это дуга $E_{OH}E_{OK}$ радиуса $R = E'O_3$ с центром в точке O_3 . Не вдаваясь в способы определения положения направляющей ползуна (стойки) после обращенного поворота на угол $\gamma = 70^\circ$, отметим лишь, что угол между направляющей в начальном и конечном положениях равен $\gamma = 70^\circ$ и расстояние между направляющей и центром O_3 остается неизменным и равно величине b . Определить положение направляющей ползуна после поворота может помочь рис. 12б).

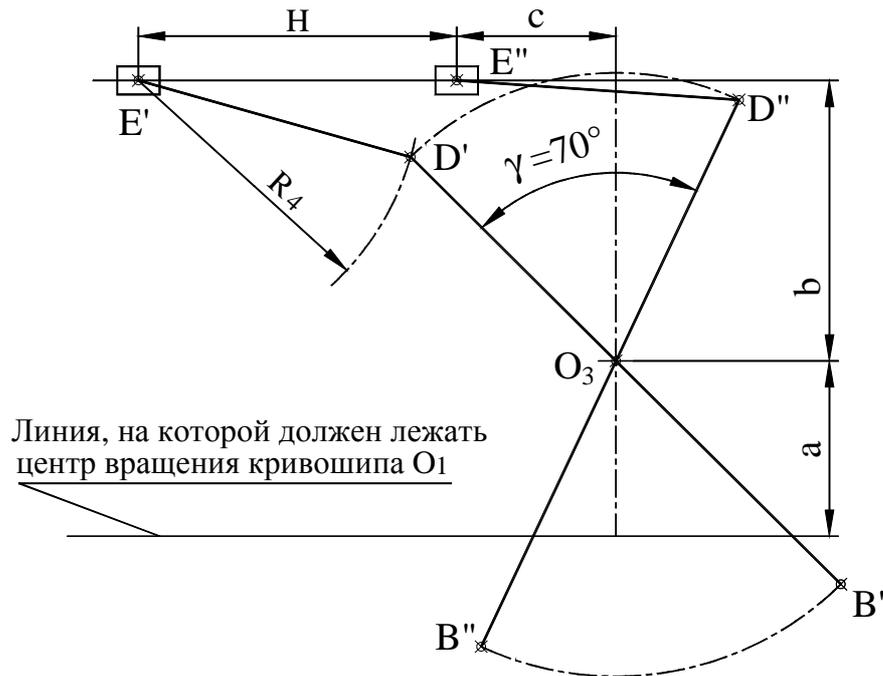


Рис. 13. Определение крайних положений звена 3 (точки D' , D'' , B' и B'')

После определения нового положения направляющей ползуна, используя значение хода ползуна $H = 360$ мм и его начальное положение $E' \equiv E_{OK}$, находим конечное положение E'' ползуна, которое он займет в результате обращенного движения. На пересечении дуг с радиусами $R_4 = l_{ED}$, проведенных из точки E' (начальное положение ползуна) и точки E'' (второе крайнее положение ползуна), находим положение точки D' , а значит и положение рычага $D'O_3$.

От линии O_3D' откладываем против часовой стрелки угол $\gamma = 70^\circ$ и находим второе крайнее положение рычага O_3D'' (рис. 13).

По заданному значению l_{O_3B} на продолжениях отрезков $D'O_3$ и $D''O_3$ соответственно находим положения точек B' и B'' (рычага DO_3B).

На этом 1-й этап синтеза - этап синтеза коромысло-ползунной части механизма завершен.

Далее выполняем синтез шарнирного четырехзвенника, включающего звенья 1, 2, 3 и стойку 0. Исходными данными для синтеза являются: $K_V = 1,15$; $a = 0,2$ м и найденные на первом этапе крайние положения O_3B' и O_3B'' звена 3.

Находим угол θ - угол между крайними положениями шатуна AB :

$$\Theta = 180^\circ \frac{K_V - 1}{K_V + 1} = 180^\circ \frac{1,15 - 1}{1,15 + 1} = 12,56^\circ.$$

На расстоянии $a = 200$ мм от O_3 проводим горизонтальную прямую, на которой должен располагаться центр вращения кривошипа O_1 (рис. 13).

Через точку S (центр отрезка $B'B''$) восстанавливаем перпендикуляр SC к $B'B''$ (рис. 14). Из точки B' (либо с B'') проводим луч под углом θ к перпендикуляру SC . Точка C их пересечения является центром вспомогательной окружности радиуса R_θ , которая является геометрическим местом центров O_1 , удовлетворяющих условию $K_V = 1,15$.

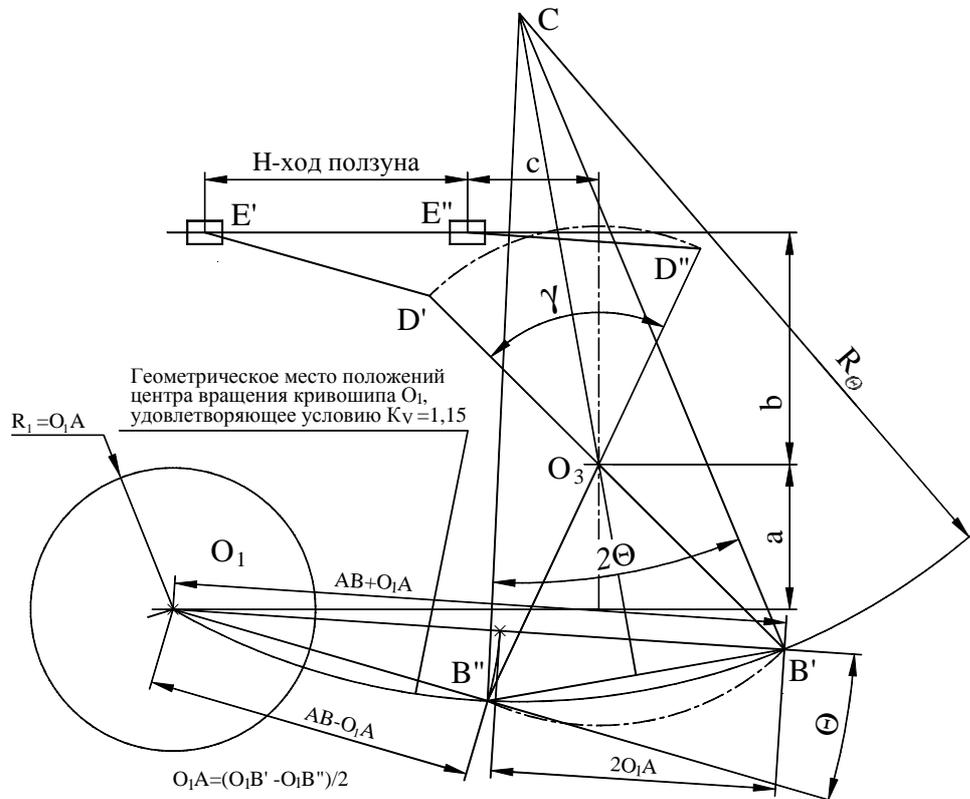


Рис.14. Определение положения точки O_1 и длин звеньев 1 и 2

При этом отрезок $O_1B' = O_1A + AB$, а отрезок $O_1B'' = AB - O_1A$, тогда длина кривошипа будет $OA = \frac{O_1B' - O_1B''}{2} = \frac{83,97 - 44,92}{2} = 19,525$ мм, а длина шатуна будет $AB = O_1B' - O_1A = 83,97 - 19,525 = 64,445$ мм. Таким образом имеем: $l_{OA} = OA = 19,525$ мм; $l_{AB} = AB = 64,445$ мм.

На этом задача синтеза 6-ти звенного механизма мундштучной стержневой машины завершена.

2 УКАЗАНИЯ К ПОСТРОЕНИЮ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ДИАГРАММ

Кинематические диаграммы строятся для выходного звена механизма. Для этого необходимо построить 12 /13/ совмещенных положений механизма (см. приложение). За начальное (нулевое) положение следует выбрать мертвое положение механизма, соответствующее началу рабочего хода. Если второе мертвое положение не совпадает с одним из равноотстоящих (по углу поворота кривошипа) 12^{ти} положений механизма, то его надо построить дополнительно.

Используя кинематическую схему механизма, можно построить график перемещения ползуна S по углу поворота кривошипа φ . Масштабы μ_s и μ_φ следует выбрать из такого расчета, чтобы график занял примерно 1/3 листа по высоте и ширине.

Графическое дифференцирование можно выполнить методом полюсных расстояний, позволяющим рационально располагать графики производных в заданных полосах листа.

На всех 12 участках графика $S = f_1(\varphi)$ надо провести хорды. Так как геометрически производная является тангенсом угла наклона касательной к графику, можно принять угол наклона каждой из хорд за угол наклона касательной в средних точках графика для каждого интервала.

Для построения зависимости $V = f_2(\varphi)$ следует наметить полосу, на которой этот график должен располагаться. Из верхней точки полосы от оси V надо провести луч, параллельный самой круто наклоненной хорде на ветви подъема графика $S = f_1(\varphi)$. Из нижней точки полосы от оси V следует провести луч, параллельный самой круто наклоненной хорде на ветви опускания графика $S = f_1(\varphi)$. В пересечении этих лучей получим вспомогательный полюс P_1 , через который пройдет горизонтальная ось φ графика $V = f_2(\varphi)$.

Затем, из полюса P_1 надо провести лучи параллельно каждой из хорд, которые отсекут на оси V значения скоростей в средних точках соответствующих интервалов. Полученные точки графика $V = f_2(\varphi)$ необходимо соединить плавной лекальной кривой.

Для повторного дифференцирования с целью построения зависимости $W = f_3(\varphi)$ необходимо на каждом участке зависимости провести хорды и сделать дальнейшие аналогичные построения.

Масштабы μ_b , μ_v и μ_w можно определить по формулам, приведенным в приложении.

3 УКАЗАНИЯ К ПОСТРОЕНИЮ ПЛАНОВ СКОРОСТЕЙ И УСКОРЕНИЙ

Планы скоростей и ускорений следует строить по группам Ассура, начиная с исходного механизма. Пример построения и последовательности расчетов приведены в приложении.

Положения (одно или несколько) механизма для построения планов скоростей и ускорений указывает преподаватель.

Длина начального вектора $/ p_{va} /$ или $/ p_{wa} /$ должна быть не менее чем 100 мм. Векторы абсолютных скоростей и ускорений точек звеньев механизма надо изобразить основными линиями, а векторы относительных скоростей и ускорений - тонкими линиями.

Необходимо также рассчитать угловые скорости и ускорения звеньев механизма и указать их направления на кинематической схеме.

На совмещенной кинематической схеме механизма следует навести основными линиями одно из положений, например то положение, для которого строятся планы скоростей и ускорений.

Пример построения планов скоростей и ускорений и выполнения необходимых при этом расчетов приведен в приложении.

Методику построения планов скоростей и ускорений смотри в литературе: [1, с. 39-66]; [2, с. 14-23]; [3, с. 92-109]; [4, с. 48-57].

Список литературы

1. Гречко Л. П. Рычажные механизмы, передачи и зацепления. – Харьков: Изд. ХГАДТУ, 2000.
2. Абрамов Б. М. Типовые задачи по теории механизмов и машин. - Харьков: Высшая школа, 1976.
3. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин. - М.: Машиностроение, 1973.
4. Левитская О. Н., Левитский Н. И. Курс теории механизмов и машин. - М.: Высшая школа, 1989.

Метрический синтез механизма

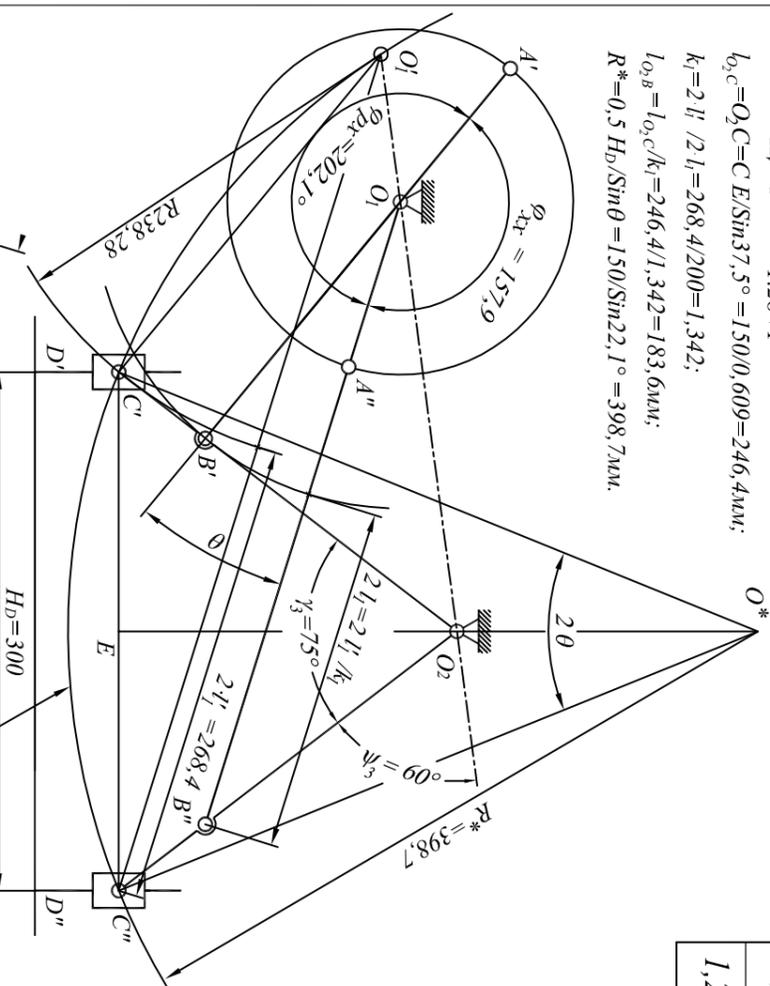
$$\theta = 180^\circ \frac{K_V - 1}{K_V + 1} = 180^\circ \frac{1,28 - 1}{1,28 + 1} = 22,1^\circ$$

$$l_{O_2C} = O_2C = CE / \sin 37,5^\circ = 150 / 0,609 = 246,4 \text{ мм}$$

$$k_1 = 2 \cdot l_1 / l_2 = 268,4 / 200 = 1,342$$

$$l_{O_2B} = l_{O_2C} / k_1 = 246,4 / 1,342 = 183,6 \text{ мм}$$

$$R^* = 0,5 \cdot H_D / \sin \theta = 150 / \sin 22,1^\circ = 398,7 \text{ мм}$$



Исходные данные				Результаты синтеза			
K_ω	γ_3	ψ_3	$l_1, \text{ м}$	$S_D, \text{ м}$	$n, \frac{\text{об}}{\text{мин}}$	$l_{AB}, \text{ мм}$	$l_{O_2B}, \text{ мм}$
1,28	75°	60°	0,1	0,3	75	277,3	183,6
						246,4	250,6

Построение планов скоростей и ускорений

$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 75}{30} = 7,85 \text{ с}^{-1}$; $V_A = \omega_1 \cdot l_1 = 7,85 \cdot 0,1 = 0,785 \text{ м/с}$

Принимаем масштаб плана скоростей (плана V) $\mu_V = \frac{V_A}{r_A} = \frac{0,785}{261,7} = 0,003 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$, где: $r_A = 261,7 \text{ мм}$ - отрезок, изображающий на плане V скорость точки A; r_A - полюс плана скоростей.

$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{B/A}$. Из плана V, находим: $V_B = r_B \cdot \mu_V = 236,7 \cdot 0,003 = 0,71 \text{ м/с}$, $V_{B/A} = \omega_2 \cdot r_{B/A} = 114 \cdot 0,003 = 0,342 \text{ м/с}$.

Скорость точки C находим из пропорции: $\frac{V_C}{V_B} = \frac{l_{O_2C}}{l_{O_2B}}$. $V_C = V_B \cdot \frac{l_{O_2C}}{l_{O_2B}} = 0,71 \cdot \frac{246,4}{183,6} = 0,953 \text{ м/с}$.

Находим угловые скорости звеньев 2 и 3: $\omega_2 = V_{B/A} / l_{AB} = 0,342 / 0,277 = 1,235 \text{ с}^{-1}$; $\omega_3 = V_C / l_{O_2C} = 0,953 / 246,4 = 3,868 \text{ с}^{-1}$

Учитывая, что $\vec{V}_C = \vec{V}_E$, находим скорость точки D: $\vec{V}_D = \vec{V}_C + \vec{V}_{D/C}$

Из плана V, находим: $V_D = r_D \cdot \mu_V = 308,6 \cdot 0,003 = 0,926 \text{ м/с}$.

$\omega_4 = \omega_2^2 \cdot l_1 = 7,85^2 \cdot 0,1 = 6,16 \text{ м/с}^2$. Принимаем масштаб плана ускорений (плана W) $\mu_W = \frac{a_2}{r_A} = \frac{6,16}{308} = 0,02 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$

$\vec{W}_B = \vec{W}_A + \vec{W}_{B/A}^n + \vec{W}_{B/A}^t$; $\vec{W}_B = r_B \cdot \mu_W = 0,02 \cdot 176,12 = 3,52 \text{ м/с}^2$

$\omega_2^n = \omega_2^2 \cdot l_1 = 1,235^2 \cdot 0,277 = 0,422 \text{ м/с}^2$; отрезок $a_2 = W_{B/A}^n / \mu_W = 0,422 / 0,02 = 21,1 \text{ мм}$.

$\omega_2^t = \omega_2 \cdot l_1 = 7,85 \cdot 0,1836 = 1,43 \text{ м/с}^2$; отрезок $r_2 = W_{B/A}^t / \mu_W = 1,43 / 0,02 = 71,75 \text{ мм}$.

Ускорение точки C находим из пропорции: $\frac{W_C}{W_B} = \frac{l_{O_2C}}{l_{O_2B}}$; $W_C = W_B \cdot \frac{l_{O_2C}}{l_{O_2B}} = 3,52 \cdot \frac{246,4}{183,6} = 4,727 \text{ м/с}^2$

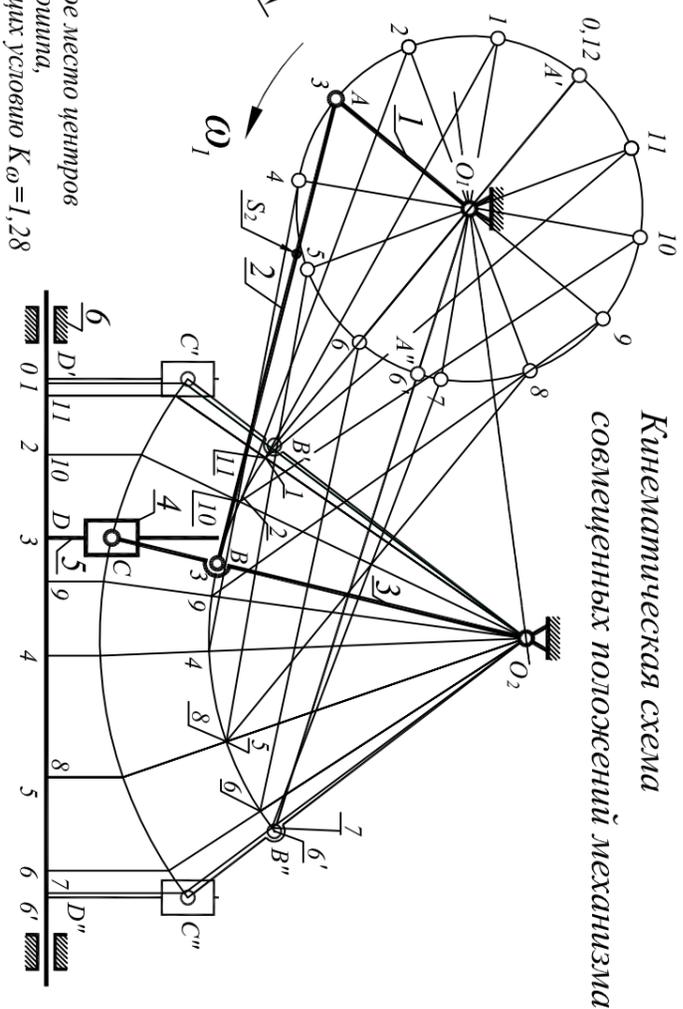
Учитывая, что $\vec{W}_C = \vec{W}_E$, находим ускорение точки D: $\vec{W}_D = \vec{W}_C + \vec{W}_{D/C}^n + \vec{W}_{D/C}^t$

Из плана W, находим: $W_D = r_D \cdot \mu_W = 189,6 \cdot 0,02 = 3,792 \text{ м/с}^2$

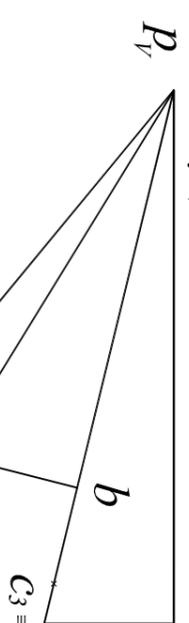
Ускорения других точек находим аналогично. Результаты определения V и W приведены в таблице.

Угловые ускорения звеньев 2 и 3 равны:

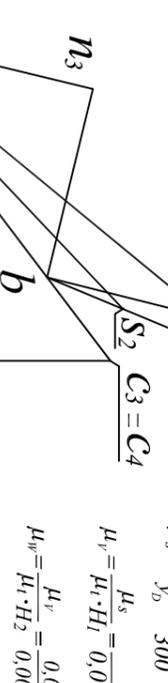
$\varepsilon_2 = W_{B/A}^t / l_{AB} = \frac{v_{B/A} \cdot \mu_W}{l_{AB}} = 140,2 \cdot 0,02 = 10,12 \text{ с}^{-2}$	$\varepsilon_3 = W_{C/O_2}^t / l_{O_2C} = \frac{v_{C/O_2} \cdot \mu_W}{l_{O_2C}} = 112,1 \cdot 0,02 = 12,21 \text{ с}^{-2}$
0,785	0,71
0,953	0,926
6,16	3,52
4,727	3,792
7,85	1,235
3,868	10,12
	12,21



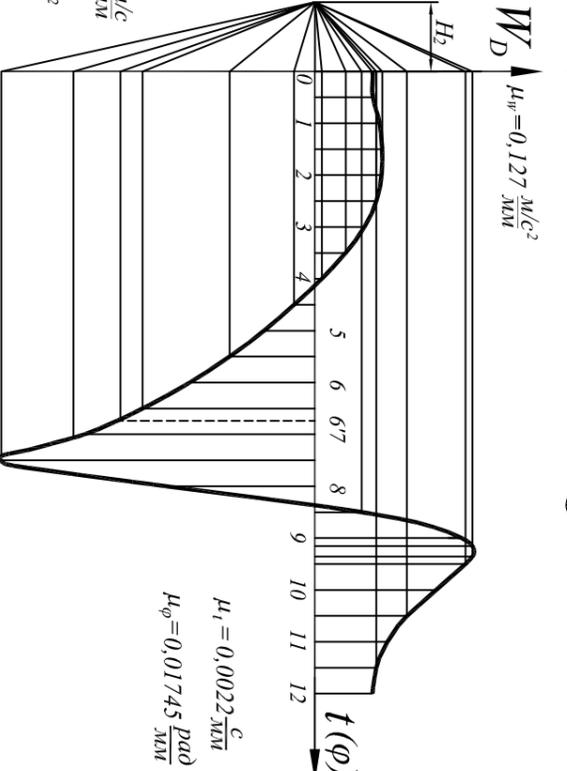
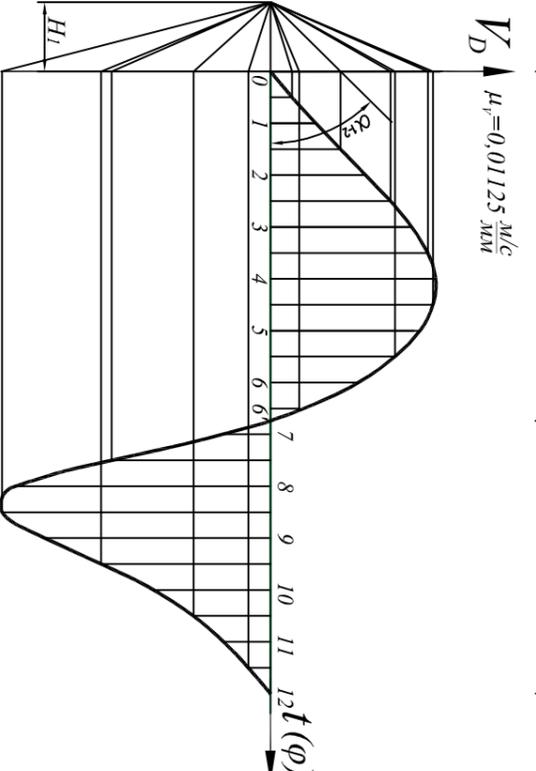
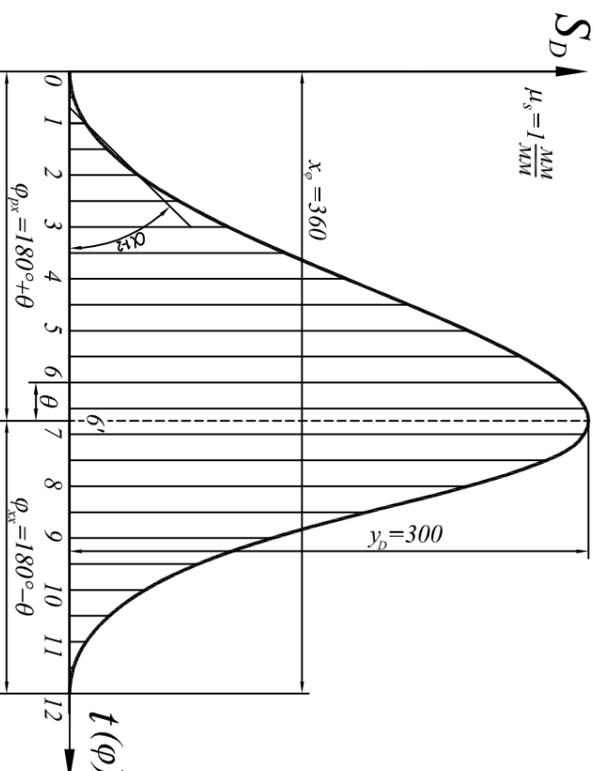
План скоростей $\mu_V = 0,003 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$



План ускорений $\mu_W = 0,02 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$



Кинематические диаграммы



Имя/Лит	№ докум.	Таблиц	Листы	Синтез и кинематический анализ	Дата	Исполнитель
Разработчик	Проверенный	Дата	М:12	Методика	Лист	М:12
Т. Копия	Д. Копия			Методика	Лист	М:12
И. Копия						