



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
«Дальневосточный федеральный университет»
(ДФУ)

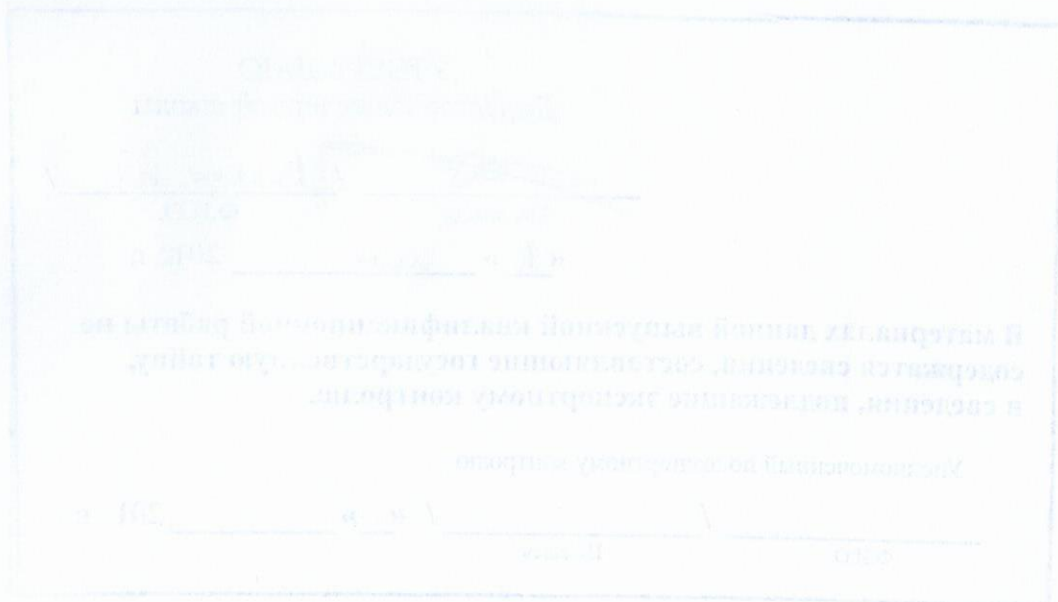
ИНЖЕНЕРНАЯ ШКОЛА

Кафедра механики и математического моделирования

Горяшко Владислав Константинович

**МОДЕЛИРОВАНИЕ СХЕМ И ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ
МЕХАНИЗМОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ**

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
по направлению подготовки 15.03.03 Прикладная механика,
профиль «Математическое и компьютерное моделирование механических
систем и процессов»



Владивосток
2018

Сведений, содержащих
гос. тайну, нет.

Эксперт



А.А. Бочарова

Автор работы  (подпись)

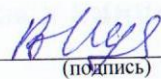
« _____ » _____ 2018 г.

Консультант(ы)*

_____ (подпись) _____ (И.О. Фамилия)

« _____ » _____ 2018 г.

Руководитель ВКР профессор, э.т.ч
(должность, учёное звание)

 (подпись) В.В. Курьямина
(И.О. Фамилия)

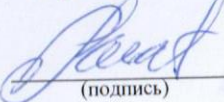
« 14 » июня 2018 г.

Назначен рецензент _____
(учёное звание)

_____ (Фамилия Имя Отчество)

Защищена в ГЭК с оценкой отлично

Секретарь ГЭК

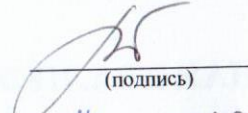

(подпись)

А.А. Ратников

« 04 » июня 2018 г.

«Допустить к защите»


Заведующий кафедрой, доцент


(подпись)

А.А. Бочарова

« 14 » июня 2018 г.

УТВЕРЖДАЮ
Директор Инженерной школы

 / Беккер А.Т. /
Подпись Ф.И.О.

« 18 » июня 2018 г.

**В материалах данной выпускной квалификационной работы не
содержатся сведения, составляющие государственную тайну,
и сведения, подлежащие экспортному контролю.**

Уполномоченный по экспортному контролю

_____ / _____ / « _____ » _____ 201 г.
Ф.И.О. Подпись

Оглавление

Условные обозначения и сокращения.....	3
Введение.....	5
1. Обзор конструкций и схем механизмов сенных прессов.....	8
2. Исследование кинематики механизмов.....	10
2.1 Структурный анализ основного механизма сенного пресса.....	10
2.2 Исследование кинематики входного звена.....	12
2.3 Исследование кинематики структурного модуля II_2	14
2.4 Исследования кинематики структурного модуля II_1	16
3. Моделирование схемы и исследование кинематики механизма сенного пресса в системе VSE.....	18
4. Исследование динамики механизма.....	21
4.1 Определение внешних сил.	21
.....	22
4.2 Определение параметров динамической модели.....	22
4.3. Решение уравнения движения;	24
4.4 Регулирование скорости главного вала механизма.....	27
4.5 Определение неуравновешенных сил и моментов инерции.....	31
5. Силовой расчет механизма.....	32
5.1 Определение сил инерции.....	33
5.2 Силовой расчёт структурного модуля 2 класса 1 вида.	35
5.3 Силовой расчёт группы структурного модуля 2 класса 2 вида.....	38
5.4 Силовой расчёт входного звена.....	39
5.5 Силовой расчет механизма в системе DINAMIC.....	40
.....	40

E	F	a	S4	S5	[Ea]	[aF]
			Point S_5 Mass <input type="text" value="300.000000000"/> Moment of inertia <input type="text" value="0.000000000000"/>			

.....41

Заключение42

Литература.....44

Условные обозначения и сокращения

W - степень подвижности механизма

n - число подвижных звеньев

p - число кинематических пар

$\omega_{k\varphi}$ – аналог углового ускорения звена k

$\bar{V}_{K\varphi}$ – аналог скорости точки k

ε_k - угловое ускорение звена k

$\bar{a}_{k\varphi}$ - скорость точки k

\bar{G}_i - сила тяжести i -го звена

m_i - масса i -го звена

g - ускорение свободного падения

F_M - сила, приложенная в точке M

\bar{l}_i – вектор i -го звена

\bar{r}_M – радиус-вектор точки M

j – номер положения;

i – номер звена;

$\omega_{i\varphi}$ – аналоги угловой скорости i -го звена;

T_k – моменты, действующие на звенья механизма

J_{S_i} – моменты инерции масс i -го звена

$I_{\text{пр}}$ – приведенный момент инерции

$T_{\text{пр}}$ – приведенный момент силы

$T_{\text{ур}}$ – уравновешивающий момент

a_{Sx_j}, a_{Sy_j} – проекции на оси x и y линейного ускорения центра масс механизма в j -м положении;

F_{ux_j}, F_{uy_j} – проекции на оси x и y силы инерции i -ого звена в j -м положении кривошипа;

T_{uj} – момент инерции i -ого звена в j -м положении кривошипа.

\bar{c}_i – вектор, определяющий положение центра масс i – ого звена;

μ_i – угол ориентации вектора центра масс относительно вектора длины i – ого звена;

\bar{l}_{ik} – вектор, определяющий положение дополнительной точки на i – ом звене;

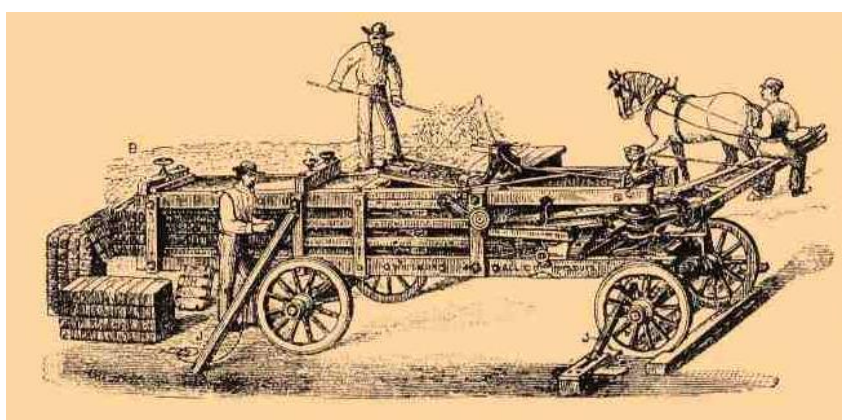
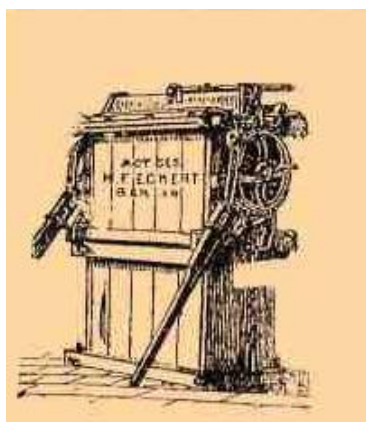
μ_{ik} – угол ориентации вектора дополнительной точки относительно вектора длины i – ого звена;

VSE – система предназначена для структурирования и исследования кинематики механизмов на стадии структурно-параметрического анализа и синтеза механизмов

DINAMIC – система предназначенная для исследования динамики механизмов.

Введение

С древних времен, как только человек начал заниматься земледелием, для облегчения земледельческого труда создавались орудия - сначала примитивные, ручные (рис.1) и с использованием тяговой силы животных (рис.2), затем все более сложные и эффективные и, наконец, сельскохозяйственные машины. На смену изнурительному ручному труду, требующему множества работников для обработки сравнительно небольшого клочка земли, пришла техника, подменившая человека в самых трудоемких процессах производства сельскохозяйственной



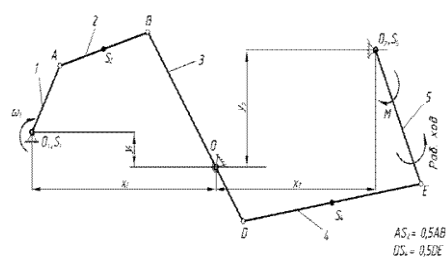
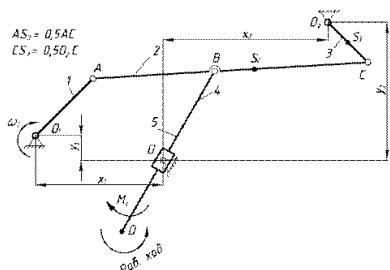
продукции.

Рисунок 1. Сенной пресс ручной

Рисунок 2. Пресс системы Гофгера и Шранца.

В современной России и странах ближнего зарубежья выпуском сельскохозяйственной техники, а также различных комплектующих изделий, занимаются: ОАО ПО «Красноярский завод комбайнов», «Гомсельмаш», «Ростсельмаш», майкопский редукторный завод «Зарем», Таганрогский комбайновый завод ОАО «ТКЗ», «АГРОМАШ - Енисей», ООО «Бобруйскагромаш» и многие другие предприятия различных форм собственности. На предприятиях ведется разработка и производство: комбайнов для уборки зерна, риса и кормов, кормозаготовительная техника, машинно-тракторные агрегаты, пресса-подборщики, стогометатели, косилки и другое сопутствующее оборудование.

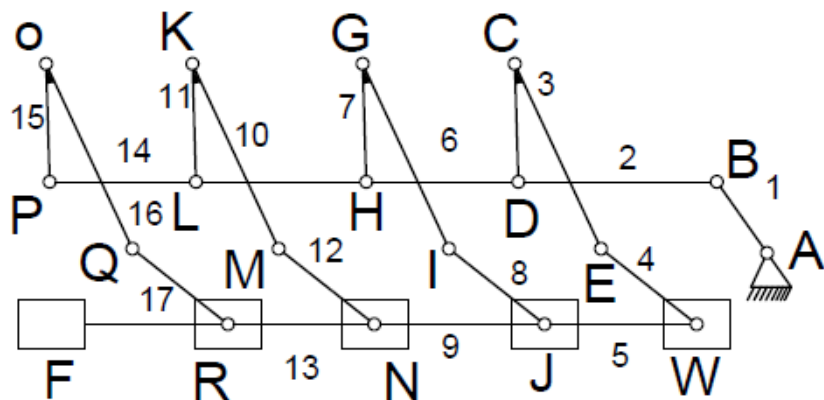
Пресс-подборщики применяются в сельском хозяйстве для подбора валков соломы, сена и их прессования с последующей обмоткой шпагатом либо проволокой и выталкиванием готового тюка или рулона на стол сбрасывания. При использовании пресс-подборщика повышается качество сена, сокращаются



затраты труда, потери сена и продолжительность сушки.

Рисунок 3. Механизм комбайна
 $I_1(0,1) \rightarrow II_1(2,3) \rightarrow II_3(4,5)$

Рисунок 4. Механизм комбайна
 $I_1(0,1) \rightarrow II_1(2,3) \rightarrow II_1(4,5)$



$$\begin{aligned}
 &I_1(0,1) \rightarrow II_1(2,3) \rightarrow II_2(4,5) \\
 &\quad \downarrow \\
 &II_1(6,7) \rightarrow II_2(8,9) \\
 &\quad \downarrow \\
 &II_1(10,11) \rightarrow II_2(12,13) \\
 &\quad \downarrow \\
 &II_1(14,15) \rightarrow II_2(16,17)
 \end{aligned}$$

Рисунок 5. Пресс Кожевникова С. Н.

Одно из основных направлений развития сельскохозяйственной техники – автоматизация проектирования, изготовления механизмов и их эксплуатации. В составе машин сельскохозяйственного назначения имеется большое количество механизмов различной структуры, содержащие структурные модули первого класса и второго класса первого, второго и третьего вида. В работе рассматривается методика моделирования схем и исследования динамики механизмов сельскохозяйственного назначения на примере сеного прессы. Тема работы является актуальной.

1. Обзор конструкций и схем механизмов сенных прессов

Введение прессования сена имело большое значение для правильной торговли этим сельскохозяйственным продуктом, оказавшимся выгодным как для потребителя так и для производителя.

На рис. 6 - 10 представлены современные подборщики сена с функцией прессования.

На рынке сельскохозяйственного оборудования представлено большое количество различных конструкций сенных прессов.



Рисунок 6. Пресс Welger AP61
165



Рисунок 7. Тюковый пресс-подборщик ПТ-



Рисунок 8. Пресс-подборщик Киргизстан-2



Рисунок 9. Рулонный пресс-подборщика ПРФ-110



Рисунок 10. Рулонный пресс-подборщика ПРФ-145

Структура основного механизма сенных прессов может быть разнообразной. Схемы некоторых из них представлены на рис. 5, 11-13.

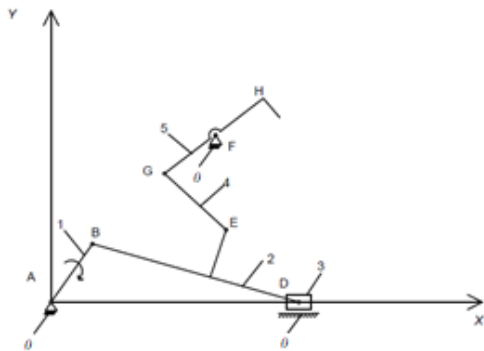


Рисунок 11. Пресс-подборщик

$$I_1(0,1) \rightarrow II_2(2,3) \rightarrow II_1(4,5)$$

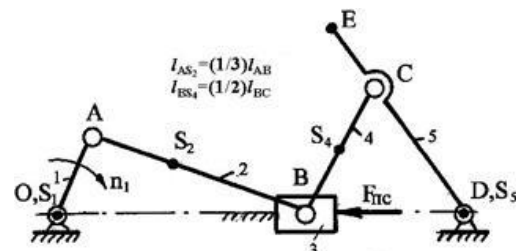
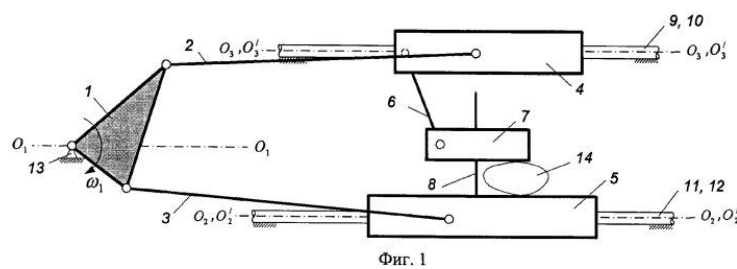


Рисунок 12. Пресс-подборщик

$$I_1(0,1) \rightarrow II_2(2,3) \rightarrow II_1(4,5)$$



Фиг. 1

Рисунок 13. Кривошипно-ползунный механизм пресса

$$\begin{aligned}
 & \nearrow II_2(2,4) \\
 & II(0,1) \\
 & \searrow \supset II_2(3,5)
 \end{aligned}$$

Для исследования выбран сеной пресс, схема которого представлена на рис. 11. Аналогом может быть пресс-подборщик изображенный на рис. 12.

2. Исследование кинематики механизмов

Существуют три метода исследования кинематики механизмов: графический, аналитический и экспериментальный. Графические методы позволяют решать практически все основные задачи исследования кинематики механизмов. Для большинства практических задач точность этих методов достаточна. При исследовании динамики механизмов используются результаты исследования кинематики, выполненные аналитическими методами с помощью современных программных средств.

В работе выполняется моделирование схемы механизма и исследование кинематики в автоматизированной системе проектирования Visual Structure Editor (VSE) на основе обобщённых структурных модулей [1], методом замкнутых векторных контуров [2]. В обобщённом структурном модуле каждое звено может содержать до 6 дополнительных точек. В исследуемом механизме три обобщённых структурных модуля: условный механизм первого класса I_1 и условный структурный модуль второго вида второго класса II_2 условный структурный модуль второго вида первого класса II_1 . Порядок исследования кинематики зависит от структуры механизма.

На начальном этапе проектирования не учитываются силы, действующие в механизме, поэтому удобнее рассматривать не кинематические параметры, а их геометрические аналоги. Это позволяет исключить влияние силового фактора и кинематику рассмотреть с точки зрения структуры и геометрии механизма.

Понятие аналогов скоростей и аналогов ускорений показывают изменения соответствующих величин в зависимости от изменения положений входных звеньев механизма (от обобщенных координат). В большинстве механизмов одна обобщенная координата – угол поворота кривошипа- φ_1 .

2.1 Структурный анализ основного механизма сеного прессы

Механизм – это совокупность тел, обладающая определенностью движения и предназначенная для преобразования движения одного или нескольких твердых

тел в требуемые движения других твердых тел. При исследовании механизмов на начальном этапе механизмы считаются плоскими, так как не учитывается упругость элементов и зазоры в кинематических соединениях. Схема исследуемого механизма представлена на рис. 14.

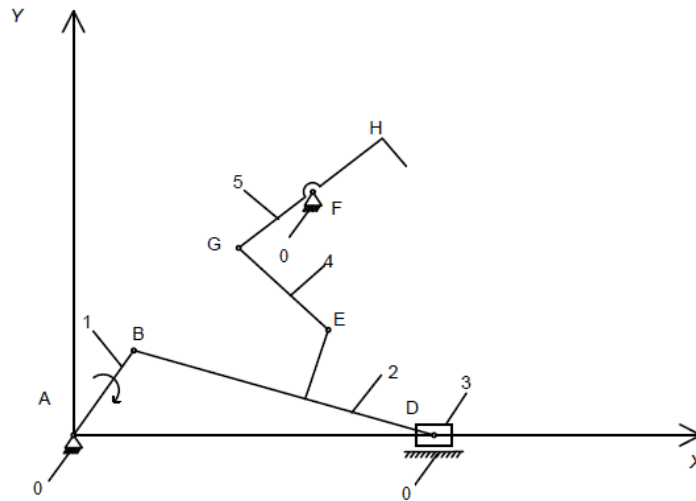


Рисунок 14. Структурная схема сеного пресса:
1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – ползун; 4 – шатун; 5 – коромысло; 0 – стойка

Механизм содержит звенья и кинематические пары, допускающие относительное движение звеньев (вращательное и поступательное) обозначенные латинскими буквами.

Степень подвижности механизма определяет число входных звеньев и определяется для плоских механизмов по формуле Чебышева П. Л. [8].

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 \quad (1)$$

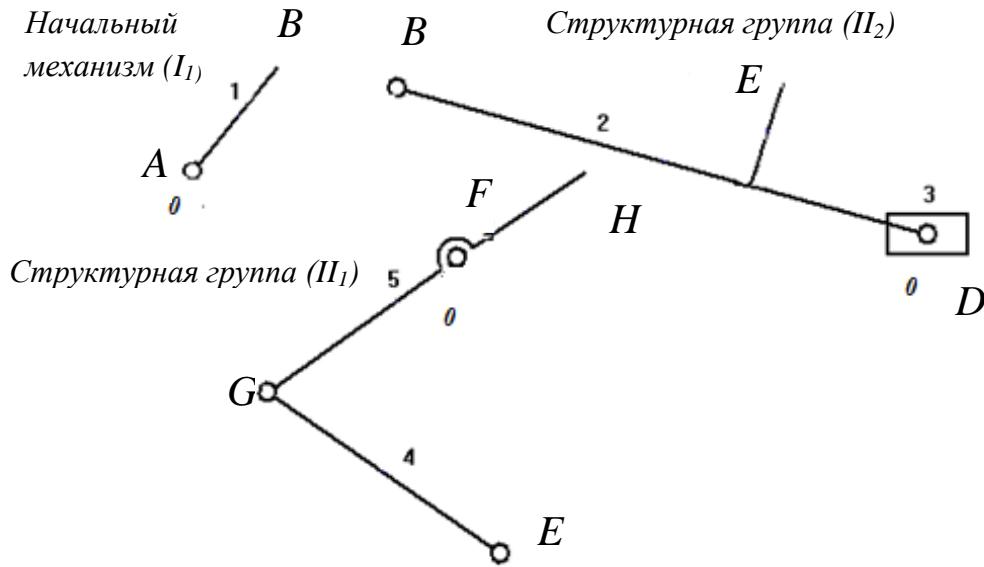
где W - степень подвижности механизма,

n - число подвижных звеньев,

p - число кинематических пар.

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1$$

Механизм состоит из группы Ассур 2 класса, 2 вида, 2 порядка (II_2) и механизма 1 классам(I_1), состоящего из входящего звена 1 и стойки 0.



азложение схемы механизма на группы Ассуря представлено на рис. 15.

Рисунок 15. Структурные группы механизма

$$I_1(0,1) \rightarrow II_2(2,3) \rightarrow II_1(4,5)$$

Класс механизма определяется по наивысшему классу группы Ассуря, входящей в механизм следовательно это механизм второго класса.

Исследование кинематики механизмов выполняется в соответствие со структурой механизма в порядке присоединения структурных групп.

2.2 Исследование кинематики входного звена

Расчет входного звена выполняется методом замкнутых векторных контуров[1]. В общем виде уравнение замкнутости векторного контура записывается уравнением:

$$\sum \bar{l}_i + \sum \bar{r}_M = 0, \quad (2)$$

где \bar{l}_i – вектор звеньев;

\bar{r}_M – радиус-вектор основных точек.

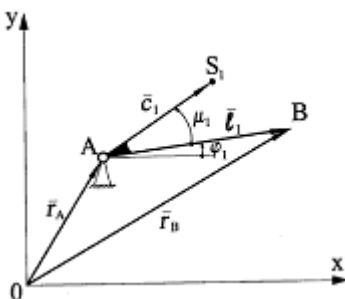


Рисунок 16. Обобщенный структурный модуль l1.

В большинстве механизмов входными звеньями, определяющими движение остальных, являются звенья, совершающие вращательное движение относительно неподвижной точки. (рис. 16).

Параметрами структурных модулей в общем виде являются:

\bar{l}_i – вектор длины i – ого звена;

\bar{c}_i – вектор, определяющий положение центра масс i – ого звена;

μ_i – угол ориентации вектора центра масс относительно вектора длины i – ого звена;

\bar{l}_{ik} – вектор, определяющий положение дополнительной точки на i – ом звене;

μ_{ik} – угол ориентации вектора дополнительной точки относительно вектора длины i – ого звена.

Уравнение замкнутости векторного контура $OABO$ для определения параметров точки B обобщенного структурного модуля I_1 (0, 1) (рис. 16) в соответствии с формулой (2):

$$\bar{r}_A + \bar{l}_1 - \bar{r}_B = 0 \quad (3)$$

или (в проекциях на оси Ox и Oy):

$$\sum l_i + \sum r_i = 0 \quad R_A = l_1; \begin{cases} X_A = 0 \\ Y_A = 0 \end{cases}; \quad (4)$$

$$\begin{cases} X_B = X_A + l_1 \cdot \cos \varphi \\ Y_B = Y_A + l_1 \cdot \sin \varphi \end{cases}; \quad \begin{cases} X_B = 0 + 1.02 \cdot \cos 45^\circ \\ Y_B = 0 + 1.02 \cdot \sin 45^\circ \end{cases}; \quad \begin{cases} X_B = 0.2121 \\ Y_B = 0.2121 \end{cases}$$

Аналог скорости точки B получим если продифференцируем систему уравнений (4) по обобщенной координате φ_1 – угол поворота кривошипа AB . (3.1)

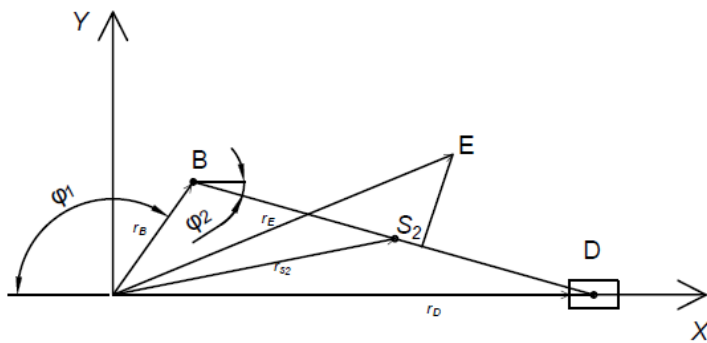
$$\begin{aligned} V_{\varphi Bx} &= -l_1 \cdot \sin \varphi_1 = -1,02 \cdot \sin 45^\circ = -0,2121 \text{ м}; \\ V_{\varphi By} &= l_1 \cdot \cos \varphi_1 = 1,02 \cdot \cos 45^\circ = 0,2121 \text{ м}; \end{aligned} \quad (5)$$

Аналог ускорения точки B получим если перейти к исследованию кинематики структурного модуля ли продифференцируем систему уравнений (5) по обобщенной координате ϕ_1 .

$$\begin{aligned} a_{\phi Bx} &= -l_1 \cdot \cos \phi_1 = -1,02 \cdot \cos 45^\circ = -0,2121 \text{ м}; \\ a_{\phi By} &= -l_1 \cdot \sin \phi_1 = -1,02 \cdot \sin 45^\circ = -0,2121 \text{ м}. \end{aligned} \quad (6)$$

После определения характеристик движения для точки B можно перейти к исследованию кинематики модуля II_2 .

2.3 Исследование кинематики структурного модуля II_2



Уравнение замкнутости векторного контура для точки E согласно уравнению (3):

$$\bar{r}_B + \bar{l}_2 - \bar{l}_3 - \bar{r}_D = 0 \quad (7)$$

В проекциях на оси Ox и Oy :

$$\begin{cases} x_D = x_B + l_2 \cdot \cos \phi_2 \\ y_D = y_B + l_2 \cdot \sin \phi_2. \end{cases} \quad (8)$$

Рисунок 17. Обобщённый структурный модуль II_2

$$x_D = 0.2121 + 1.02 \cdot \cos(-11.5) = 1.2197; \quad y_D = 0$$

Угол ϕ_2 определяется по уравнениям:

$$\cos \phi_2 = \frac{x_D - x_B + l_3 \cdot \cos \phi_3}{l_2} = \frac{1.2098 - 0.2121 + 0.5 \cdot \cos 138^\circ}{1.02} = 0.202.$$

По знакам синуса и косинуса определяем, что угол ϕ_2 лежит в четвертой четверти, т. е. $\phi_2 = 11.5^\circ$.

$$\begin{aligned} \omega_{\phi_3} &= \frac{(V_{\phi Dx} - V_{\phi Ax}) \cdot \cos \phi_2 - (V_{\phi Dy} - V_{\phi Ay}) \cdot \sin \phi_2}{l_3 \cdot \sin(\phi_3 - \phi_2)} = \frac{(0.2572 - 0) \cdot \cos 11.5^\circ}{0.5 \cdot \sin(138^\circ - 11.5^\circ)} = \\ &= -0.21; \end{aligned}$$

$$\omega_{\phi_2} = \frac{V_{\phi_{Dy}} - V_{\phi_{By}} + l_3 \omega_{\phi_3} \cos \phi_3}{l_2 \cdot \cos \phi_2} = \frac{0 - 0.2121 - 0.5 \cdot 0.21 \cdot \cos 138^\circ}{1.02 \cdot \cos 11.5^\circ} = -0,21.$$

Для определения аналогов линейных скоростей точки D необходимо продифференцировать по параметру ϕ_1 уравнения системы (8), а ускорений по параметру ϕ_1 системы уравнение (9).

Проекция на оси O_x и O_y аналогов скорости и ускорения точки D опишутся уравнениями (9) и (10):

$$\begin{cases} V_{\phi_{Dx}} = V_{\phi_{Bx}} - l_2 \cdot \omega_{\phi_2} \cdot \sin \phi_2 = -0.2121 - 1,02 \cdot (-0,21) \cdot \sin 11,5^\circ = -0,256 \text{ м;} \\ V_{\phi_{Dy}} = V_{\phi_{By}} + l_2 \cdot \omega_{\phi_2} \cdot \cos \phi_2 = 0.2121 + 1,02 \cdot (-0,21) \cdot \cos 11,5^\circ = 0 \text{ м;} \end{cases} \quad (9)$$

$$\begin{cases} a_{\phi_{Dx}} = a_{\phi_{Bx}} - l_2 \cdot \varepsilon_{\phi_2} \cdot \sin \phi_2 - l_2 \cdot \omega_{\phi_2}^2 \cdot \cos \phi_2 = \\ a_{\phi_{Dy}} = a_{\phi_{By}} + l_2 \cdot \varepsilon_{\phi_2} \cdot \cos \phi_2 - l_2 \cdot \omega_{\phi_2}^2 \cdot \sin \phi_2 = \end{cases} \quad (10)$$

$$\begin{cases} = -0,2121 - 1,02 \cdot (0,20) \cdot \sin 11,5^\circ - 1,02 \cdot (0,21)^2 \cdot \cos 11,5^\circ = -0,214 \text{ м;} \\ = -0,2121 + 1,02 \cdot (0,20) \cdot \cos 11,5^\circ - 1,02 \cdot (0,21)^2 \cdot \sin 11,5^\circ = 0 \text{ м;} \end{cases}$$

Определим кинематические характеристики точки S_2 , приняв угол $\mu_2 = 0$.

$$x_{S_2} = x_B + c_2 \cdot \cos \phi_2 = 0,2121 + 0,5 \cdot \cos 11,5^\circ = 0,701 \text{ м} \quad (11)$$

$$y_{S_2} = y_B + c_2 \cdot \sin \phi_2 = 0,2121 + 0,5 \cdot \sin 11,5^\circ = 0,108 \text{ м} \quad (12)$$

$$V_{\phi_{S_2x}} = V_{\phi_{Bx}} - c_2 \omega_{\phi_2} \cdot \sin \phi_2 = -0,2121 - 0,5 \cdot (-0,21) \cdot \sin 11,5^\circ = -0,2332 \text{ м}$$

$$V_{\phi_{S_2y}} = V_{\phi_{By}} + c_2 \cdot \omega_{\phi_2} \cdot \cos \phi_2 = 0,2121 + 0,5 \cdot (-0,21) \cdot \cos 11,5^\circ = 0,1078 \text{ м}$$

$$\begin{aligned} a_{\phi_{S_2x}} &= a_{\phi_{Bx}} - c_2 \cdot \varepsilon_{\phi_2} \cdot \sin \phi_2 - c_2 \cdot \omega_{\phi_2}^2 \cdot \cos \phi_2 = \\ &= -0,2121 - 0,5 \cdot (0,2) \cdot \sin 11,5^\circ - 0,5 \cdot (-0,21)^2 \cdot \cos 11,5^\circ = -0.2133 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} a_{\phi_{S_2y}} &= a_{\phi_{By}} + c_2 \cdot \varepsilon_{\phi_2} \cdot \cos \phi_2 - c_2 \cdot \omega_{\phi_2}^2 \cdot \sin \phi_2 = \\ &= 0.2121 - 0,5 \cdot (0,2) \cdot \cos 11,5^\circ - 0,5 \cdot (-0,21)^2 \cdot \sin 11,5^\circ = -0.108 \end{aligned}$$

Аналогично определяются кинематические характеристики точки E .

2.4 Исследования кинематики структурного модуля II_1

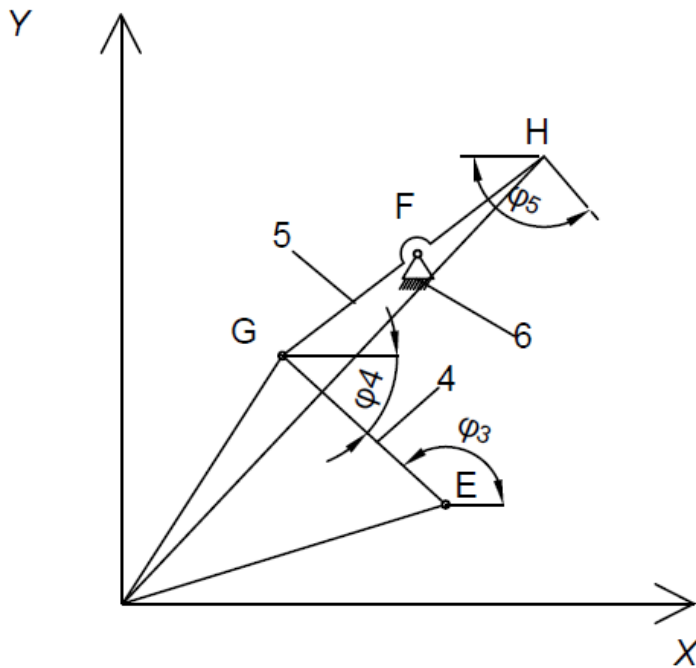


Рисунок 17. Обобщённый структурный модуль II_2

Расчетная схема модуля II_1 изображен на рисунке 18.

Уравнение замкнутости векторного контура $OEGO$ для точки G согласно уравнению (13).

$$\vec{r}_E + \vec{l}_4 - \vec{l}_5 - \vec{r}_F = 0$$

Для определения аналогов линейных скоростей точки D необходимо продифференцировать по параметру ϕ_2 уравнения системы (13), а ускорений по параметру ϕ_2 системы уравнение (14).

Проекции на оси O_x и O_y аналогов скорости и ускорения точки E опишутся уравнениями (14) и (15):

$$\begin{cases} x_G = x_E + l_4 \cdot \cos \varphi_4 \\ y_G = y_E + l_4 \cdot \sin \varphi_4 \end{cases} \quad (16)$$

$$\begin{cases} x_G = 0.640 + 0.5 \cdot \cos 138 \\ y_G = 0.351 + 0.5 \cdot \sin 138 \end{cases} \quad \begin{cases} x_G = 0.2676, \\ y_G = 0.6847. \end{cases}$$

$$\begin{cases} V_{\phi Gx} = V_{\phi Ex} - l_4 \cdot \omega_{\phi 4} \cdot \sin \phi_4 = -0.1826 - 0.5 \cdot (-1,1) \cdot \sin 138^\circ = 0,1835 \text{ м;} \\ V_{\phi Gy} = V_{\phi Ey} + l_4 \cdot \omega_{\phi 4} \cdot \cos \phi_4 = 0 + 0.121 + 0.5 \cdot (-1,1) \cdot \cos 138^\circ = 0.5295 \text{ м;} \end{cases}$$

$$\begin{cases} a_{\phi Gx} = a_{\phi Ex} - l_4 \cdot \varepsilon_{\phi 4} \cdot \sin \phi_4 - l_4 \cdot \omega_{\phi 4}^2 \cdot \cos \phi_4 = \\ a_{\phi Gy} = a_{\phi Ey} + l_4 \cdot \varepsilon_{\phi 4} \cdot \cos \phi_4 - l_4 \cdot \omega_{\phi 4}^2 \cdot \sin \phi_4 = \\ = -0,2597 - 0.5 \cdot (-3.3) \cdot \sin 138^\circ - 0.5 \cdot (-1,1)^2 \cdot \cos 138^\circ = 1.2757 \text{ м;} \\ = 0 + 0.5 \cdot (-3.3) \cdot \cos 138^\circ - 0.5 \cdot (-1,1)^2 \cdot \sin 138^\circ = 0.6802 \text{ м;} \end{cases}$$

Определим кинематические характеристики точки S_4 , приняв угол $\mu_4 = 0$.

$$x_{S_4} = x_G + c_4 \cdot \cos \phi_4 = 0,2676 + 0,21 \cdot \cos 138^\circ = 0,4837 \text{ м}$$

$$y_{S_2} = y_G + c_4 \cdot \sin \phi_4 = 0,6847 + 0,21 \cdot \sin 138^\circ = 0,4911 \text{ м}$$

$$V_{\phi S_4x} = V_{\phi Gx} - c_4 \omega_{\phi 4} \cdot \sin \phi_4 = 0,1834 - 0,21 \cdot (-1,1) \cdot \sin 138^\circ = -0,0286 \text{ м}$$

$$V_{\phi S_4y} = V_{\phi Gy} + c_4 \cdot \omega_{\phi 4} \cdot \cos \phi_4 = 0,5295 + 0,21 \cdot (-1,1) \cdot \cos 138^\circ = 0,2927 \text{ м}$$

$$\begin{aligned} a_{\phi S_4x} &= a_{\phi Gx} - c_4 \cdot \varepsilon_{\phi 4} \cdot \sin \phi_4 - c_4 \cdot \omega_{\phi 4}^2 \cdot \cos \phi_4 = \\ &= 1.2757 - 0,21 \cdot (-3.3) \cdot \sin 138^\circ - 0,21 \cdot (-1,1)^2 \cdot \cos 138^\circ = 0.3852 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} a_{\phi S_4y} &= a_{\phi Gy} + c_4 \cdot \varepsilon_{\phi 4} \cdot \cos \phi_4 - c_4 \cdot \omega_{\phi 4}^2 \cdot \sin \phi_4 = \\ &= 0.6802 - 0,21 \cdot (-3.3) \cdot \cos 138^\circ - 0,21 \cdot (-1,1)^2 \cdot \sin 138^\circ = 0.2095 \end{aligned}$$

Координаты центра масс пятого звена совпадают с координатами неподвижной точкой F .

$$\begin{cases} X_F = 0.57 \\ Y_F = 0.58 \end{cases}; \quad \begin{cases} V_{\phi Fx} = 0 \\ V_{\phi Fy} = 0 \end{cases}; \quad \begin{cases} a_{\phi Fx} = 0 \\ a_{\phi Fy} = 0 \end{cases} \quad (17)$$

Аналогом угловой скорости звена k , вращающегося вокруг оси, называется первая производная от угла поворота звена по обобщенной координате механизма:

В случае горизонтальной направляющей движения ползуна D ($\mu_0 = 0$ или $\mu_0 = 180^\circ$) из уравнения (8):

$$V_{\phi Dy} = 0; \quad \omega_{\phi 2} = \frac{-V_{\phi By}}{l_2 \cdot \cos \phi_2};$$

Аналог ускорения определяется из уравнения (9).

$$\omega_{\phi 2} = \frac{0.7213}{1.02 \cdot \cos 11.5^\circ} = 0.7216$$

$$a_{\phi Dy} = 0; \quad \varepsilon_{\phi 2} = \frac{l_2 \cdot \omega_{\phi 2}^2 \cdot \sin \phi_2 - a_{\phi By}}{l_2 \cdot \cos \phi_2};$$

$$\varepsilon_{\phi 2} = \frac{1.02 \cdot 0.7216^2 \cdot \sin 11.5^\circ - 0.7213}{1.02 \cdot \cos 11.5} = 1.029$$

Рассмотренные обобщённые модули лежат в основе программы для моделирования схем механизмов - VSE. В которой выполнено исследование кинематики для полного оборота выполнено в системе VSE.

3. Моделирование схемы и исследование кинематики механизма сеного прессы в системе VSE

Обобщенные структурные модули положены в основу специализированного редактирования структурирования и визуализации схем рычажных механизмов VSE и подсистемы KinMech, входящей составной частью в автоматизированную систему организации обучения (АСОО) КОБРА.

Система VSE предназначена для исследования механизмов на стадии структурно-параметрического анализа и синтеза механизмов, позволяет выполнить структурирование схем механизмов второго класса любой сложности, любого технологического назначения и определить кинематические характеристики точек и звеньев механизма. Соединяя обобщенные структурные модули в любой последовательности и в произвольном количестве с входными звеньями, можно спроектировать любую механическую систему.

На рис. 19 показан ввод параметров в систему VSE для звена AB, на рис.20 - для звена BD.

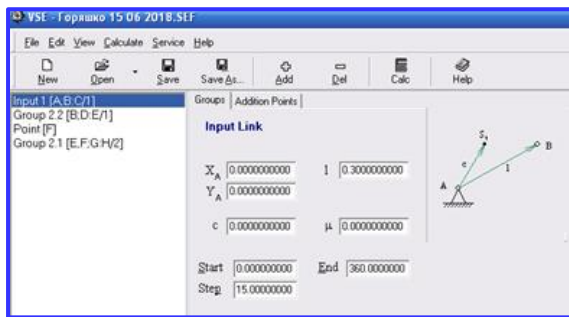


Рисунок 19. Ввод параметров звена AB

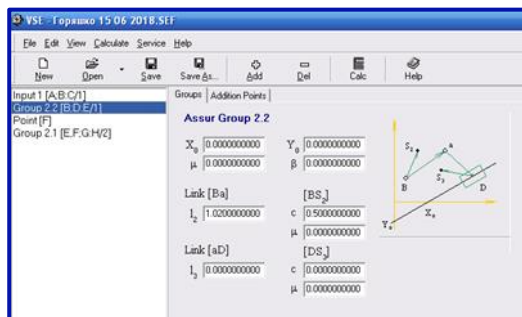


Рисунок 20. Ввод параметров звена BD

В результате расчетов определяются кинематические характеристики всех точек и звеньев исследуемого механизма, которые выводятся на экран в виде

Angle	X	Y	Vx	Vy	Ax	Ay
0°	1.320000000000	0.000000000000	0.000000000000	0.000000000000	-0.388235294117	0.000000000000
15°	1.3068181321244	0.000000000000	-0.099768728849	0.000000000000	-0.366895348488	0.000000000000
30°	1.2687179243833	0.000000000000	-0.188626965196	0.000000000000	-0.305889063946	0.000000000000
45°	1.209829382549	0.000000000000	-0.257235892805	0.000000000000	-0.214171087631	0.000000000000
60°	1.1363569333654	0.000000000000	-0.299317804368	0.000000000000	-0.105960216883	0.000000000000
75°	1.056175213196	0.000000000000	-0.312784546059	0.000000000000	0.0015108379820	0.000000000000
90°	0.9748846085563	0.000000000000	-0.300000000000	0.000000000000	0.0923186182345	0.000000000000
105°	0.9003260942580	0.000000000000	-0.266770949714	0.000000000000	0.1568023650435	0.000000000000
120°	0.8363569333654	0.000000000000	-0.220297437902	0.000000000000	0.1940397831164	0.000000000000
135°	0.7855653145429	0.000000000000	-0.167028175906	0.000000000000	0.2100929810806	0.000000000000
150°	0.7491026821126	0.000000000000	-0.111373034803	0.000000000000	0.2137261783245	0.000000000000
165°	0.7272626363509	0.000000000000	-0.059522698212	0.000000000000	0.2126601472850	0.000000000000
180°	0.720000000000	0.000000000000	0.000000000000	0.000000000000	0.2117647058823	0.000000000000
195°	0.7272626363509	0.000000000000	0.0595226982122	0.000000000000	0.2126601472850	0.000000000000
210°	0.7491026821126	0.000000000000	0.1113730348031	0.000000000000	0.2137261783245	0.000000000000
225°	0.7855653145429	0.000000000000	0.1670281759066	0.000000000000	0.2100929810806	0.000000000000
240°	0.8363569333654	0.000000000000	0.2202974379024	0.000000000000	0.1940397831164	0.000000000000
255°	0.9003260942580	0.000000000000	0.2667709497144	0.000000000000	0.1568023650435	0.000000000000
270°	0.9748846085563	0.000000000000	0.3000000000000	0.000000000000	0.0923186182345	0.000000000000
285°	1.056175213196	0.000000000000	0.3127845460590	0.000000000000	0.0015108379820	0.000000000000
300°	1.1363569333654	0.000000000000	0.2993178043681	0.000000000000	-0.105960216883	0.000000000000
315°	1.209829382549	0.000000000000	0.2572358928052	0.000000000000	-0.214171087631	0.000000000000

таблиц (рис. 21), графиков (рис.22) и годографов (рис.23-24).

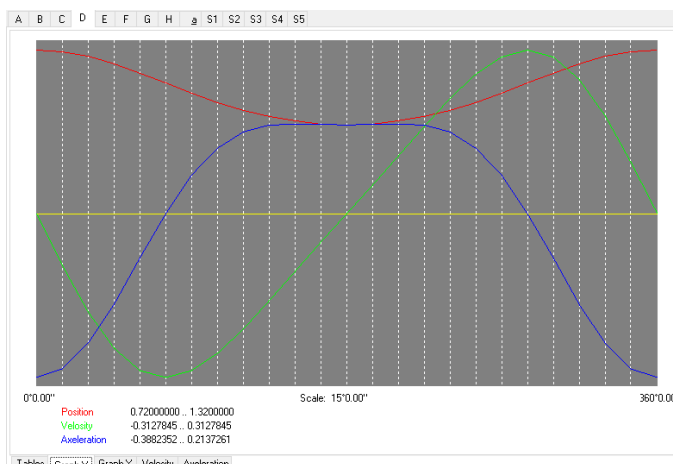


Рисунок 21. Таблица характеристик точки D.

Рисунок 22. График характеристик точки D.

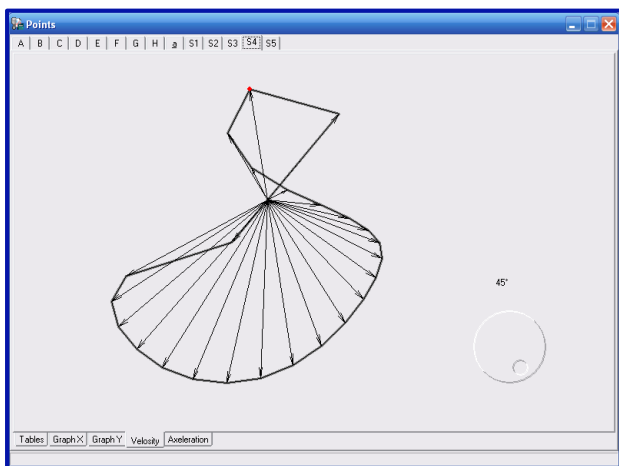


Рисунок 23. Годограф скоростей точки S4

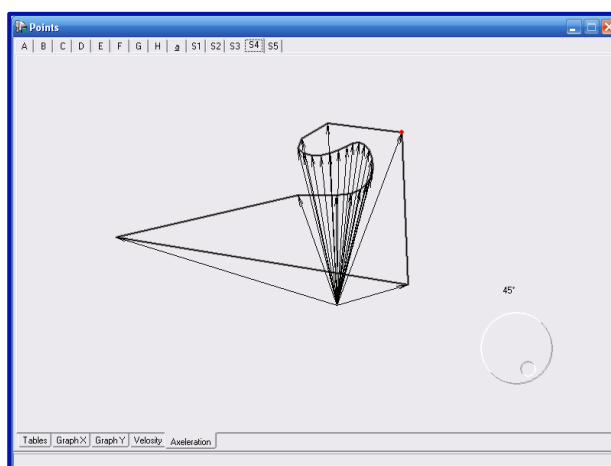


Рисунок 24. Годограф ускорений точки S4

Важной функцией системы VSE является динамическая визуализация схемы исследуемого механизма (рис. 25)

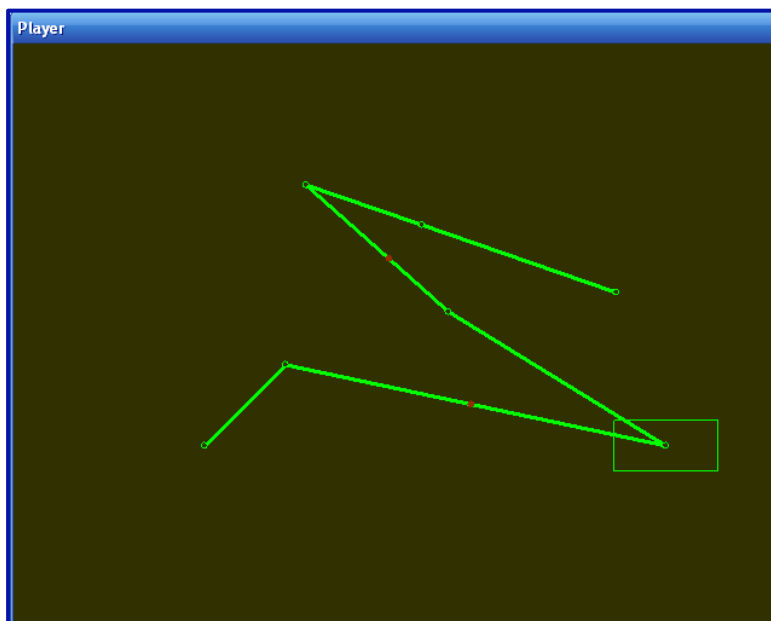


Рисунок 25. Экран визуализации схемы механизма

Расчет выполнен для положения кривошипа. Для полного оборота расчеты выполнены в системе – VSE. Сравнение результатов ручного расчета и в системе VSE приведено в таблицах.

Таблица 1

Координаты точек, звеньев и кинематические характеристики

Наименование	Обозначение	Единицы измерения	Метод исследования		Погрешность
			Аналитический	Система VSE	
Точка B	x_B	м	0,2121	0,2121	0
	y_B		0,2121	0,2121	0
Точка D	x_D	м	1,2197	1,2198	0,001
	y_D		0	0	0
Точка S ₂	x_{S_2}	м	0,7012	0,7012	0
	y_{S_2}		0,1081	0,1082	0,001
Точка S ₄	x_{S_4}	м	0,4828	0,4836	0,008
	y_{S_4}		0,4886	0,4912	0,026
Точка D	$V_{\varphi Dx}$	м	-0,2561	-0,2572	0,011
	$V_{\varphi Dy}$		0	0	0
Точка B	$V_{\varphi Bx}$	м	0,2121	0,2121	0
	$V_{\varphi By}$		0,2121	0,2121	0
Точка S ₂	$V_{\varphi S_2x}$	м	-0,2298	-0,2342	0,044
	$V_{\varphi S_2y}$		-0,1082	-0,1082	0

Точка S_4	$V_{\varphi S_4x}$ $V_{\varphi S_4y}$	м	-0,0196 -0,2892	-0,0288 -0,2928	0,092 0,036
Точка B	$a_{\varphi Bx}$ $a_{\varphi By}$	м	0,2121 0,2121	0,2121 0,2121	0 0
Точка D	$a_{\varphi Dx}$ $a_{\varphi Dy}$	м	0,2141 0	0,2142 0	0,001 0
Точка S_2	$a_{\varphi S_2x}$ $a_{\varphi S_2y}$	м	-0,3432 -0,1082	-0,2131 -0,1081	0,311 0,001
Точка S_4	$a_{\varphi S_4x}$ $a_{\varphi S_4y}$	м	0,4651 0,1674	0,3851 0,2095	0,8 0,421

Результаты исследования кинематики передаются в модуль DINAMIC для исследования динамики механизма.

4. Исследование динамики механизма

Одной из важнейших и сложных задач при проектировании механизмов является исследование динамики механизма. Задачами исследования динамики являются: определение истинного закона движения входного звена, с учетом действующих сил и основных точек и звеньев механизма, определение степени неравномерности хода машин ДЕЛЬТА, регулирование скорости входного звена, неуравновешенных сил и моментов инерции. Эти задачи ранее решались приближённо и в основном графическими методами, в системе DINAMIC заложены аналитические методы исследования динамики.

4.1 Определение внешних сил.

На звенья механизма действуют внешние силы, к которым относятся силы тяжести, силы полезных и вредных сопротивлений, движущие силы.

Сила тяжести:

$$\bar{G}_i = m_i \bar{g}, \quad (19)$$

где m_i – масса i -го звена, кг,

$g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

Сила тяжести по формуле (19):

$$G_{1y} = m_1 \cdot g = -5 \cdot 9,8 = -49 \text{ Н};$$

$$G_{2y} = m_2 \cdot g = -15 \cdot 9,8 = -147 \text{ Н};$$

$$G_{3y} = m_3 \cdot g = -40 \cdot 9,8 = -398 \text{ Н.}$$

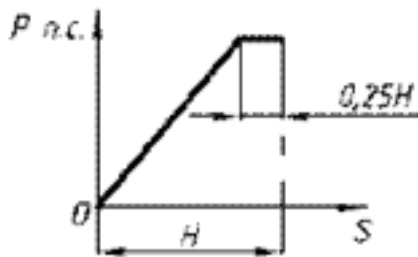
$$G_{4y} = m_4 \cdot g = -3,2 \cdot 9,8 = -31,36 \text{ Н;}$$

$$G_{5y} = m_5 \cdot g = -10 \cdot 9,8 = -98 \text{ Н.}$$

Точка приложения силы тяжести — центр масс звена.

Сила полезного сопротивления

представлена в виде графика.



Максимальная сила $F_{C1} = 30 \text{ кН}$.

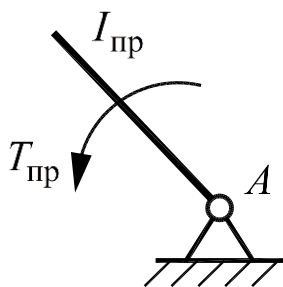
Приложена в точке F по направлению противоположна аналогу точки.

Рис. 26. Сила полезного сопротивления

4.2 Определение параметров динамической модели

При исследовании динамики, выбирается динамическая модель, вид которой зависит от поставленной задачи исследования, от степени изученности объекта и степени его ответственности. На начальном этапе исследования задача решается для простейшей динамической модели, которая принимается в виде распределённой массы $I_{пр}$, вращающейся вокруг неподвижной точки т. A (рис. 26).

К звену прикладывается приведённый момент сил $T_{пр}$ — условный момент, зависящий от всех сил, действующих на все звенья механизма.



Параметры динамической модели $I_{пр}$ и $T_{пр}$ в общем случае определяют аналитически для каждого положения кривошипа.

Рис. 27. Динамическая модель

Для рычажного механизма приведенный момент инерции $I_{пр}$ для заданного значения угла поворота кривошипа в общем случае можно определить по уравнению

$$I_{прj} = \sum_{i=1}^n m_i \cdot (V_{S_i x_j} + V_{S_i y_j})^2 + \sum_{i=1}^n I_{S_i} \cdot (\omega_{ix_j} + \omega_{iy_j})^2 \quad (20)$$

где j – номер угла положения кривошипа;

i – номер звена;

m_i – массы звеньев;

$V_{S_i\phi_j}$ – аналог линейной скорости центра масс i -го звена в j -м положении;

I_{S_i} – момент инерции масс i -го звена;

$\omega_{i\phi_j}$ – аналог угловой скорости i -го звена в j -м положении.

Массы и моменты инерции звеньев определены в соответствии с заданием, аналоги скоростей определены при исследовании кинематики.

$$\begin{aligned}
 I_{\text{пр } j} &= m_1 \cdot (V_{S_1\phi_x} + V_{S_1\phi_y})^2 + m_2 \cdot (V_{S_2\phi_x} + V_{S_2\phi_y})^2 + \\
 &+ m_3 \cdot (V_{S_3\phi_x} + V_{S_3\phi_y})^2 + m_4 \cdot (V_{S_4\phi_x} + V_{S_4\phi_y})^2 + \\
 &+ m_5 \cdot (V_{S_5\phi_x} + V_{S_5\phi_y})^2 + I_{S_1} \cdot (\omega_1\phi_1)^2 + I_{S_2} \cdot (\omega_2\phi_2)^2 + \\
 &+ I_{S_3} \cdot (\omega_3\phi_3)^2 + I_{S_4} \cdot (\omega_4\phi_4)^2 = 5 \cdot (0)^2 + \\
 &+ 15 \cdot (-0.2342 + 0.1081)^2 + 40 \cdot (-0.2572 + 0)^2 + \\
 &+ 3,2 \cdot (-0.0287 + 0.2928)^2 + 10 \cdot (0.1146 + 0.3311)^2 + \\
 &+ 0,65 \cdot (1)^2 + 0,42 \cdot (-0.21)^2 + 0,05 \cdot (-1.1)^2 + 0,12 \cdot (-1.75)^2 = \\
 &= 6.1907 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.
 \end{aligned}$$

Приведенный момент сил $T_{\text{пр}}$ в общем случае определяется по уравнению

$$T_{\text{пр } j} = \sum_{i=1}^n \bar{F}_{M_{ij}} \cdot (\bar{V}_{M_{i,x_j}} + \bar{V}_{M_{i,y_j}}) + \sum_{i=1}^n T_{i,j} \cdot (\omega_{ix_j} + \omega_{iy_j}), \quad (21)$$

где $\bar{F}_{M_{ij}}$ – внешняя сила (сила тяжести, сила движущая, сила полезного сопротивления), приложенная к i -му звену механизма в т. M_i в j -м положении;

$\bar{V}_{M_{i\phi_j}}$ – аналог линейной скорости точки M_i в j -м положении;

$T_{i,j}$ – момент, действующий на i -е звено механизма в j -м положении;

$\omega_{i\phi_j}$ – аналог угловой скорости i -го звена, к которому приложен момент.

Знак «+» принимается, если проекции вектора силы и аналога скорости точки приложения силы на ось x или y одного знака; знак «-» принимается, если они противоположного знака.

$$T_{\text{пр } j} = -G_1 \cdot V_{S_1} \phi_{jy} + -G_2 \cdot V_{S_2} \phi_{jy} - -G_3 \cdot V_{S_3} \phi_{jy} - -G_4 \cdot V_{S_4} \phi_{jy} - -G_5 \cdot V_{S_5} \phi_{jy} - F_5 \cdot V_{S_5} \phi_j = 49 \cdot 0 + 147 \cdot (0.1081) + 398 \cdot 0 + +31.36 \cdot 0.2928 + 98 \cdot 0.3311 - 30 \cdot 0.4457 = 44.1497 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Параметры динамической определены для кривошипа при φ_1 , для полного поворота кривошипа параметры динамической модели определяются в системе – DINAMIC.

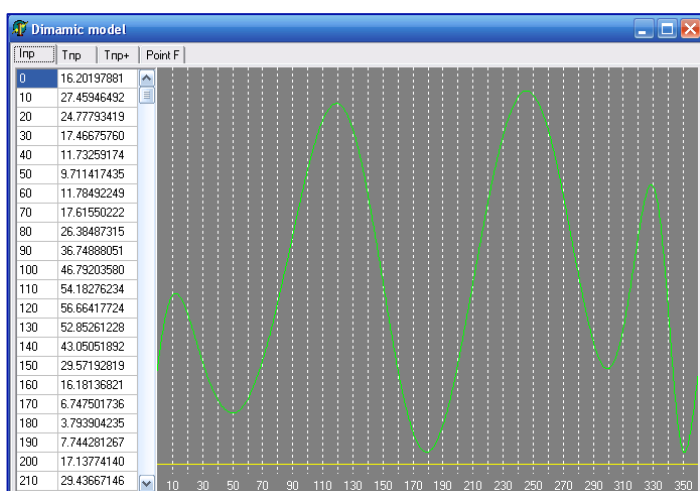


Рисунок 47. Таблица значений и график приведенного момента инерции

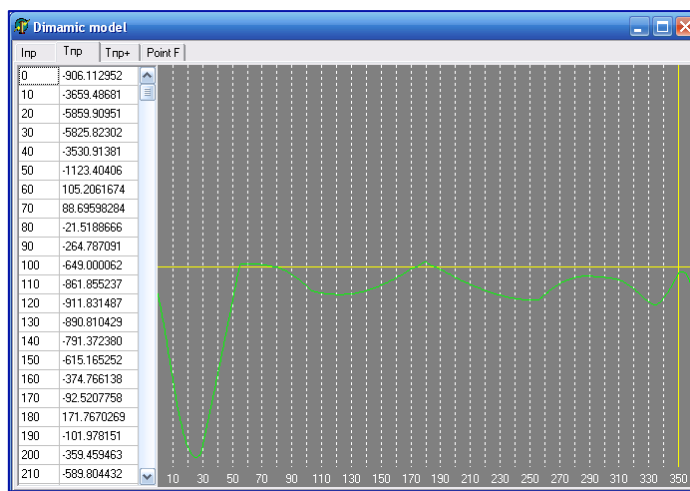


Рисунок 48. Таблица значений и график приведенного момента силы

На рисунке 47 представлена таблица значений и график приведенного момента инерции и на рисунке 48 таблица значений и график приведенного момента силы.

4.3. Решение уравнения движения;

Уравнение движения в машинах может быть записано в форме изменения кинетической энергии и в дифференциальной форме. В системе DINAMIC заложен алгоритм решения уравнения в дифференциальной форме.

Для записи уравнения движения в машинах используется известное в механике уравнение Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q_j} + \frac{\partial E_p}{\partial q_j} = Q_j^*, \quad (22)$$

где E_k – кинетическая энергия системы;

где $\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_{AB}}{30} = \frac{3,14 \cdot 700}{30} = 73,27 \text{ c}^{-1}$ – средняя угловая скорость входного звена.

в которой n – частота вращения начального звена, c^{-1} .

Решения уравнения производятся в системе DINAMIC, результат выводится

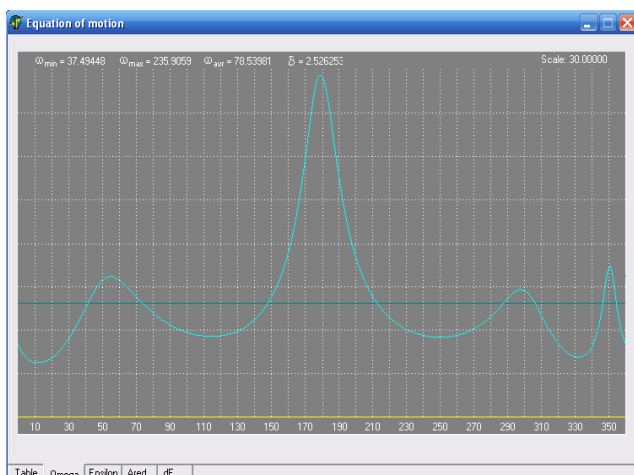


Рис. 28. График изменения скорости

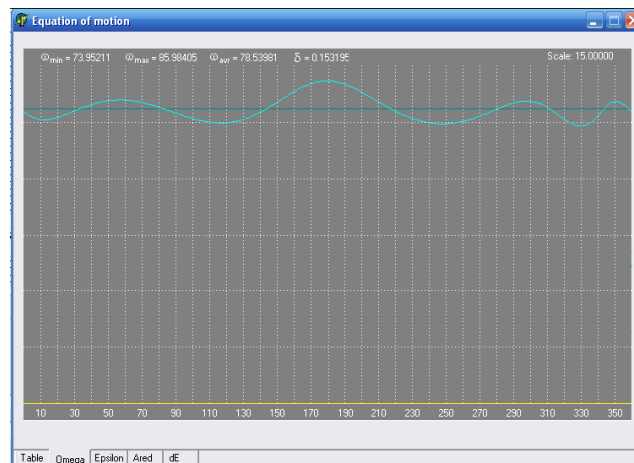


Рис. 29. График изменения скорости с заданным коэффициентом неравномерности хода

в виде таблиц и графиков .

По результатам исследования на рисунке 28 коэффициентом неравномерности $\delta=2.5$, что превышает рекомендуемые значение для такого типа механизмов $\delta=0.15$, поэтому необходимо решить задачу регулирования скорости входного звена механизма.

Истинный закон движения звеньев и механизмов зависит от характера движения входного звена и наличие маховика(рис 30-31).

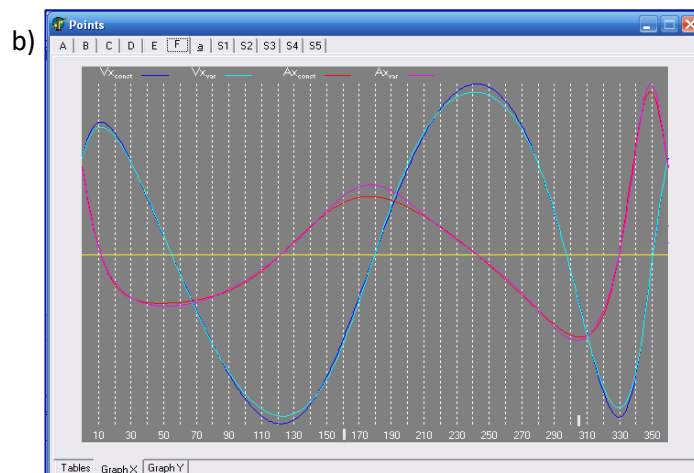
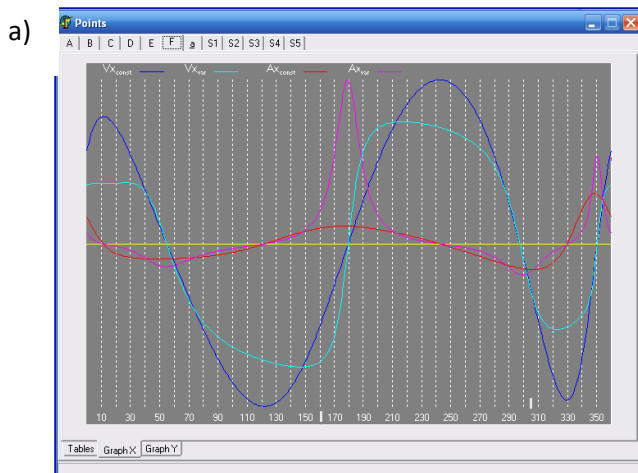


Рисунок 30. Графики изменения скорости рабочего звена: а) без маховика б) с маховиком 26

4.4 Регулирование скорости главного вала механизма

Колебания скорости вала вызывают дополнительные динамические нагрузки, вследствие чего снижается долговечность и надежность механизма, колебания скорости ухудшают рабочий процесс прессы, вредно влияет на здоровье обслуживающего персонала. При установившемся режиме скорость ω_1 начального звена остается в среднем постоянной. Неравномерность вращения оценивается коэффициентом неравномерности. Чем меньше коэффициент неравномерности, тем меньше размах колебаний. Для каждого вида машин имеется своя допустимая величина коэффициента неравномерности, выработанная практикой. Как правило, она указывается в техническом паспорте машины.

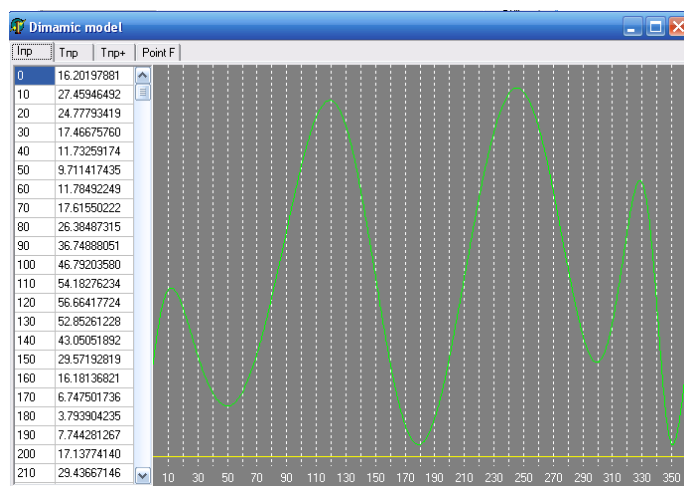
$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{cp}}, \quad (25)$$

где ω_{cp} – средняя за цикл(номинальная) скорость.

Регулировать колебания скорости (уменьшить значение ускорения) можно в соответствии с уравнением (25), либо за счет уменьшения числителя, что сложно реализовать, либо увеличением приведённого момента инерции. В большинстве случаев применяется этот способ.

$$\varepsilon_1 = \frac{T_{пр} - \frac{1}{2} \cdot \frac{dI \cdot \omega_1^2}{d\varphi_1}}{I(\varphi_1) + I_M} \quad (26)$$

Для этого на валу механизма надо закрепить добавочную массу, называемую маховиком, выполненную в виде диска или спицевого колеса с развитым ободом[4].



Из уравнения (30) видно, что коэффициент неравномерности δ характеризует размах колебаний

скорости по отношению к ее среднему значению.

В соответствии с уравнением (26) регулировать колебания скорости (уменьшить значение ускорения) можно двумя способами:

- 1) Регулированием величины T_{np} , добиваясь уменьшения числителя в (26);
- 2) Увеличением знаменателя путем прибавления дополнительного момента инерции I_M .

В большинстве случаев применяется второй способ.

Для этого на главном валу машины надо закрепить добавочную массу I_M называемую *маховиком*.

За счёт введения дополнительной массы I_M в уравнении движения (23)

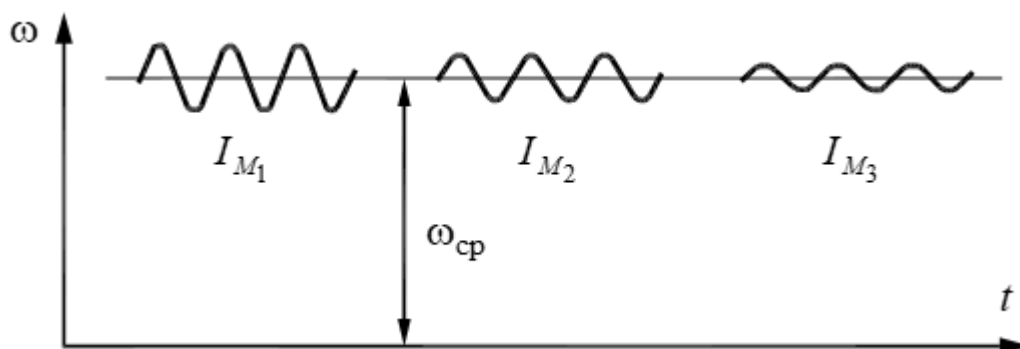


Рис. 33. График изменения амплитуд колебания.

увеличивается величина знаменателя, т. е. колебания скорости уменьшаются:

Таким образом, подбирая момент инерции маховика I_M , можно обеспечить вращение главного вала машины с заданным коэффициентом неравномерности δ . Чем больше момент инерции I_M , тем будет меньше амплитуда колебаний (рис. 31).

Определение момента инерции маховика по заданным условиям движения производится в процессе проектирования машины и составляет одну из задач динамического синтеза. С помощью системы DINAMIC путём перебора можно определить необходимый момент инерции маховика для заданного коэффициента неравномерности хода δ .

Размеры маховика зависят от места его установки в машине. Если маховик установлен на начальном звене, то его момент инерции равен моменту инерции,

определённому с помощью системы DINAMIC по заданному коэффициенту неравномерности δ . Во многих случаях маховик устанавливается на валу другого звена, связанного с валом начального звена постоянным передаточным отношением. Угловая скорость звена, на которое устанавливается маховик, отличается от угловой скорости начального звена. Связь между моментами инерции маховика в этом случае[4]:

$$I_M = u^2 \cdot I_{M1}, \quad (27)$$

где u – отношение угловой скорости вала, на котором установлен маховик, к угловой скорости начального вала;

I_M – момент инерции маховика, полученный при исследовании динамики в системе DINAMIC, кг·м²;

I_{M1} – момент инерции маховика, который будет установлен на валу другого звена, кг·м².

Целесообразно также учитывать маховый момент или момент инерции электродвигателя или другого роторного механизма:

$$I_{\text{рот}} = \frac{GD^2}{4g}, \quad (28)$$

где GD^2 – маховый момент роторного механизма;

g – ускорение свободного падения.

С учётом этого $I_{M2} = I_{M1} - I_{\text{рот}}$.

Маховики могут быть изготовлены в виде *сплошного диска* и в виде *спицевого колеса*. При изготовлении маховика в виде сплошного диска (рис. 32) момент инерции его массы можно определить по формуле

$$I_M = \frac{mD^2}{8}, \quad (29)$$

где D – наружный диаметр маховика, $D = (2 \dots 3)l_1$, м.

При изготовлении маховика в виде спицевого колеса (рис. 30) момент инерции его массы определяется по формуле

$$I_M = \frac{mD_{\text{ср}}^2}{4}, \quad (30)$$

где $D_{\text{ср}}$ – средний диаметр обода маховика, ,

Массой ступицы и спиц пренебрегают.

Так как исследуемый двигатель быстроходный момент инерции маховика имеет небольшое значение. Выбран маховик в виде сплошного диска. (рис.32)

$$D_{\text{ср}} = (2...3)l_1 = (2...3) \cdot 0.22 = 0.44...0.66 \text{ м}$$

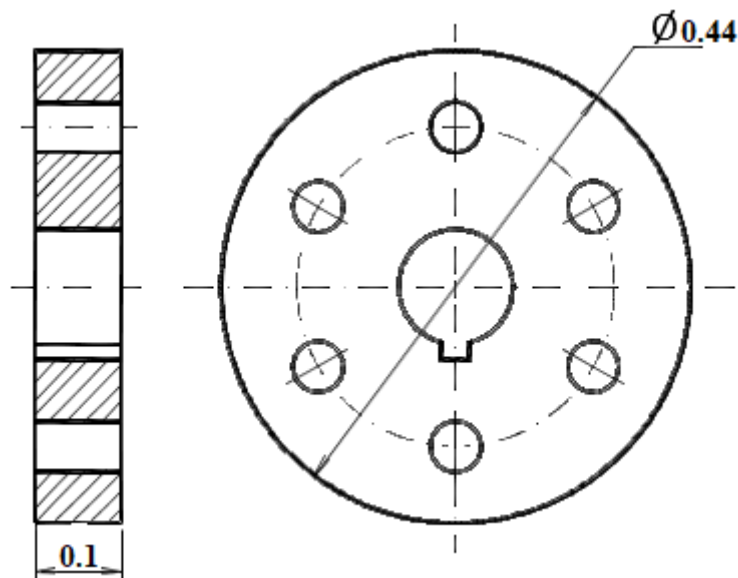


Рис. 33. Эскиз маховика в виде сплошного диска

В случае быстроходных механизмов роль маховика могут выполнять роторы электродвигателей, шкивы ременных передач, или колёса зубчатых передач.

4.5 Определение неуравновешенных сил и моментов инерции

У неуравновешенного механизма давление на опоры непрерывно изменяется и вызывает вибрацию, что сопровождается ослаблением креплений, перегрузкой отдельных деталей, увеличением их износа, нанесение вреда здоровью персонала.

Неуравновешенные силы и моменты инерции определяются с помощью системы DINAMIC по уравнениям:

$$F_{uxj} = a_{sxj} \cdot \sum_{i=1}^n m_i; \quad F_{uyj} = a_{syj} \cdot \sum_{i=1}^n m_i; \quad (31)$$

$$T_{прj} = \sum_{i=1}^n \bar{F}_{Mij} \cdot \bar{V}_{M_i\varphi_j} + \sum_{i=1}^n T_{ij} \cdot \omega_{i\varphi_j}; \quad (32)$$

Где a_{sxj}, a_{syj} – проекции на оси x и y линейного ускорения центра масс механизма в j -м положении;

F_{uxj}, F_{uyj} – проекции на оси x и y силы инерции i -ого звена в j -м положении кривошипа;

T_{uj} – момент инерции i -ого звена в j -м положении кривошипа.

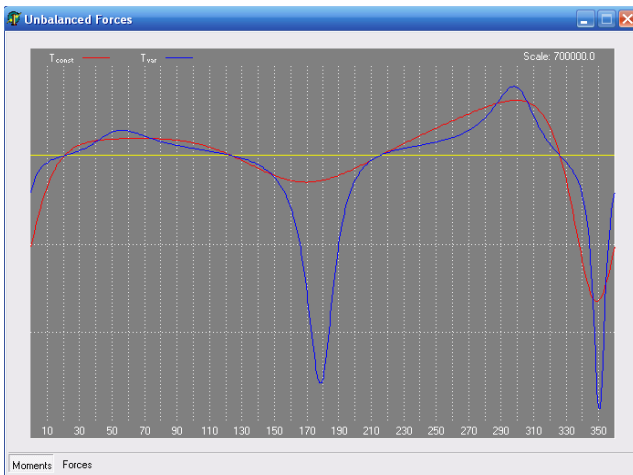
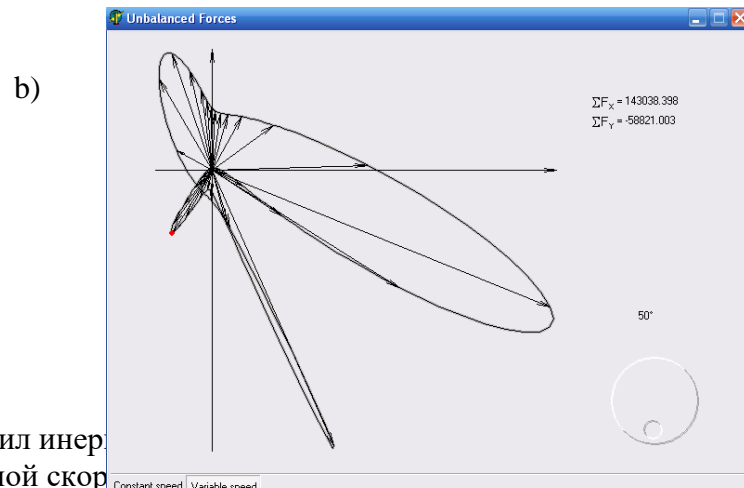
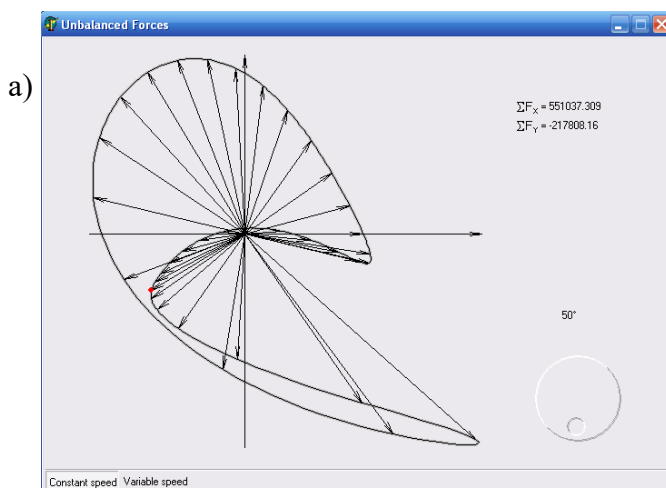


Рисунок 34. График неуравновешенного момента инерции

Результаты исследования выводятся на экран дисплея в виде таблицы, и графиков (рис.34) и годографов(рис.35).

На рис. 33 показаны графики неуравновешенного момента сил при постоянной скорости входного звена (красный цвет) и при переменной (синий цвет). На рисунке 35 годографы



ил инер
ой скор

неуравновешенных сил инерции.

Значения неуравновешенных сил инерции и момента инерции используются при конструировании и расчёте на прочность фундамента механизма и деталей крепления.

5. Силовой расчет механизма

Практическое значение силового расчета механизма велико. Значения сил, действующих на звенья и соединения звеньев, необходимы для расчета на прочность деталей механизмов, для определения потерь на трение, для обеспечения расчета износостойкости трущихся деталей в кинематических парах, определение требуемых режимов смазки. Чаще всего силовой расчет выполняется при постоянной скорости входного звена.

Силовой анализ механизмов основывается на решении первой задачи динамики – по заданному движению определить действующие силы. Поэтому законы движения ведущих звеньев при силовом анализе считаются заданными. Внешние силы, приложенные к звеньям механизма, обычно тоже считаются заданными и, следовательно, определению подлежат только реакции в кинематических парах. На начальном этапе силового анализа принимается динамическая модель механизма с жесткими звеньями, т. е. звенья считаются абсолютно твердыми телами и не учитываются зазоры в кинематических парах. Кроме того, предполагается, что на плоский механизм действует плоская система сил, т. е. рассматривается механизм, в котором все звенья имеют плоскость симметрии, параллельную плоскости их движения, и все силы расположены в этой плоскости. Считается, что в механизме только низшие кинематические пары, так как высшие кинематические пары могут быть заменены низшими. На первом этапе не учитываются также силы трения, т. е. элементы кинематических пар считаются абсолютно гладкими. [4].Силовой анализ механизмов может быть произведен разнообразными методами как графическими, так и аналитическими на основе обыкновенных уравнений равновесия твердых тел.

Сущность этого метода сводится к применению при решении задач динамики принципа Д'Аламбера (метод кинетостатики). В применении к механизмам сущность метода формулируется: если ко всем внешним действующим на звено силам добавить силы инерции, то под действием всех этих сил каждое подвижное звено может рассматриваться как условно находящееся в равновесии. Этот метод силового анализа носит название кинетостатического расчета механизма.

5.1 Определение сил инерции

Как известно из теоретической механики, в общем случае совокупность элементарных сил инерции звена, совершающего плоскопараллельное движение и имеющего плоскость симметрии, параллельную плоскости движения, может быть представлена главным вектором сил инерции и главным моментом сил инерции.

Для реализации принципа Д'Аламбера необходимо определить силы и моменты сил инерции. В общем случае сила инерции для звена в плоском механизме в проекциях будет определяться зависимостями.

Главный вектор \bar{F}_{ui} и главный момент \bar{M}_{ui} сил инерции i -го звена определяются по уравнениям:

$$\bar{F}_{uix} = -m_i \bar{a}_{S_ix}; \quad \bar{F}_{uiy} = -m_i \bar{a}_{S_iy} \quad (33)$$

$$M_{ui} = -J_{S_i} \varepsilon_i, \quad (34)$$

где m_i – масса i -го звена;

a_{S_i} – ускорение центра масс i -го звена;

J_{S_i} – момент инерции i -го звена относительно оси, проходящей через центр масс S_i

и перпендикулярной к плоскости движения звена;

ε_i – угловое ускорение i -го звена.

Главный вектор сил инерции \bar{F}_{ui} приложен к центру масс S_i .

Знаки минус в уравнениях (34, 35) означают, что главный вектор сил инерции \bar{F}_{ui} направлен противоположно полному ускорению центра масс звена \bar{a}_{S_i} , а главный момент сил инерции M_{ui} – противоположно угловому ускорению звена ε_i .

Проекции ускорения центра масс и угловое ускорение, выраженные через аналоги:

$$a_{S_ix} = a_{\varphi S_ix} \omega_1^2 + V_{\varphi S_ix} \varepsilon_1 \quad (35)$$

$$a_{S_iy} = a_{\varphi S_iy} \omega_1^2 + V_{\varphi S_iy} \varepsilon_1 \quad (36)$$

$$\varepsilon_i = \varepsilon_{\varphi i} \omega_1^2 + \omega_{\varphi i} \varepsilon_1. \quad (37)$$

Аналоги скоростей и ускорений определяются на этапе структурирования и исследование кинематики.

Определение линейных ускорений центров масс:

$$a_{S_1x} = a_{\varphi S_1x} \cdot \omega_1^2 = 0 \cdot 1^2 = 0 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{S_1y} = a_{\varphi S_1y} \cdot \omega_1^2 = 0 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{S_2x} = a_{\varphi S_2x} \cdot \omega_2^2 = -0,2131 \cdot 0,21^2 = -0,0085 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{S_2y} = a_{\varphi S_2y} \cdot \omega_2^2 = -0,1081 \cdot 0,21^2 = -0,0043 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{S_3x} = a_{\varphi S_3x} \cdot \omega_3^2 = -0,2131 \cdot 0,21^2 = -0,0094 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{S_3y} = a_{\varphi S_3y} \cdot \omega_3^2 = 0 \cdot 0,21^2 = 0 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{S_4x} = a_{\varphi S_4x} \cdot \omega_4^2 = 0,3852 \cdot (-1,1)^2 = 0,4661 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{S_4y} = a_{\varphi S_4y} \cdot \omega_4^2 = 0,2094 \cdot (-1,1)^2 = 0,2534 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{S_5x} = a_{\varphi S_5x} \cdot \omega_5^2 = 0,7972 \cdot (-3,3)^2 = 8,6815 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{S_5y} = a_{\varphi S_5y} \cdot \omega_5^2 = 0,4253 \cdot (-3,3)^2 = 4,6351 \text{ м/с}^2;$$

Определение сил инерции:

$$F_{u1x} = -a_{S_1x} \cdot m_1 = 0 \text{ Н};$$

$$F_{u1y} = -a_{S_1y} \cdot m_1 = 0 \text{ Н};$$

$$F_{u2x} = -a_{S_2x} \cdot m_2 = -(-0,0085) \cdot 15 = 0,1275 \text{ Н};$$

$$F_{u2y} = -a_{s2y} \cdot m_2 = -(-0,0043) \cdot 15 = 0,0645 \text{ H};$$

$$F_{u3x} = -a_{s3x} \cdot m_3 = -(-0,0094) \cdot 40 = 0,376 \text{ H};$$

$$F_{u3y} = -a_{s3y} \cdot m_3 = -(0) \cdot 40 = 0 \text{ H};$$

$$F_{u4x} = -a_{s4x} \cdot m_4 = -(0,4661) \cdot 3,2 = -1,4867 \text{ H};$$

$$F_{u4y} = -a_{s4y} \cdot m_4 = -(0,2534) \cdot 3,2 = -0,8109 \text{ H};$$

$$F_{u5x} = -a_{s5x} \cdot m_5 = -(8,6815) \cdot 10 = 86,815 \text{ H};$$

$$F_{u5y} = -a_{s5y} \cdot m_5 = -(4,6351) \cdot 10 = 46,351 \text{ H};$$

Определение угловых ускорений звеньев:

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_{\varphi_2} \cdot \omega_2^2 = (0,2) \cdot (-0,21)^2 = 0,0088 \text{ рад/с}^2;$$

$$\varepsilon_3 = \varepsilon_{\varphi_3} \cdot \omega_3^2 = (0,2) \cdot (-0,21)^2 = 0,0088 \text{ рад/с}^2;$$

$$\varepsilon_4 = \varepsilon_{\varphi_4} \cdot \omega_4^2 = (-1,1) \cdot (-3,3)^2 = -11,979 \text{ рад/с}^2;$$

$$\varepsilon_5 = \varepsilon_{\varphi_5} \cdot \omega_5^2 = (-1,75) \cdot (-3,3)^2 = -19,0575 \text{ рад/с}^2;$$

Определение моментов инерции:

$$M_{u2} = -\varepsilon_2 \cdot J_{S_2} = -0,0088 \cdot 0,65 = -0,0057 \text{ Нм};$$

$$M_{u3} = -\varepsilon_3 \cdot J_{S_3} = -0,0088 \cdot 0,42 = -0,0037 \text{ Нм};$$

$$M_{u4} = -\varepsilon_4 \cdot J_{S_4} = -(-11,979) \cdot 0,05 = 0,59 \text{ Нм};$$

$$M_{u5} = -\varepsilon_5 \cdot J_5 = -(-19,0575) \cdot 0,12 = 2,2869 \text{ Нм}$$

5.2 Силовой расчёт структурного модуля 2 класса 1 вида.

Алгоритмы кинетостатического расчёта аналитическим методом лежат в основе процедуры силового расчёта, входящего в состав системы DINAMIC. Предусмотрено два режима расчёта: при постоянной скорости входного звена и при переменной.

Расчетные уравнения в общем виде:

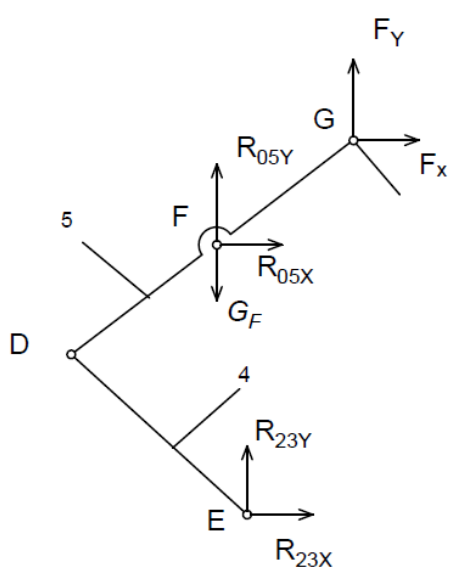
$$\begin{cases} \sum F_{ix} + \sum R_{ix} = 0 \\ \sum F_{iy} + f \sum R_{iy} = 0 \\ \sum M_F^{(2)} = 0 \\ \sum M_F^{(3)} = 0 \end{cases} \quad (38)$$

Для решения системы уравнений (39) методом Гаусса она представляется в виде:

$$\begin{cases} a_{11} X_1 + a_{12} X_2 + a_{13} X_3 + a_{14} X_4 = b_1; \\ a_{21} X_1 + a_{22} X_2 + a_{23} X_3 + a_{24} X_4 = b_2; \\ a_{31} X_1 + a_{32} X_2 + a_{33} X_3 + a_{34} X_4 = b_3; \\ a_{41} X_1 + a_{42} X_2 + a_{43} X_3 + a_{44} X_4 = b_4, \end{cases} \quad (39)$$

Силовой расчёт выполняется по структурным группам, начиная с наиболее удалённой от входного звена. На рис. 36 представлена расчётная схема структурной группы второго вида.

Сила F_c действует на механизм, в диапазоне угла поворота кривошипа $90^\circ - 335^\circ$, а расчёт механизма введется при $\varphi_1=45^\circ$, следовательно сила не действует. В других положениях сила равна 0. Неизвестными являются реакции,



примем $X_1 = R_{23x}$; $X_2 = R_{23y}$; $X_3 = R_{05y}$.

Определяем реакции в соединениях B и D по уравнениям (30):

$$\begin{aligned} R_{24x} &= \frac{\Delta_1}{\Delta}; R_{24y} = \frac{\Delta_2}{\Delta}; \\ R_{05y} &= \frac{\Delta_3}{\Delta}; R_{05x} = \frac{\Delta_4}{\Delta}. \end{aligned} \quad (40)$$

$$\Delta = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{vmatrix};$$

$$\Delta_1 = \begin{vmatrix} b_1 & a_{12} & a_{13} \\ b_2 & a_{22} & a_{23} \\ b_3 & a_{32} & a_{33} \end{vmatrix}.$$

$$\Delta_2 =$$

Рисунок 36. Расчётная схема структурной группы II_1

$$\begin{vmatrix} a_{11} & b_1 & a_{13} \\ a_{21} & b_2 & a_{23} \\ a_{31} & b_3 & a_{33} \end{vmatrix};$$

$$\Delta_3 = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & b_1 \\ a_{21} & a_{22} & b_2 \\ a_{31} & a_{32} & b_3 \end{vmatrix} \quad \Delta_4 = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & b_1 \\ a_{21} & a_{22} & b_2 \\ a_{31} & a_{32} & b_3 \end{vmatrix}$$

Находим элементы определителя[4]:

$$a_{11} = 1; \quad a_{12} = 0; \quad a_{13} = 0;$$

$$b_1 = -\sum F_{ix} = -(F_{Cx} + F_{u5x} + F_{u4x}) = -(30+86,815- 1,4867) = -115,328$$

$$a_{21} = 0; \quad a_{22} = 1; \quad a_{23} = 1;$$

$$b_2 = -\sum F_{iy} = -(G_{5y} + G_{4y} + F_{u4y}) = -(10-31,36-0,8109) = 42,8467$$

$$a_{31} = y_G - y_F = 0,6846-0,58 = 0,1046;$$

$$a_{32} = -(x_F - x_G) = -(0,57-0,2676) = -0,3024;$$

$$a_{33} = 0.$$

$$\begin{aligned} b_3 &= - \left[\sum M_i^{(4)} + \sum F_{ix}^{(4)} \cdot (y_B - y_i) - \sum F_{iy}^{(4)} \cdot (x_B - x_i) \right] = \\ &= - \left[M_{u4} + F_{u5x} \cdot (y_G - y_{S_4}) - (F_{u4y} + G_{4y}) \cdot (x_G - x_{S_4}) \right] = \\ &= -(0,59 + 86,815) \cdot (0,6846-0,49) - (-1,48+(-31,36)) \cdot (0,2676-(0,4836)) = -24,1024. \end{aligned}$$

Находим определители:

$$\Delta = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 \\ 0,2676 & -0,3024 & 0 \end{vmatrix} = 0,3024 \text{ м};$$

$$\Delta_1 = \begin{vmatrix} b_1 & a_{12} & a_{13} \\ b_2 & a_{22} & a_{23} \\ b_3 & a_{32} & a_{33} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} -115,328 & 0 & 0 \\ 42,8467 & 1 & 1 \\ -24,1024 & -0,3024 & 0 \end{vmatrix} = -34,87 \text{ Нм};$$

$$\Delta_2 = \begin{vmatrix} a_{11} & b_1 & a_{13} \\ a_{21} & b_2 & a_{23} \\ a_{31} & b_3 & a_{33} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1 & -115,328 & 0 \\ 0 & 42,8467 & 1 \\ 0,1046 & -24,1024 & 0 \end{vmatrix} = 12,0396 \text{ Нм};$$

$$\Delta_3 = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & b_1 \\ a_{21} & a_{22} & b_2 \\ a_{31} & a_{32} & b_3 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & -115,328 \\ 0 & 1 & 42,8467 \\ 0,1046 & -0,3024 & -24,1024 \end{vmatrix} = 0,9152 \text{ Нм}.$$

Определяем реакции в соединениях F и G по уравнениям (40):

$$R_{24x} = \frac{\Delta_1}{\Delta} = -115,31 \text{ Н};$$

$$R_{24y} = \frac{\Delta_2}{\Delta} = 39,81 \text{ Н};$$

$$R_{05y} = \frac{\Delta_3}{\Delta} = 3,0356 \text{ Н}.$$

5.3 Силовой расчёт группы структурного модуля 2 класса 2 вида.

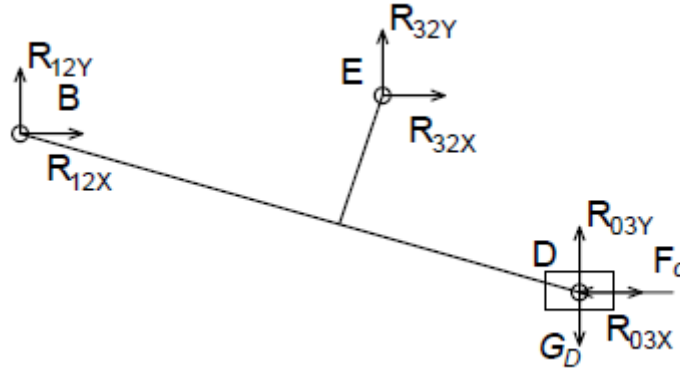


Рисунок 37. Расчётная схема структурной группы II₂

Примем $X_1 = R_{12x}$; $X_2 = R_{12y}$; $X_3 = R_{03y}$.

Определяем реакции в соединениях B и D по уравнениям (41):

$$R_{12x} = \frac{\Delta_1}{\Delta}; R_{12y} = \frac{\Delta_2}{\Delta}; R_{03y} = \frac{\Delta_3}{\Delta}. \quad (41)$$

$$\Delta = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{vmatrix}; \quad \Delta_1 = \begin{vmatrix} b_1 & a_{12} & a_{13} \\ b_2 & a_{22} & a_{23} \\ b_3 & a_{32} & a_{33} \end{vmatrix}$$

$$\Delta_2 = \begin{vmatrix} a_{11} & b_1 & a_{13} \\ a_{21} & b_2 & a_{23} \\ a_{31} & b_3 & a_{33} \end{vmatrix}; \quad \Delta_3 = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & b_1 \\ a_{21} & a_{22} & b_2 \\ a_{31} & a_{32} & b_3 \end{vmatrix}$$

Находим элементы определителя:

$$a_{11} = 1; \quad a_{12} = 0; \quad a_{13} = 0;$$

$$b_1 = -\sum F_{ix} = -(F_{Cx} + F_{u3x} + F_{u2x}) = -(30 + 0,376 + 0,1275) = -30,5035$$

$$a_{21} = 0; \quad a_{22} = 1; \quad a_{23} = 1;$$

$$b_2 = -\sum F_{iy} = -(G_{3y} + G_{2y} + F_{u2y}) = -(-398 - 31,36 + 0,0645) = 429,295$$

$$a_{31} = y_D - y_B = 0 - 0,2121 = -0,2121;$$

$$a_{32} = -(x_D - x_B) = -(1,2098 - 0,2121) = -0,9977;$$

$$a_{33} = 0.$$

$$b_3 = - \left[\sum M_i^{(4)} + \sum F_{ix}^{(4)} \cdot (y_B - y_i) - \sum F_{iy}^{(4)} \cdot (x_B - x_i) \right] =$$

$$= - \left[M_{u2} + F_{u2x} \cdot (y_B - y_{S_2}) - (F_{u2y} + G_{2y}) \cdot (x_B - x_{S_2}) \right] =$$

$$= -(-0,0057 - 0,1275) \cdot (0,2121 - 0,1081) - (0,0645 + (-147)) \cdot (0,2121 - 0,7012) = -71,85.$$

Находим определители:

$$\Delta = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 \\ -0,2121 & -0,9977 & 0 \end{vmatrix} = -0,9977 \text{ м};$$

$$\Delta_1 = \begin{vmatrix} b_1 & a_{12} & a_{13} \\ b_2 & a_{22} & a_{23} \\ b_3 & a_{32} & a_{33} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} -30,5035 & 0 & 0 \\ 429,295 & 1 & 1 \\ -71,85 & -0,9977 & 0 \end{vmatrix} = -30,4298 \text{ Нм};$$

$$\Delta_2 = \begin{vmatrix} a_{11} & b_1 & a_{13} \\ a_{21} & b_2 & a_{23} \\ a_{31} & b_3 & a_{33} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1 & -30,5035 & 0 \\ 0 & 429,295 & 1 \\ -0,2121 & -71,85 & 0 \end{vmatrix} = 70,8191 \text{ Нм};$$

$$\Delta_3 = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & b_1 \\ a_{21} & a_{22} & b_2 \\ a_{31} & a_{32} & b_3 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & -30,5035 \\ 0 & 1 & 429,295 \\ -0,2121 & -0,9977 & -71,85 \end{vmatrix} = 350,5 \text{ Нм}.$$

Определяем реакции в соединениях *B* и *D* по уравнениям (30):

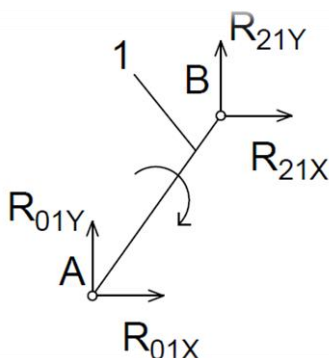
$$R_{12x} = \frac{\Delta_1}{\Delta} = 30,57 \text{ Н};$$

$$R_{12y} = \frac{\Delta_2}{\Delta} = -70,98 \text{ Н};$$

$$R_{03y} = \frac{\Delta_3}{\Delta} = -351,31 \text{ Н}.$$

5.4 Силовой расчёт входного звена

Расчётная схема звена представлена на (рис. 38). Уравновешивающий момент определяется по уравнению моментов сил, приложенных к звену *AB* проекции реакции в соединении определим по уравнениям:



$$\begin{aligned} T_{yp} &= -[R_{21x} \cdot y_B - R_{21y} \cdot x_B] = \\ &= -[(30,57) \cdot 0,2121 - 70,98 \cdot (0,2121)] = 8,57 \text{ Н} \cdot \text{м}; \end{aligned}$$

$$R_{01x} = -(-R_{21x} + F_{u1x}) = -(30,57 + 0) = -30,57 \text{ Н};$$

$$R_{01y} = -(-R_{21y} + F_{u1y} + G_{1y}) = -(70,98 + 0 - 49) = 21,98 \text{ Н}.$$

5.5 Силовой расчет механизма в системе DINAMIC

Силовой анализ выполняется в системе DINAMIC, исходные данные введены на этапе определения параметров динамической модели.

В ходе тестирования модуля DINAMIC, было выявлено, что схема исследуемого механизма отсутствует в библиотеке данного модуля, поэтому для расчетов была принята часть механизма пресса Кожевникова С. Н. (рис 39).

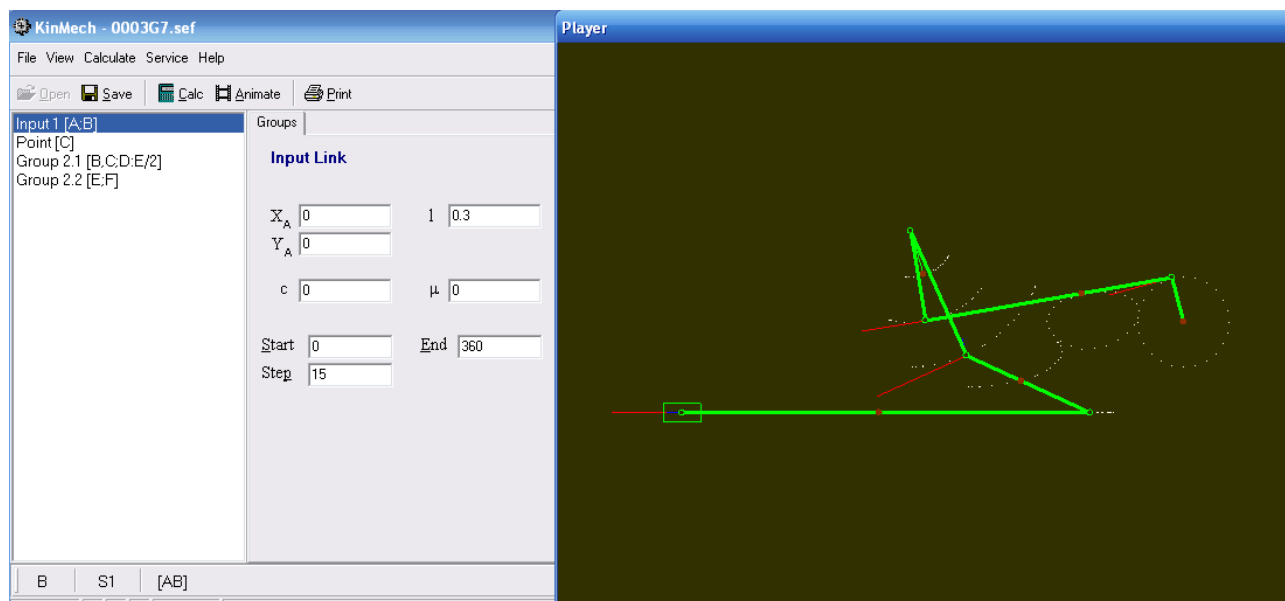


Рисунок 39. Ввод данных и схема механизма

На рисунках 40-53 показана процедура выполнения расчета в системе DINAMIC.

На рисунках 40-41, показана ввод значений масс и моментов инерции.

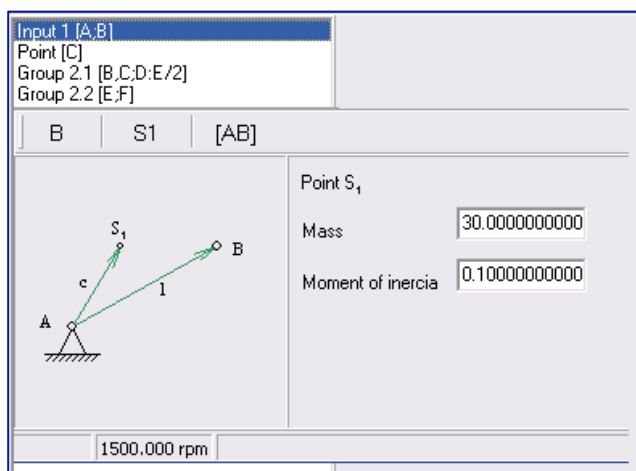


Рисунок 40. Масса и момент инерции S_1

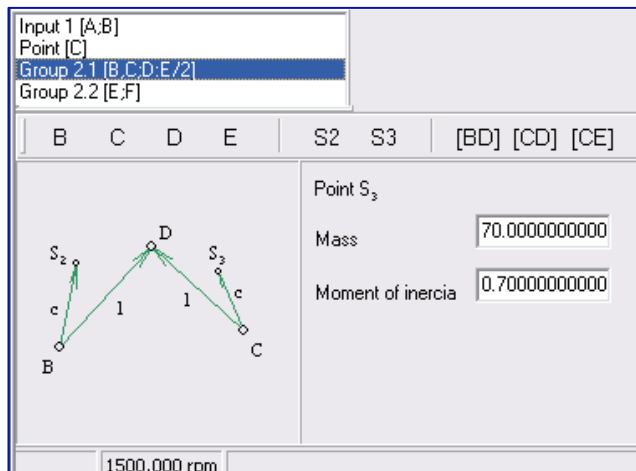


Рисунок 41. Масса и момент инерции S_2

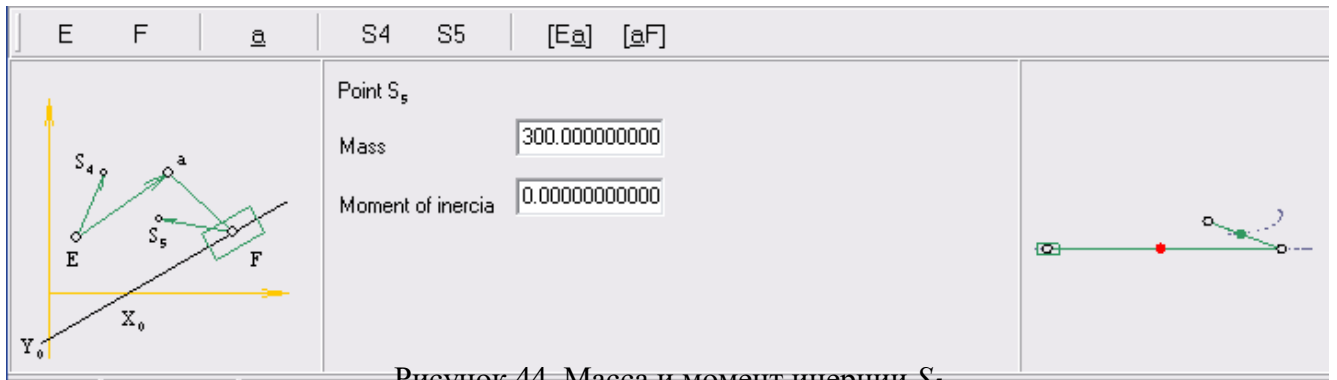


Рисунок 44. Масса и момент инерции S_5

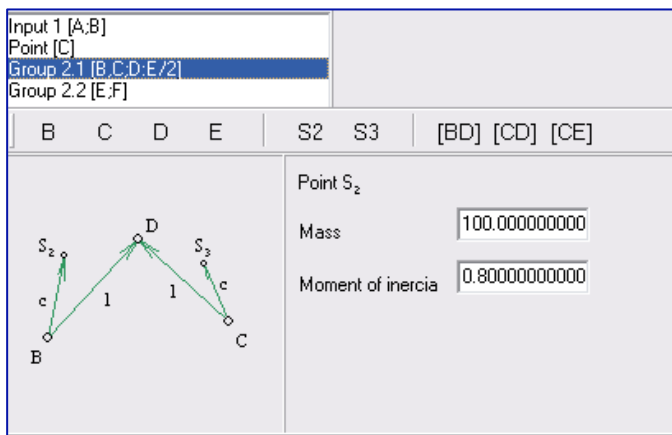


Рисунок 42. Масса и момент инерции S_3

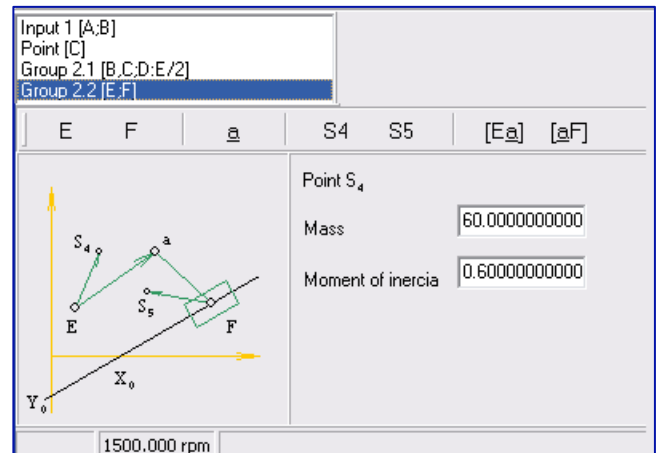
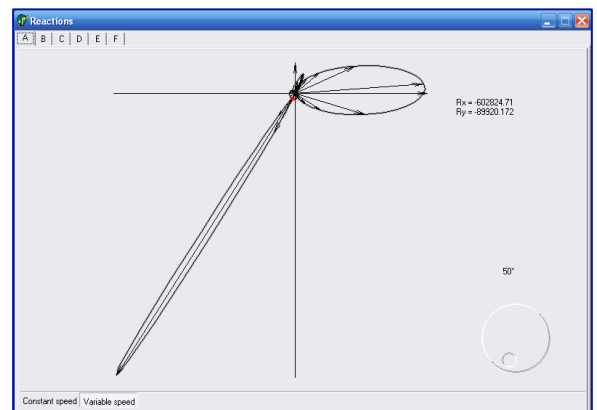
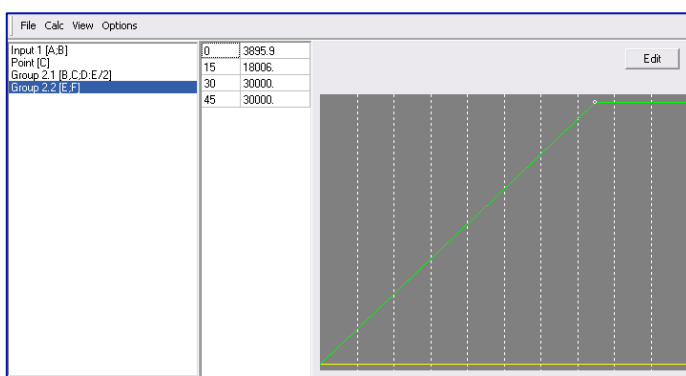


Рисунок 43. Масса и момент инерции S_4



На рисунке 45 моделирование механического воздействия на рабочее звено

Результаты исследования показаны в виде таблиц, графиков и годограф (рис. 47-53).

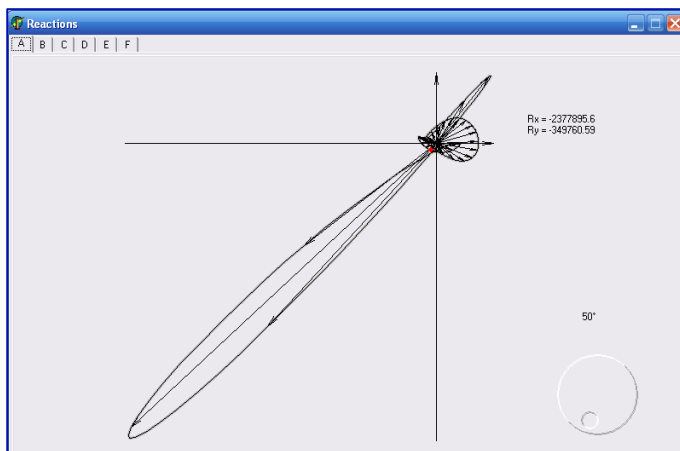


Рисунок 51. Годограф реакций при постоянной скорости в точке *A*

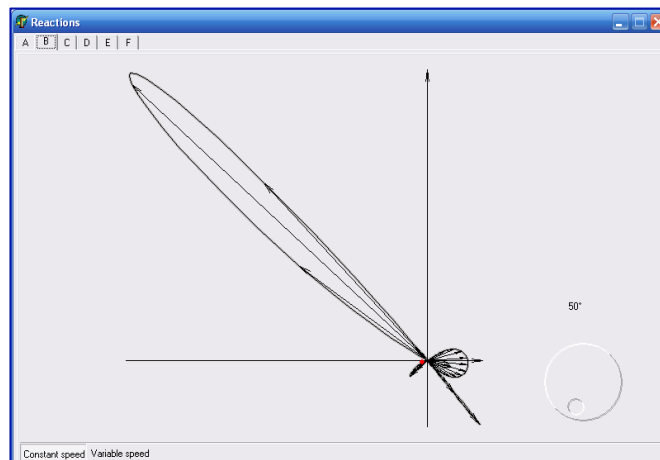


Рисунок 53. Годограф реакций при постоянной скорости в точке *B*

На рисунках 51 и 53, реакции точек *A* и *B* диаметрально противоположны, что указывает на правильный ход решений и соответствует третьему закону Ньютона.

Заключение

В работе решена задача разработки методики автоматизации проектирования сельскохозяйственной техники на примере сеного прессы. Выполнен обзор сельскохозяйственной техники проведено исследование сеного

пресса: исследование кинематики, моделирование схемы механизма и динамики механизма.

При исследовании кинематики механизма рассмотрены движение звеньев без учета действующих сил, то есть движения звеньев и точек рассмотрено с точки зрения геометрии и структуры механизма.

Исследование выполнено аналитическим методом с применением систем авторизации проектирование VSE и DINAMIC. Решено уравнение движения в механизме, выполнено регулирование скорости главного вала механизма, сконструирован маховик с моментом инерции необходимым для достижения рекомендуемого коэффициента неравномерности хода. А также выполнен силовой расчет механизма и тестирование модуля DINAMIC.

Расчет выполнен при постоянной и при переменной скорости входного звена. При этом выявлено, что библиотека схем механизмов не содержит некоторые модели механизмов.

Сравнение результатов ручного счёта и в системе показала хорошую сходимость.

Используемые системы VSE и DINAMIC можно рекомендовать для проектирования в конструкторских бюро, предприятий, производящих сельскохозяйственную технику.

Литература

Учебники и учебные пособия

1. Зиновьев В. А. Курс теории механизмов и машин [Текст] : учеб. пособие для вузов. / В. А.Зиновьев; ред. Н. В.Сперанский и А. Г. Мордвинцев ; М-во высш. и сред. спец. образования СССР, изд. 3-е стереотип. — М.: Физматлит ; изд-во «Наука», 1975. — 384 с.

2. Кузлякина В. В. Исследование кинематики рычажных механизмов [Текст]: учеб. пособие для курсового проектирования / С. Н. Зиборов, С. Р. Рослякова – Владивосток: Мор. гос. ун-т, 2004. – 102 с.

3. Кузлякина, В. В. Структурирование схем рычажных механизмов (автоматизированная система VSE) [Текст]: учеб. пособие / Л. А. Бражник, В. В. Кузлякина, М. В. Нагаева. – Владивосток: Мор. гос. ун-т, 2009. – 76 с.

4. Кузлякина В. В. Исследование плоских рычажных механизмов. Кинетостатика. [Текст]: учеб. пособие. – к выполнению учебного проектирования /В. В. Кузлякина, М. В. Нагаева. – Владивосток: Мор. гос. цн-т, 2006-102с.

5. Кузлякина В. В. Исследование и разработка интегральных систем автоматизации проектирования машинных агрегатов, отчет о научно-исследовательской работе по теме 4.2.2007, научн. рук. Кузлякина В. В., МГУ им Г. И. Невельского, г. Владивосток, 2011 г., - 100 с.

6. Фролов, К. В. Теория механизмов и механика машин [Текст]: учеб. пособие для вузов / С. А. Попов, А. К. Мусатов [и др.]; под общ. ред. К. В. Фролова. – 6-е изд. – М.: МГТУ им. Баумана., 2009. – 688 с.

7. Чайка А.И. Проектирование и исследование кривошипно-ползунных механизмов машин различного назначения. Учебное пособие. – Харьков: ХАИ, 1993. – 94 с.

Интернет ресурсы:

8. Сенный пресс. Библиотека по агрономии - Режим доступа:
<http://agrolib.ru/rastenievodstvo/item/f00/s01/e0001651/index.shtml>

9. Большая советская энциклопедия. Сеной пресс.

<https://dic.academic.ru/dic.nsf/bse/131536/%D0%A1%D0%B5%D0%BD%D0%BD%D0%BE%D0%B9>

10.Словарь технический Академик. - Режим доступа:

<http://dic.academic.ru/dic.nsf/ruwiki/86403>



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Дальневосточный федеральный университет»

ИНЖЕНЕРНАЯ ШКОЛА

Кафедра механики и математического моделирования

ОТЗЫВ РУКОВОДИТЕЛЯ

на выпускную квалификационную работу студента Горяшко
Владислава Константиновича
(фамилия, имя, отчество)

специальность (направление) по направлению 15.03.03 (15.04.03)
Прикладная механика группа Б-3409
Руководитель ВКР д.т.н., профессор В. В. Кузлякина
(ученая степень, ученое звание, и.о.фамилия)

на тему Моделирование схем и исследование динамики механизмов
сельскохозяйственной техники
Дата защиты ВКР « 4 » июля 2018 г.

Горяшко В.К. выполнил выпускную работу в соответствии с
техническим заданием в полном объёме, проявив самостоятельность и
интерес к рассматриваемой проблеме. На хорошем теоретическом
уровне рассмотрены вопросы моделирования схемы и исследования
кинематики механизмов в автоматизированной системе VSE. В
работе выполнено также исследование динамики прессы в системе
DINAMIC: определены все силы, действующие на звенья машины,
выбрана динамическая модель для решения уравнения движения,
определён истинный закон движения звеньев и основных точек,
неуравновешенные силы и моменты инерции. Проведён расчёт
контрольного варианта и сравнение с результатами расчётов в

системе DINAMIC, сделаны выводы.

Выпускная работа Горяшко В.К. заслуживает оценки отлично, а

Горяшко В.К. присвоения степени бакалавра по направлению

15.03.03 (15.04.03) Прикладная механика. Заимствование
составляет 10 %.

Руководитель ВКР д.т.н., профессор

(уч. степень, уч. звание)

В.В. Кузлякина

(и.о.фамилия)

« 2 » июля 2018 г.

