

*Гебель Елена Сергеевна,
Солонин Евгений Владимирович*

МОДЕЛИРОВАНИЕ КАК ИНСТРУМЕНТ ИЗУЧЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ «ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН»

Аннотация

В статье приведен опыт применения пакета Model Vision Studium для моделирования задач кинематики плоских рычажных механизмов в процессе преподавания дисциплины «Теория механизмов и машин». Рассмотрены примеры моделирования конкретных механизмов.

Ключевые слова: моделирование, теория механизмов и машин, плоские рычажные механизмы.

Перефразируя известное выражение, скажем: «Для того чтобы научиться моделировать, надо моделировать». Для лектора понимание и осмысление всех тонкостей и подходов к преподаванию дисциплины «Моделирование» приходит с опытом не одного десятилетия. Когда же студентам на «вхождение» в дисциплину отведен только один семестр, то они уже к третьей лекции тонут в новых понятиях «объектно-ориентированного численного моделирования сложных динамических систем», а вслед за этим выступают наружу огрехи в изучении базовых дисциплин: математики, физики, электротехники, теоретической механики. Более того, вдруг выясняется, что в недостаточном объеме или совсем не давались вычислительная математика и численные методы.

Поэтому при преподавании дисциплины необходимо, ориентируясь на студентов, для которых читается курс, подавать основные понятия моделирования через

призму интересов этой конкретной специальности, стараясь добиться эффекта, когда изучение одного предмета помогает пониманию другого. Так, например, для специальности «Мехатроника» можно начать с того, что близко по духу «мехатроникам» прежде всего как механикам, то есть использовать классические механизмы, изучаемые в рамках дисциплины «Теория механизмов и машин».

Для быстрого создания таких моделей и проведения экспериментов с ними, записи уравнений, описывающих механизм, получения временных и фазовых диаграмм, визуализации и анимации работы механизма можно использовать различные инструменты моделирования.

В статье приведен опыт применения пакета Model Vision Studium (MVS) для моделирования задач кинематики плоских рычажных механизмов. Выбор именно этого пакета определяется личным пристрастием авторов и тем, что мы начали использовать его для преподавания дисциплины «Моделирование» раньше, чем, например, пакет AnyLogic.

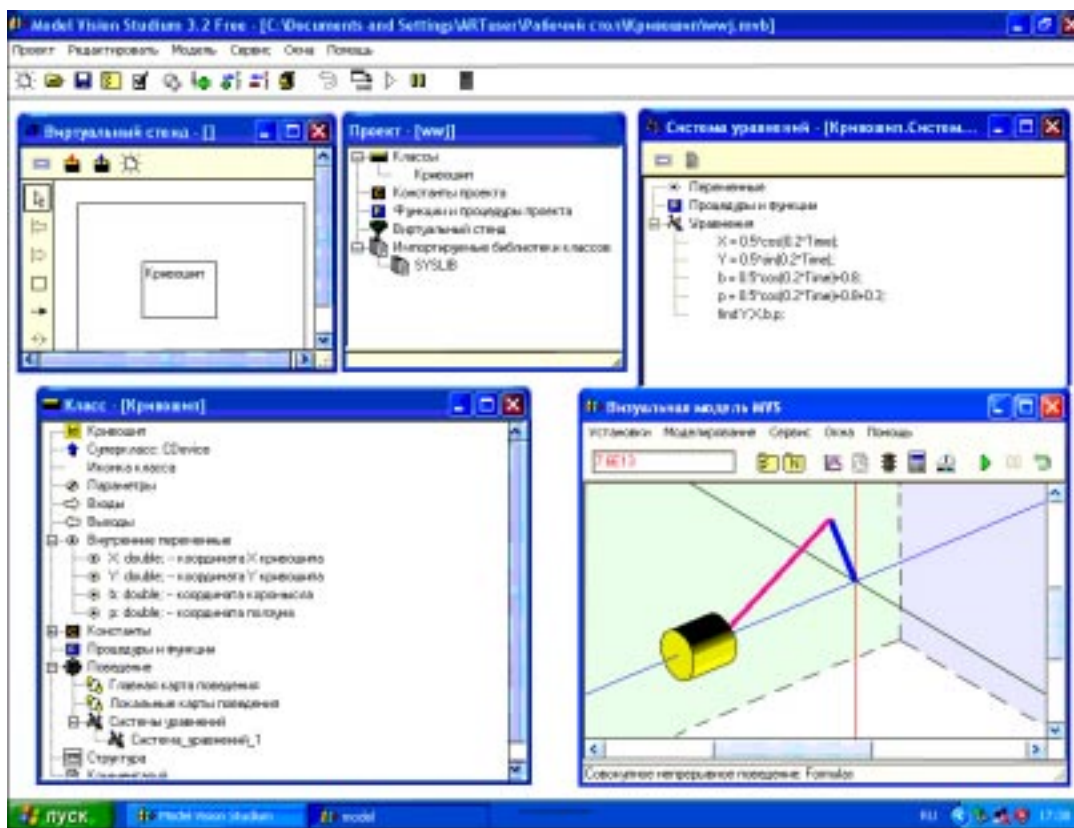


Рис. 1. Модель кривошипно-ползунного механизма

Рассмотрим несколько примеров, позволяющих, на наш взгляд, достаточно быстро освоить приемы моделирования таких механизмов.

Задача моделирования простейшего кривошипно-ползунного механизма полностью отражена в окнах проекта (рис. 1). Здесь X , Y – координаты кривошипа, переменные b и r характеризуют положение коромысла и ползуна.

В примере все параметры модели заданы непосредственно в уравнениях. Длина кривошипа – 0.5, длина коромысла –

0.8, длина ползуна – 0.3. Угловая скорость вращения кривошипа равна 0.2 рад/с.

При записи модели два первых уравнения записываются просто как проекции кривошипа на оси X и Y . Сложнее объяснить запись двух других уравнений. Впрочем, они становятся очевидны, когда механизм вытягивается в одну линию.

Этот простой пример позволяет быстро объяснить правила построения визуальной модели механизма.

Рассмотрим классическую задачу исследования четырехзвенного механизма (рис. 2).

В монографии [1] построена модель и описано исследование механизма в пакете AnyLogic.

Построим модель механизма в пакете MVS. Исходные параметры механизма: $r_1 = 180$, $r_2 = 90$, $r_3 = 210$, $r_4 = 120$.

Запишем уравнения, описывающие кинематику механизма.

Координаты точек B и C вычислим через длины звеньев AB и DC и углы.

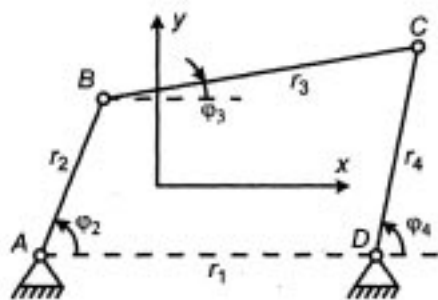


Рис. 2. Четырехзвенный механизм

$$\begin{cases} x_B = r_2 \cdot \cos(\varphi_2); \\ y_B = r_2 \cdot \sin(\varphi_2). \end{cases}$$

$$\begin{cases} x_C = r_1 + r_4 \cdot \cos(\varphi_4); \\ y_C = r_4 \cdot \sin(\varphi_4). \end{cases}$$

Для звена *BC* запишем два уравнения:

$$\begin{cases} x_C = x_B + r_3 \cdot \cos(\varphi_3); \\ y_C = y_B + r_3 \cdot \sin(\varphi_4). \end{cases}$$

Решение системы уравнений позволяет определить координаты точек (шарниров) *B*, *C* и углы φ_3 , φ_4 , в зависимости от угла поворота φ_2 входного звена *AB*. Изменение угла φ_2 зададим уравнением $\varphi_2 = \omega t$.

Если нас явным образом не интересует изменение угла φ_3 , то два последних уравнения можно заменить одним уравнением

$$r_3 = \sqrt{(x_C - x_B)^2 + (y_C - y_B)^2}.$$

Уравнения и начальные условия модели показаны на рис. 3.

При заданных параметрах звеньев механизм является кривошипно-коромысловым. Для того чтобы исследовать поведение

механизма в зависимости от длины коромысла *DC*, поместим параметр r_4 во внутренние переменные модели. Заметим, что из условия существования механизма при заданных параметрах r_1 , r_2 , r_3 длина звена *DC* (r_4) не может быть меньше $(r_2 + r_3) - r_1 = 120$ ($\varphi_4 = 0$) и больше $(r_2 + r_3) = 300$ ($\varphi_4 = \pi$) (рис. 4).

Изучение четырехзвенного механизма является важным вопросом для понимания теории плоских рычажных механизмов. Большинство плоских механизмов с одной степенью свободы имеют в своем составе подобные четырехзвенные схемы. Пакет MVS позволяет легко изменять параметры звеньев, тем самым наглядно иллюстрировать теорему Грасгофа и условия получения модификаций механизма: кривошипно-коромыслового, двухкривошипного, двухкоромыслового, шарнирно-параллелограмма, равнобедренного четырехзвенного механизма.

После освоения простых моделей можно перейти к более сложным. Рассмотрим задачу моделирования кинематики ры-

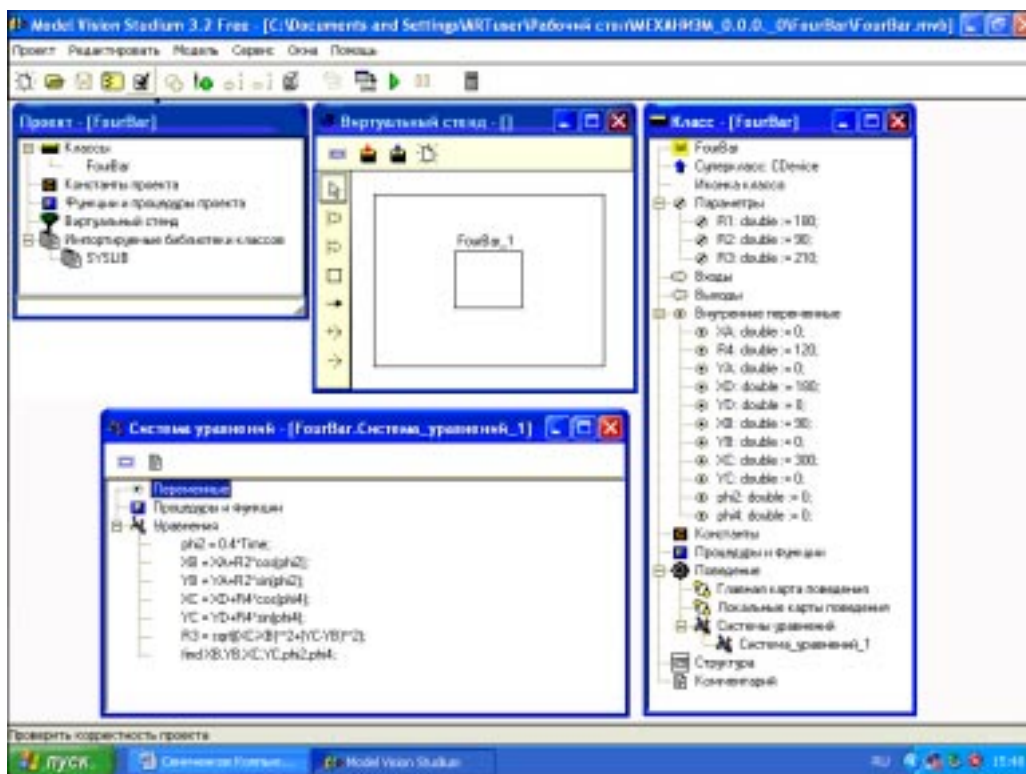


Рис. 3. Запись уравнений и задание переменных модели четырехзвенного механизма

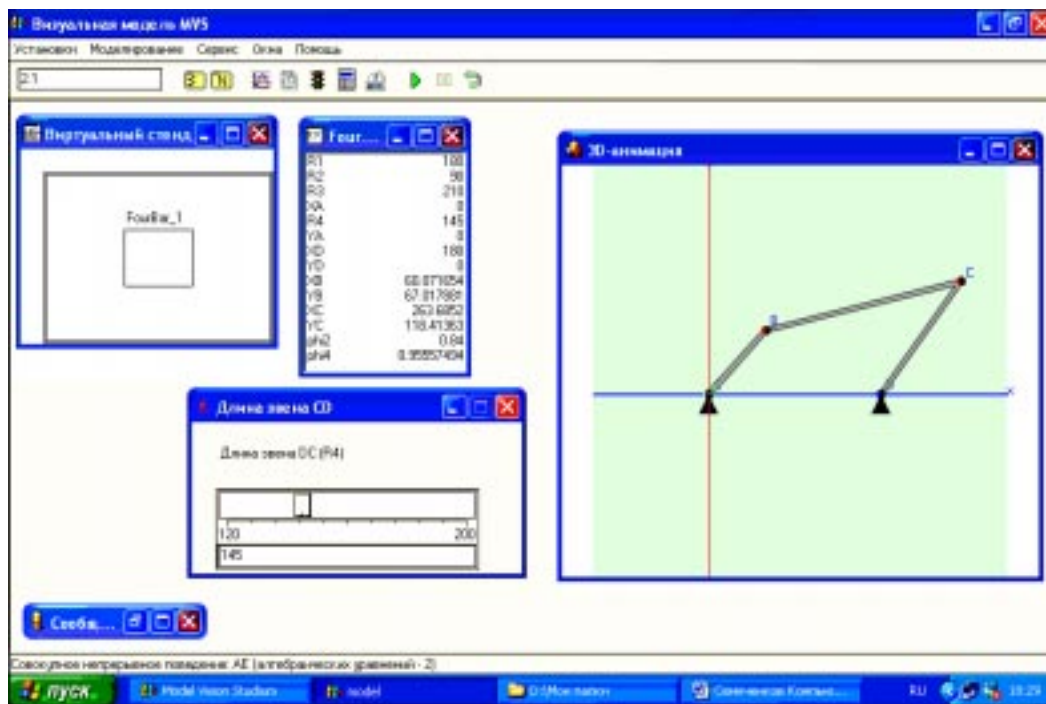


Рис. 4. Визуализация модели четырехзвенного механизма

чажного механизма с выстоем, схема которого представлена на рис. 5.

Зависимости, описывающие механизм, составляются исходя из требования разрешимости системы уравнений относительно неизвестных обобщенных координат (в данном случае углов поворота звеньев механизма) и положений шарниров звеньев.

Реализуем в пакете моделирования алгоритм решения задачи кинематического анализа многозвонного рычажного механизма с выстоем.

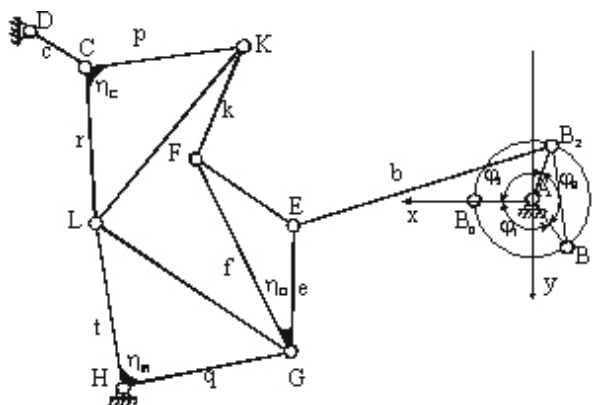


Рис. 5. Кинематическая схема рычажного механизма IV класса с выстоем

В качестве исходных данных приняты координаты неподвижных точек A , D и H , кинематические параметры звеньев, найденные на этапе кинематического синтеза механизма: b , e , f , k , q , p , t , r и c – соответственно относительные длины звеньев и сторон звеньев BE , EG , GF , FK , GH , KC , HL , CL и CD ; η_G , η_C и η_H – углы треугольных звеньев EGF , LCK и GHL (треугольное звено однозначно задается двумя сторонами и углом между ними). Длину входного кривошипа AB принимаем равной единице.

Вычисленные на этапе кинематического синтеза координаты неподвижных шарниров определяют положение рычажного механизма на плоскости и являются «отправными» точками для составления системы уравнений.

Мысленно разъединяем звенья механизма и полагаем, что входное, выходное звено и все треугольные звенья поворачиваются в одну сторону, например против часовой стрелки, и это направление принимаем за положительное.

Обозначим углы поворота звеньев: φ – входного звена AB , β – треуголь-

ного звена GHL , γ – треугольного звена GFE , ε – треугольного звена CLK , δ – выходного звена CD .

Через координаты неподвижных шарниров A и D записываем координаты точки B входного звена и координаты точки C выходного:

$$\begin{aligned} x_B &= x_A + \cos(\varphi); & x_C &= x_D + c \cdot \cos(\delta); \\ y_B &= x_A + \sin(\varphi). & y_C &= y_D + c \cdot \sin(\delta). \end{aligned}$$

Уравнения для треугольных звеньев записываем через координаты вершины, при которой задан угол. Сначала записываем уравнения для правой (если смотреть из этой вершины) стороны треугольника. Тогда при вращении заданный угол треугольника «добавляется» по направлению вращения стороны, и при записи уравнений для второй стороны берем его с плюсом. Это правило отражается в обозначении треугольных звеньев.

Через координаты точки H выражаем координаты точек G и L треугольного звена GHL :

$$\begin{cases} x_G = x_H + q \cdot \cos(\beta); \\ y_G = y_H + q \cdot \sin(\beta); \end{cases}$$

$$\begin{cases} x_L = x_H + t \cdot \cos(\beta + \eta_H); \\ y_L = y_H + t \cdot \sin(\beta + \eta_H). \end{cases}$$

Для звена LCK :

$$\begin{cases} x_L = x_C + r \cdot \cos(\varepsilon); \\ y_L = y_C + r \cdot \sin(\varepsilon); \end{cases}$$

$$\begin{cases} x_K = x_C + p \cdot \cos(\varepsilon + \eta_C); \\ y_K = y_C + p \cdot \sin(\varepsilon + \eta_C). \end{cases}$$

Для звена EGF :

$$\begin{cases} x_E = x_G + e \cdot \cos(\gamma); \\ y_E = y_G + e \cdot \sin(\gamma); \end{cases}$$

$$\begin{cases} x_F = x_G + f \cdot \cos(\gamma + \eta_G); \\ y_F = y_G + f \cdot \sin(\gamma + \eta_G). \end{cases}$$

Следует обратить внимание на то, что точка L описывается «с двух сторон» и для нее уравнения записываются дважды.

На заключительном этапе составляются уравнения для звеньев KF и BE , длина которых равна k и b , соответственно:

$$k = \sqrt{(x_F - x_K)^2 + (y_F - y_K)^2};$$

$$b = \sqrt{(x_B - x_E)^2 + (y_B - y_E)^2}.$$

Эти уравнения называются уравнениями «невязки», хотя на самом деле они как раз «связывают» механизм в одно целое и их выполнение обеспечивает его существование в виде замкнутой кинематической цепи на всем диапазоне возможных положений звеньев.

Заметим, что уравнения для выходного звена CD можно заменить уравнением

$$c = \sqrt{(x_C - x_D)^2 + (y_C - y_D)^2},$$

тогда угол поворота выходного звена следует искать через одну из тригонометрических функций.

Скорость изменения угла поворота входного звена механизма по-прежнему задается уравнением $\varphi = \omega t$. Значение скорости зададим в процессе моделирования.

Для решения системы требуется задать начальные условия – приближенные значения углов поворота треугольных звеньев в начальном положении механизма, когда входное звено и звено BE вытянуты в одну линию.

В качестве примера с конкретными значениями параметров модели рассмотрен синтезированный в работе [2] механизм, имеющий следующие кинематические параметры: $b = 3,75$; $e = 1$; $f = 1,5$; $k = 2,25$; $q = 1$; $p = 1$; $\eta_G = 10^\circ$; $t = 1,08$; $r = 2,48$; $c = 1,2343$; $\eta_H = 97,59^\circ$; $\eta_C = 90,56^\circ$; $\eta_G = 20^\circ$.

Координаты внешних неподвижных шарниров: $A(0; 0)$; $H(8,2260; 2,3787)$; $D(6,2032; -3,5702)$.

Для представления результатов решения задачи кинематического анализа используется трехмерная анимация работы механизма (рис. 6). Получена диаграмма перемещения выходного звена CD за один оборот входного (рис. 7). Визуализация и диаграмма перемещения звена CD позволяют легко иллюстрировать понятие «выстоя» или «останова» выходного звена.

Используя описанный выше поход к составлению уравнений, выполним моделирование реального рычажного меха-

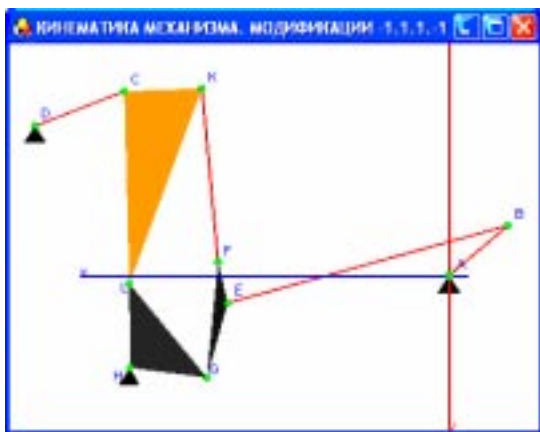


Рис. 6. Визуальная модель рычажного механизма с выстоем



Рис. 7. Угол поворота выходного звена CD в зависимости от угла поворота входного

низма игл машины ОВ-7, применяемого в текстильной промышленности. Кинематическая схема механизма представлена на рис. 8.

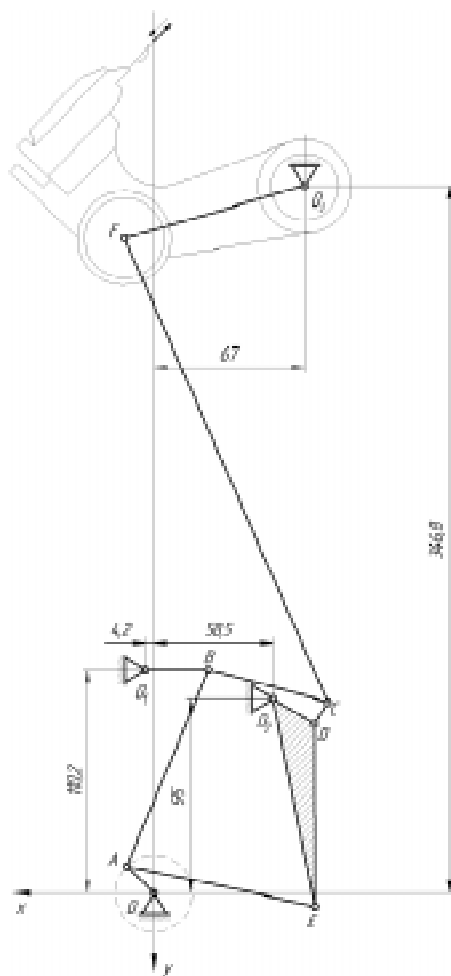


Рис. 8. Механизм игл

Конструктивные размеры и положение неподвижных шарниров O , O_1 , O_2 и O_3 механизма (рис. 7) взяты из работы [3].

Обозначим: α – угол поворота входного звена OA , β – угол поворота треугольного звена EO_2D , γ – угол поворота звена O_1B , δ – угол поворота звена O_3F , η – угол при вершине O_2 треугольного звена EO_2D .

Система координат проходит через центр O вращения кривошипа OA , ось абсцисс совпадает с положением кривошипа OA в момент мгновенной остановки выходного звена механизма.

Через координаты неподвижных точек записываем уравнения для шарниров F , B , A . Соответственно:

$$\begin{cases} x_F = x_{O_3} - O_3F \cdot \cos(\delta); \\ y_F = y_{O_3} - O_3F \cdot \sin(\delta); \\ x_B = x_{O_1} - O_1B \cdot \cos(\gamma); \\ y_B = y_{O_1} - O_1B \cdot \sin(\gamma); \\ x_A = x_O + OA \cdot \cos(\alpha); \\ y_A = x_O + OA \cdot \sin(\alpha). \end{cases}$$

Для треугольного звена EO_2D через координаты неподвижного шарнира O_2 вычислим координаты точек E и D :

$$\begin{cases} x_E = x_{O_2} + O_2E \cdot \cos(\beta); \\ y_E = y_{O_2} - O_2E \cdot \sin(\beta); \\ x_D = x_{O_2} + O_2D \cdot \cos(\beta + \eta); \\ y_D = y_{O_2} - O_2D \cdot \sin(\beta + \eta). \end{cases}$$



Рис. 9. Модель механизма игл

Функциями «невязки» в этом случае будут длины звеньев AB , AE , BC , DC и FC :

$$AB = \sqrt{(x_A - x_B)^2 + (y_A - y_B)^2};$$

$$AE = \sqrt{(x_A - x_E)^2 + (y_A - y_E)^2};$$

$$BC = \sqrt{(x_B - x_C)^2 + (y_B - y_C)^2};$$

$$DC = \sqrt{(x_D - x_C)^2 + (y_D - y_C)^2};$$

$$FC = \sqrt{(x_F - x_C)^2 + (y_F - y_C)^2}.$$

Визуальная модель механизма представлена на рис. 9. Как и в предыдущем варианте, численное решение полученной системы уравнений позволяет построить диаграмму перемещения выходного звена.

Аналогичным образом получена модель восьмизвенного исполнительного механизма пресса (рис. 10) [4]. На рис. 11 показана визуальная модель пресса, закон изменения перемещения ползуна пресса и перемещение ползуна на этапе выстоя.

Литература

1. Карпов Ю. Имитационное моделирование систем. Введение в моделирование с AnyLogic 5. СПб.: БХВ-Петербург, 2005.

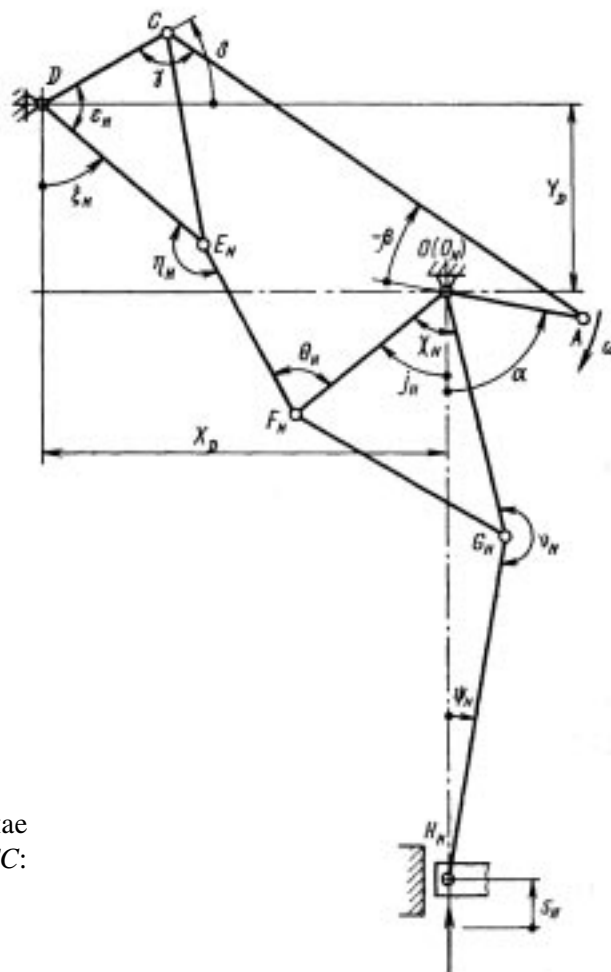


Рис. 10. Восьмизвенный механизм пресса

Рассмотренные примеры используются на практических и лабораторных занятиях. По окончании курса студентам предлагается самостоятельно промоделировать другие реальные механизмы.

Таким образом, применение пакета моделирования в рамках задачи кинематического анализа механизмов дает эффект быстрого начального вхождения в предмет «Моделирование», значительно активизирует процесс изучения кинематики работы многосвязных рычажных механизмов высоких классов и подвигает студентов к использованию возможностей пакета для решения других прикладных задач.

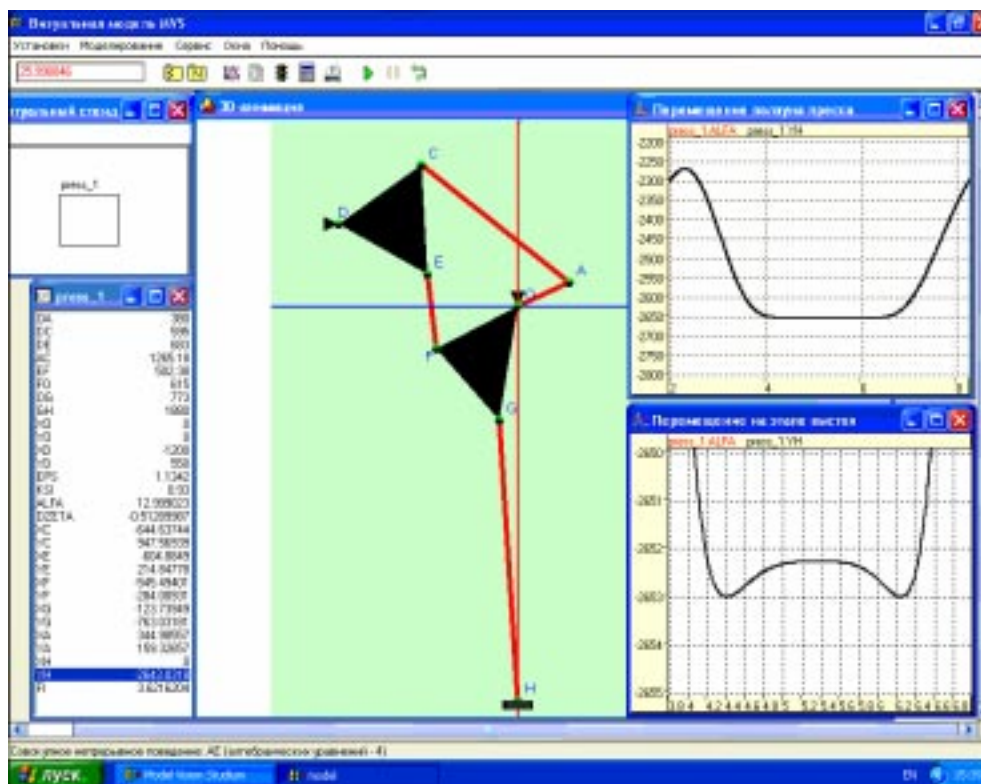


Рис 11. Визуальная модель и диаграммы работы прессы

2. Хомченко В.Г., Гебель Е.С., Солонин Е.В. Модификации и кинематический синтез рычажного механизма IV класса с выстоем выходного звена в крайнем положении по заданной циклограмме. Проблемы механики современных машин // Материалы 3-й международной конференции. Т. 1. Улан-Удэ: Изд. ВСГУТУ, 2006. С. 7–10.
3. Гурвич П.И. Быстроходные основовязальные машины ОВ-7 и ОВ-8. М.: Легкая индустрия, 1970.
4. Власов В.И., Борзыкин А.Я., Букин-Батырев И.К. и др. Кривошипные кузнечно-прессовые машины. Под ред. В.И. Власова. М.: Машиностроение, 1982.

Abstract

In the article the application of Model Vision Studium software for simulation of kinematics of plane linkages within the subject Theory of Mechanics and Machines is taken into consideration. Some examples of plane linkage models are analysed.

*Гебель Елена Сергеевна,
старший преподаватель кафедры
«Автоматизация и робототехника»
Омского государственного
технического университета,
Gebel_es@mail.ru*

*Солонин Евгений Владимирович,
кандидат педагогических наук,
доцент кафедры «Автоматизация и
робототехника» Омского
государственного технического
университета,
Solonin_ev@mail.ru*



Наши авторы, 2008.
Our authors, 2008.