



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

ИНЖЕНЕРНАЯ ШКОЛА

Кафедра механики и математического моделирования

Бочкарников Артём Анатольевич

**ВЛИЯНИЕ СТРУКТУРЫ МЕХАНИЗМОВ И КОНСТРУКЦИИ ЗВЕНЬЕВ НА
ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАНИЗМОВ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО НАЗНАЧЕНИЯ**

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА

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

Владивосток
2018

Сведения, содержащих
гос тайну, нет

Эксперт



А.А. Бочарова

Автор работы _____

(подпись)

« 04 » июля

2018 г.

Консультант(ы)* _____

(подпись)

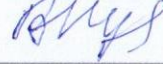
(И.О. Фамилия)

« _____ » _____

2018 г.

Руководитель ВКР _____

президент г.т.и
(должность, учёное звание)



(подпись)

В.В. Кузнецова
(И.О. Фамилия)

« 04 » июля

2018 г.

Назначен рецензент _____

(учёное звание)

(Фамилия Имя Отчество)

Защищена в ГЭК с оценкой отлично

«Допустить к защите»

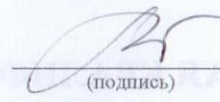
Секретарь ГЭК

Заведующий кафедрой, доцент



А.А. Ратников

(подпись)



А.А. Бочарова

(подпись)

« 04 » июля 2018 г.

« 14 » июля 2018 г.

УТВЕРЖДАЮ
Директор Инженерной школы



Беккер А.Г.

Подпись

Ф.И.О.

« 18 » июля

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.....	2
Введение.....	4
1. Обзор конструкций и схем механизмов строгальных станков.....	6
2. Исследование кинематики механизма поперечно-строгального станка.....	9
2.1. Структурный анализ механизма.....	11
2.2 Исследование кинематики входного звена	13
2.3 Исследование кинематики обобщённого структурного модуля второго класса первого вида	14
2.4 Исследование кинематики обобщённого структурного модуля второго класса пятого вида	19
4. Исследование динамики механизма в системе DINAMIC	25
4.1 Определение внешних сил.	25
4.2 Определение параметров динамической модели	27
4.3 Решение уравнения движения в системе DINAMIC	30
4.5 Определение неуравновешенных сил и моментов инерции.	33
5. Силовой расчёт механизма станка	35
5.1 Определение сил инерции.....	36
5.2 Силовой расчёт второго класса пятого вида	38
5.3 Силовой расчёт второго класса первого вида	39
5.4 Силовой расчёт входного звена.....	42
5.5 Силовой расчёт механизма станка 7М36 в системе DINAMIC	43
6. Анализ влияния структуры и конструкции звеньев на динамические характеристики механизмов на примере группы поперечно-строгальных станков.....	44
Заключение	Ошибка! Закладка не определена.
Литература	Ошибка! Закладка не определена.

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

m_i - масса i -го звена

g - ускорение свободного падения

F_M - сила, приложенная в точке M

p_i - давление в цилиндре

\bar{l}_i – вектор i -го звена

\bar{r}_M – радиус-вектор точки M

j – номер положения;

i – номер звена;

$F_{S_i\varphi_j}$ – аналоги линейных скоростей центров масс звеньев

$\omega_{i\varphi}$ – аналоги угловых скоростей звеньев

T_k – моменты, действующие на звенья механизма

V_M – аналоги линейных скоростей точек приложения сил

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_{S_xj}, a_{S_yj} – 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{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.

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

DINAMIC – система предназначенная для исследования динамики механизмов

Введение

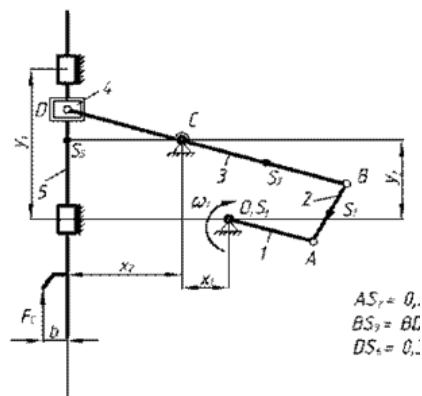
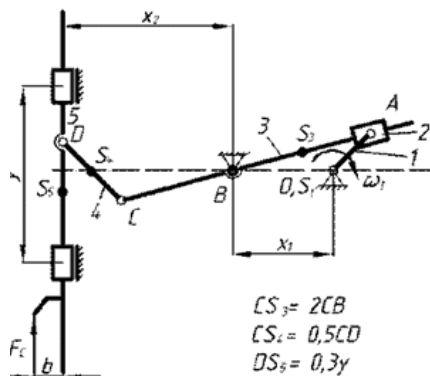
В связи с поставленной задачей резкого поднятия экономики, особо важной задачей становится создание современного технологического оборудования, как основы развития всех отраслей народного хозяйства. Технологическое оборудование – это станки различного назначения, двигатели внутреннего сгорания, турбины, прессы и конвейеры. Большую группу технологического оборудования составляют долбежные и строгальные станки. На рис. 1 приведён общий вид долбежного станка для изготовления шпоночных пазов, шлицев и канавок на фасонных и плоских поверхностях, для долбления плоских и фасонных поверхностей, вырезов, канавок в цилиндрических и конических отверстиях и других операций в серийном производстве, а на рис.2 - в мелкосерийном и единичном производстве, а также в ремонтных мастерских. Кинематические схемы



Рисунок 1. Долбежный станок 7M430



Рисунок 2. Долбежный станок 7A420



станков такого типа представлены на рис. 3 и 4. [8]

Рисунок 3. Механизм долбежного станка. Рисунок 4. Механизм зубодолбежного станка.

Структура основного механизма долбежных станков разнообразна и включают в себя: условные механизмы первого класса и структурные группы второго класса различных видов по классификации Ассура – Артоболевского.

В работе рассматривается влияние структуры и конструкции звеньев на динамические характеристики механизмов группы строгальных станков. Задача решается аналитическим методом с применением современных компьютерных технологий на основе обобщённых структурных модулей.

1. Обзор конструкций и схем механизмов строгальных станков

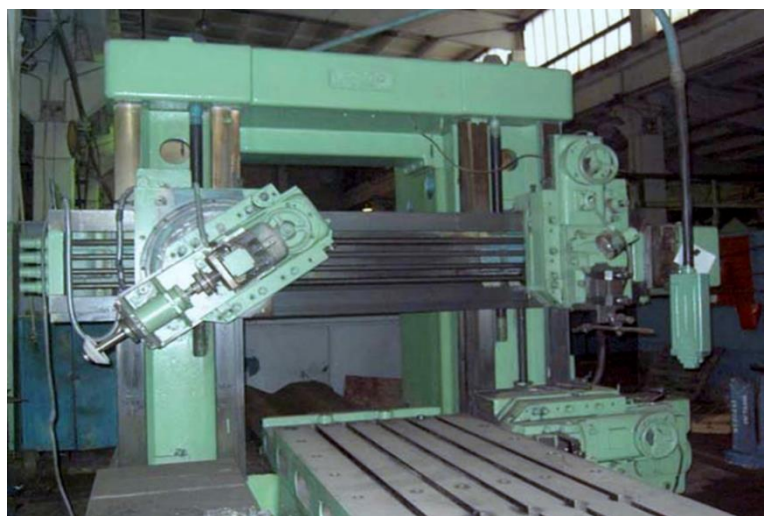
В современной станочной продукции представлено множество видов конструкций строгальных станков. На рис. 5, 6 представлены три типа строгальных станков: рис.5 - продольно-строгальные станки для строгания плоских поверхностей изделий из черных и цветных металлов в условиях единичного и мелкосерийного производства; рис.6 – для серийного производства.



Рисунок 5. Поперечно-строгальные станки: а) 7Д36; б)7М36

Рисунок 6. Продольно-строгальный станок 7210

Структура основного механизма строгальных станков отличается в зависимости от модели станка и содержат: условные механизмы первого класса и



структурные группы второго класса различных видов по классификации Ассура – Артоболевского. Схемы некоторых механизмов станков представлены на рис. 7 - 10.

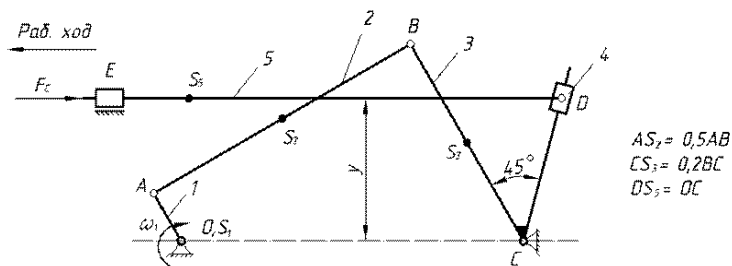
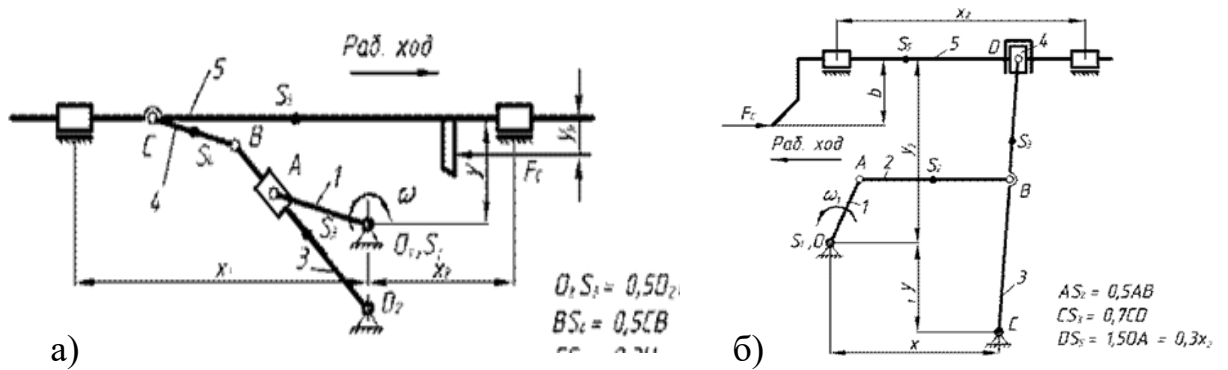


Рисунок 7. Кинематические схемы механизмов поперечно-строгальных станков

Рисунок 8. Схема механизма зубострогального станка для нарезания конических колес

Для исследования разработки методики автоматизированного проектирования на начальной стадии и анализа влияния конструкции звеньев на динамические характеристики был выбран строгальный станок с механизмом сложной структуры. Общий вид представлен на рис. 9, а кинематическая схема - на рис. 7 б).

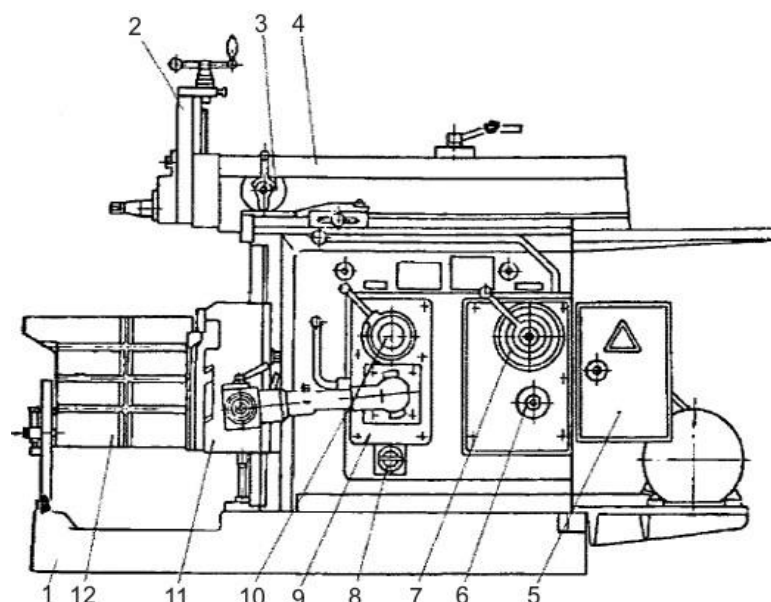


Рисунок 9. Общий вид поперечно-строгального станка 7М36

Основными характеристиками станочного оборудования являются динамические показатели. Одним из главных является коэффициент неравномерность хода машины - δ , который характеризует переменность движения главного вала механизма. Чем больше неравномерность хода, тем сильнее ощущаются колебательные процессы, хуже качество обрабатываемой поверхности, а также условия работы обслуживающего персонала. Динамические характеристики зависят от структуры и кинематики механизма.

2. Исследование кинематики механизма поперечно-строгального станка

Исследование кинематики механизма может быть выполнено с помощью графических и аналитических методов. В системах автоматизированного проектирования заложены аналитические методы. Для исследования в работе использовалась система VSE - разработка ИКЦ Vector.

В системе VSE, исследование кинематики выполняются методом замкнутых контуров [1], на основе обобщённых структурных модулей [2].

Исследование кинематики выполняется в порядке присоединения обобщённых структурных групп (рис.10-12), поэтому предварительно выполняется структурный анализ механизма.

На начальном этапе проектирования не учитываются силы, действующие в механизме, поэтому удобнее рассматривать не кинематические параметры, а их геометрические аналоги, которые зависят не от времени, а только от геометрии и угла положения кривошипа φ_1 . Это позволяет исключить влияние силового фактора и кинематику рассмотреть с точки зрения структуры и геометрии механизма.

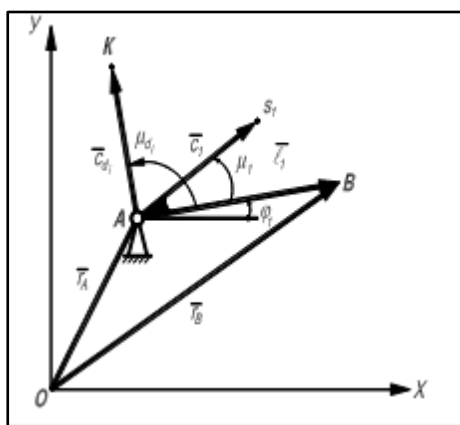


Рисунок 10. Обобщенный модуль I класса I вида

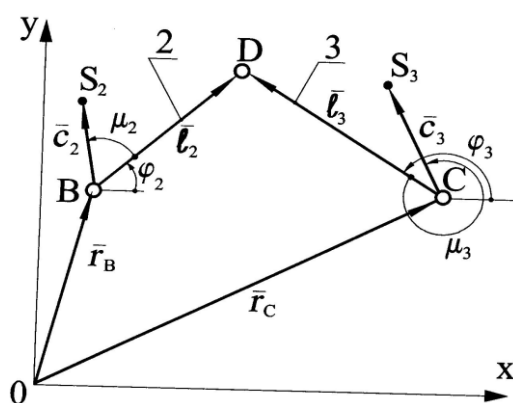


Рисунок 11. Обобщенный модуль II класса I вида

Рисунок 12 - Обобщенный модуль II
класса IV вида

Параметрами структурных групп в общем виде являются:

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

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

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

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

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

2.1. Структурный анализ механизма

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

Схема исследуемого механизма представлена на рис. 13.

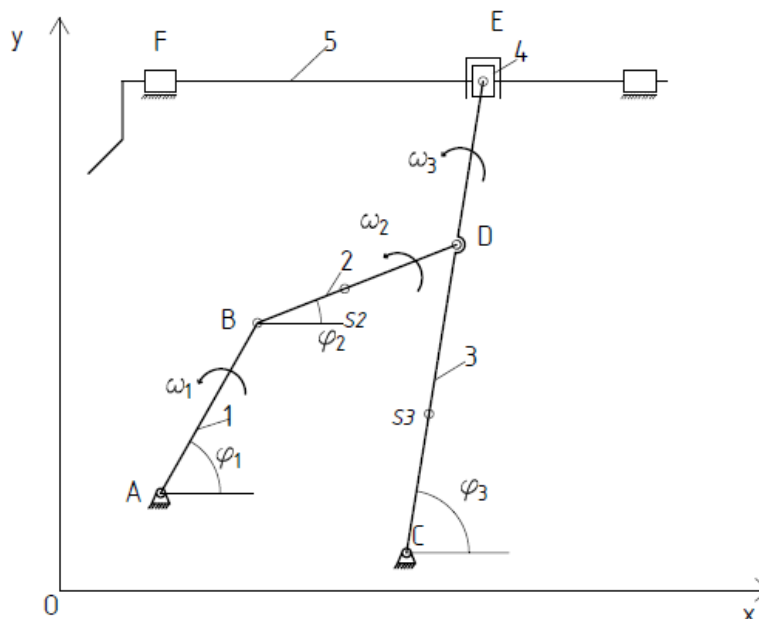


Рисунок 13. Структурная схема поперечно-строгального станка:
1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – кулиса-коромысло;
4 – кулисный камень; 5 – ползун (кулиса)

Степень подвижности механизма определяет число входных звеньев и определяется для плоских механизмов по формуле Чебышева П. Л. [6]

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

где W - степень подвижности механизма,

n - число подвижных звеньев,

p_5 - число кинематических пар 5 класса.

p_4 - число кинематических пар 4 класса.

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

Схему механизма можно разложить на следующие структурные группы: механизм 1 класса (I_1), группы Ассур второго класса первого вида (II_1) и группы Ассур второго класса пятого вида (II_5). (рис. 14).

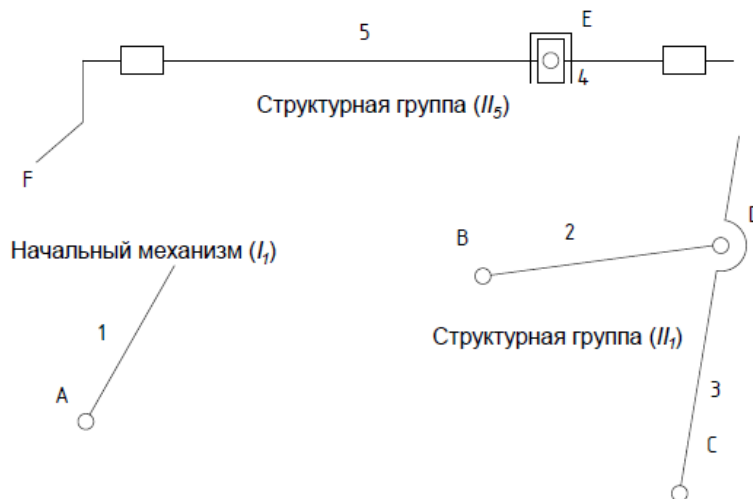


Рисунок 14. Структурные группы механизма

Формула строения механизма:

$$I_1(0,1) \rightarrow II_1(2,3) \rightarrow II_5(4,5)$$

Класс механизма определяется по наивысшему классу группы Ассур, входящей в механизм, из этого следует, что это механизм второго класса.

2.2 Исследование кинематики входного звена

В большинстве механизмов входными звеньями, определяющими движение остальных, являются звенья, совершающие вращательное движение относительно неподвижной точки. Расчётная схема показана на рис.15. Для простоты расчетов начало координат совместим с точкой A .

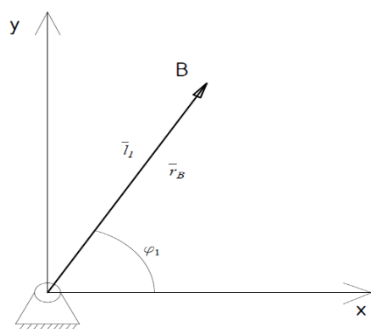


Рисунок 15. Обобщенный модуль I класса I вида

В общем виде уравнение замкнутости векторного контура записывается уравнением:

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

где \bar{l}_i – вектор звеньев;

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

Уравнение замкнутости векторного контура ABA для определения параметров точки A обобщенного структурного модуля $I_I(0, 1)$ (рис. 15) в соответствии с формулой (2):

$$\sum \bar{l}_i + \sum \bar{r}_i = 0; \quad \bar{r}_B - \bar{l}_1 = 0; \quad r_B = l_1 \quad (3)$$

или в проекциях на оси Ox и Oy :

$$\begin{cases} x_B = x_A + l_1 \cdot \cos \phi_1 = 0 + 0,1 \cdot \cos 60^\circ = 0,05\text{м} \\ y_B = y_A + l_1 \cdot \sin \phi_1 = 0 + 0,1 \cdot \sin 60^\circ = 0,086\text{м} \end{cases} \quad (4)$$

Для определения аналогов линейных скоростей и ускорений точки B необходимо продифференцировать по параметру ϕ_1 уравнения системы (4).

Проекции аналогов скорости и ускорения точки A на оси Ox и Oy опишутся уравнениями:

$$\begin{cases} V_{\phi Bx} = -l_1 \cdot \sin \phi_1 = -0,1 \cdot \sin 60^\circ = -0,086 \text{ м}; \\ V_{\phi By} = l_1 \cdot \cos \phi_1 = 0,1 \cdot \cos 60^\circ = 0,05 \text{ м}. \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} a_{\phi Bx} = -l_1 \cdot \cos \phi_1 = -0,1 \cdot \cos 60^\circ = -0,05 \text{ м}; \\ a_{\phi By} = -l_1 \cdot \sin \phi_1 = -0,1 \cdot \sin 60^\circ = 0,086 \text{ м}. \end{cases} \quad (6)$$

Кинематические характеристики т. S_I равны нулю, так как она совпадает с т. A .

2.3 Исследование кинематики обобщённого структурного модуля второго класса первого вида

Расчётные схемы показаны на рис. 16.

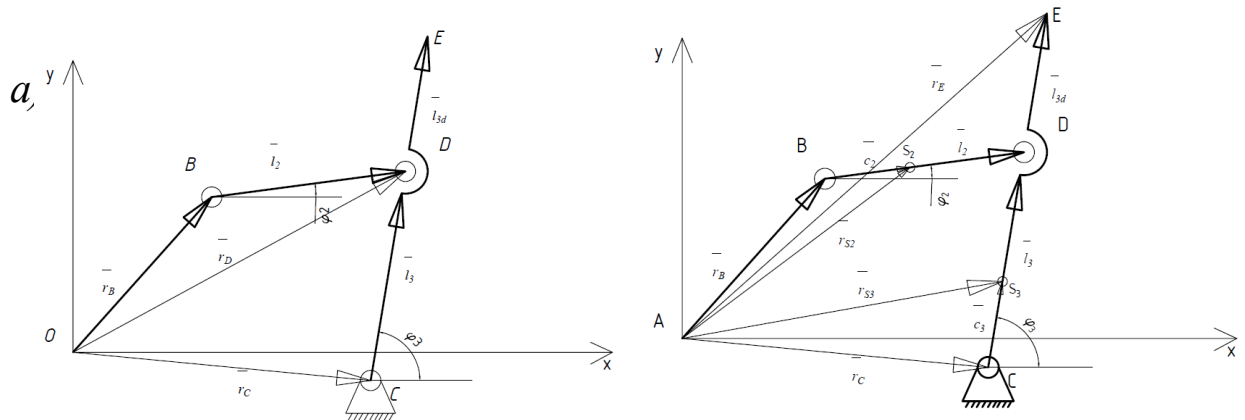


Рисунок 16: Расчётные схемы для определения характеристик:
а) для точки D ; б) для точки E

Рассмотрим контур $OBDCO$. Векторное уравнение замкнутости контура согласно уравнению (2):

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

В проекциях на оси Ox и Oy :

$$\begin{cases} x_B + l_2 \cdot \cos \phi_2 - l_3 \cdot \cos \phi_3 - x_C = 0, \\ y_B + l_2 \cdot \sin \phi_2 - l_3 \cdot \sin \phi_3 - y_C = 0. \end{cases} \quad (8)$$

Неизвестные значения углов положения звена 2- ϕ_2 , звена 3 - ϕ_3 , находятся из системы уравнений (8)[2].

Первоначально находим угол ϕ_3 (рис.16а):

$$a = -\frac{x_C - x_B}{y_C - y_B} = -\frac{0,3 - 0,05}{-0,2 - 0,086} = -0,23 \quad (9)$$

$$A = a^2 + 1 = (-0,23)^2 + 1 = 0.947;$$

$$B = 2 \cdot a \cdot b = 2 \cdot (-0,23) \cdot 0.93 = -0.427; \quad (10)$$

$$C = b^2 - 1 = 0.93^2 - 1 = -0.135$$

$$\begin{aligned} \cos \phi_3 &= \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} = \frac{0.427 \pm \sqrt{(-0.427)^2 + 4 \cdot 0.947 \cdot 0.135}}{2 \cdot 0.947} = \\ &= \frac{0.497 \pm 0.832}{1.894}; \end{aligned} \quad (11)$$

Первое решение: $\cos \phi_3 = \frac{0.497 + 0.832}{1.894} = 0.701; \phi_3 = 20,78^\circ.$

Второе решение: $\cos \phi_3 = \frac{0.497 - 0.832}{1.894} = 0.087; \phi_3 = 85^\circ$

Принимается второе решение, как соответствующее схеме механизма (рис.16а).

Угол ϕ_2 определяется из второго уравнения системы (8):

$$\sin \phi_2 = \frac{y_C - y_B + l_3 \cdot \sin \phi_3}{l_2} = \frac{-0.2 - 0.086 + 0,4 \cdot \sin 85^\circ}{0,3} = 0.363;$$

$$\cos \phi_2 = \frac{x_C - x_B + l_3 \cdot \cos \phi_3}{l_2} = \frac{0.3 - 0,05 + 0,4 \cdot \cos 85^\circ}{0,3} = 0.354.$$

По знакам синуса и косинуса определяем, что угол ϕ_2 лежит в четвертой четверти, т. е. $\phi_2 = 22^\circ.$

Аналоги угловых скоростей $\omega_{\phi_2}, \omega_{\phi_3}$ определяются дифференцированием системы (8) по параметру ϕ_1 :

$$\begin{aligned}\omega_{\phi_3} &= \frac{(V_{\phi_{Cx}} - V_{\phi_{Ax}}) \cdot \cos \phi_2 - (V_{\phi_{Cy}} - V_{\phi_{Ay}}) \cdot \sin \phi_2}{l_3 \cdot \sin(\phi_3 - \phi_2)} = \\ &= \frac{(0 + 0,086) \cdot \cos 22^\circ + (0 - 0,05) \cdot \sin 22^\circ}{0,4 \cdot \sin(85^\circ - 22^\circ)} \quad (12) \\ &= 0,171;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\omega_{\phi_2} &= \frac{V_{\phi_{Cy}} - V_{\phi_{By}} + l_3 \omega_{\phi_3} \cos \phi_3}{l_2 \cdot \cos \phi_2} = \\ &= \frac{0 - 0,05 + 0,4 \cdot 0,171 \cdot \cos 85^\circ}{0,3 \cdot \cos 22^\circ} = -0,159.\end{aligned} \quad (13)$$

Аналоги угловых ускорений ε_{ϕ_2} , ε_{ϕ_3} определяются дифференцированием системы (8) по параметру ϕ_1 :

$$\begin{aligned}\varepsilon_{\phi_3} &= \frac{(a_{\phi_{Cx}} - a_{\phi_{Bx}}) \cdot \cos \phi_2 + (a_{\phi_{Cy}} - a_{\phi_{By}}) \cdot \sin \phi_2 + l_2 \omega_{\phi_2}^2 - l_3 \cdot \omega_{\phi_3}^2 \cdot \cos(\phi_3 - \phi_2)}{l_3 \cdot \sin(\phi_3 - \phi_2)} = \\ &= \frac{(0 + 0,05) \cos 22^\circ + (0 - 0,086) \sin 22^\circ + 0,3 \cdot 0,159^2 - 0,4 \cdot 0,171^2 \cos(85^\circ - 22^\circ)}{0,4 \cdot \sin(85^\circ - 22^\circ)} = 0,226; \\ \varepsilon_{\phi_2} &= \frac{a_{\phi_{Bx}} - a_{\phi_{Cx}} - l_2 \cdot \omega_{\phi_2}^2 \cdot \cos \phi_2 + l_3 \cdot \varepsilon_{\phi_3} \cdot \sin \phi_3 + l_3 \cdot \omega_{\phi_3}^2 \cdot \cos \phi_3}{l_2 \cdot \sin \phi_2} \\ &= \frac{-0,05 - 0 - 0,3 \cdot 0,159^2 \cdot \cos 22^\circ + 0,4 \cdot (0,226) \cdot \sin 85^\circ + 0,4 \cdot 0,159^2 \cdot \cos 85^\circ}{0,3 \cdot \sin 22^\circ} = 0,302.\end{aligned}$$

Уравнение замкнутости для определения характеристик точки D , согласно уравнению (2) (рис.16а):

$$\vec{r}_B + \vec{l}_2 - \vec{r}_D = 0 \quad (14)$$

В проекциях на оси Ox и Oy :

$$\begin{cases} x_D = x_B + l_2 \cdot \cos \phi_2 = 0,05 + 0,3 \cdot \cos 22^\circ = 0,32 \\ y_D = y_B + l_2 \cdot \sin \phi_2 = 0,086 + 0,3 \cdot \sin 22^\circ = 0,198 \end{cases}$$

(15)

Для определения аналогов линейных скоростей и ускорений точки D необходимо продифференцировать по параметру ϕ_1 уравнения системы (15).

Проекция на оси O_x и O_y аналогов скорости и ускорения точки D опишутся уравнениями:

$$\begin{cases} V_{\phi Dx} = V_{\phi Bx} - l_2 \cdot \omega_{\phi 2} \cdot \sin \phi_2 = -0,086 - 0,3 \cdot (-0,159) \cdot \sin 22^\circ = -0,068 \text{ м}; \\ V_{\phi Dy} = V_{\phi By} + l_2 \cdot \omega_{\phi 2} \cdot \cos \phi_2 = 0,05 + 0,3 \cdot (-0,159) \cdot \cos 22^\circ = 0,004 \text{ м}; \end{cases}$$

$$\begin{cases} a_{\phi Dx} = a_{\phi Bx} - l_2 \cdot \varepsilon_{\phi 2} \cdot \sin \phi_2 - l_2 \cdot \omega_{\phi 2}^2 \cdot \cos \phi_2 = \\ a_{\phi Dy} = a_{\phi By} + l_2 \cdot \varepsilon_{\phi 2} \cdot \cos \phi_2 - l_2 \cdot \omega_{\phi 2}^2 \cdot \sin \phi_2 = \\ = -0,05 - 0,3 \cdot (0,301) \cdot \sin 22^\circ - 0,3 \cdot 0,159^2 \cdot \cos 22^\circ = -0,09 \text{ м}; \\ = 0,086 + 0,3 \cdot (0,301) \cdot \cos 22^\circ - 0,3 \cdot 0,159^2 \cdot \sin 22^\circ = -0,005 \text{ м}; \end{cases}$$

Принцип составления алгоритмов для определения кинематических параметров дополнительных точек и центров масс аналогичен изложенному для точки D , поэтому без дополнительных рисунков и пояснений приведём уравнения для точек S_2 и S_3 (рис. 166).

Определим кинематические характеристики точки S_2 , приняв угол $\mu_2 = 0$ (рис. 166).

$$x_{S_2} = x_B + c_2 \cdot \cos \phi_2 = 0,05 + 0,12 \cdot \cos 22^\circ = 0,162 \text{ м};$$

$$y_{S_2} = y_B + c_2 \cdot \sin \phi_2 = 0,086 + 0,12 \cdot \sin 22^\circ = 0,129 \text{ м}.$$

$$V_{\phi S_2x} = V_{\phi Bx} - c_2 \omega_{\phi 2} \cdot \sin \phi_2 = -0,086 - 0,12 \cdot (-0,159) \cdot \sin 22^\circ = -0,07 \text{ м};$$

$$V_{\phi S_2y} = V_{\phi By} + c_2 \cdot \omega_{\phi 2} \cdot \cos \phi_2 = 0,05 + 0,12 \cdot (-0,159) \cdot \cos 22^\circ = 0,031 \text{ м}.$$

$$a_{\phi S_2x} = a_{\phi Bx} - c_2 \cdot \varepsilon_{\phi 2} \cdot \sin \phi_2 - c_2 \cdot \omega_{\phi 2}^2 \cdot \cos \phi_2 =$$

$$= -0,05 - 0,12 \cdot (0,301) \cdot \sin 22^\circ - 0,12 \cdot 0,159^2 \cdot \cos 22^\circ = -0,065 \text{ м};$$

$$\begin{aligned} a_{\phi S_2 y} &= a_{\phi B y} + c_2 \cdot \varepsilon_{\phi 2} \cdot \cos \phi_2 - c_2 \cdot \omega_{\phi 2}^2 \cdot \sin \phi_2 = \\ &= 0,086 - 0,12 \cdot (0,301) \cdot \cos 22^\circ - 0,12 \cdot 0,159^2 \cdot \sin 22^\circ = -0,053 \text{ м}. \end{aligned}$$

Определим кинематические характеристики точки S_3 , приняв угол $\mu_3 = 0$ (рис. 166).

$$x_{S_3} = x_C + c_3 \cdot \cos \phi_3 = 0,3 + 0,2 \cdot \cos 85^\circ = 0,317 \text{ м};$$

$$y_{S_3} = y_C + c_3 \cdot \sin \phi_3 = -0,2 + 0,25 \cdot \sin 85^\circ = 0,049 \text{ м}.$$

$$V_{\phi S_3 x} = V_{\phi C x} - c_3 \cdot \omega_{\phi 3} \cdot \sin \phi_3 = 0 - 0,25 \cdot 0,171 \cdot \sin 85^\circ = -0,042 \text{ м};$$

$$V_{\phi S_3 y} = V_{\phi C y} + c_3 \cdot \omega_{\phi 3} \cdot \cos \phi_3 = 0 + 0,25 \cdot 0,171 \cdot \cos 85^\circ = 0,003 \text{ м}.$$

$$\begin{aligned} a_{\phi S_3 x} &= a_{\phi C x} - c_3 \cdot \varepsilon_{\phi 3} \cdot \sin \phi_3 - c_3 \cdot \omega_{\phi 3}^2 \cdot \cos \phi_3 = \\ &= 0 - 0,25 \cdot 0,226 \cdot \sin 85^\circ - 0,25 \cdot 0,171^2 \cdot \cos 85^\circ = -0,056 \text{ м}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} a_{\phi S_3 y} &= a_{\phi C y} + c_3 \cdot \varepsilon_{\phi 3} \cdot \cos \phi_3 - c_3 \cdot \omega_{\phi 3}^2 \cdot \sin \phi_3 = \\ &= 0 + 0,25 \cdot 0,226 \cdot \cos 85^\circ - 0,25 \cdot 0,171^2 \cdot \sin 85^\circ = -0,002 \text{ м}. \end{aligned}$$

Определим кинематические характеристики точки E , приняв угол $\mu_3 = 0$, подставив вместо индекса S_3 индекс E , вместо параметра c_3 параметр $l_{3\partial}$ (рис. 166).

$$x_E = x_C + l_{3\partial} \cdot \cos \phi_3 = 0,3 + 0,3 \cdot \cos 85^\circ = 0,346 \text{ м};$$

$$y_E = y_C + l_{3\partial} \cdot \sin \phi_3 = -0,2 + 0,3 \cdot \sin 85^\circ = 0,399 \text{ м}.$$

$$V_{\phi E x} = V_{\phi C x} - l_{3\partial} \cdot \omega_{\phi 3} \cdot \sin \phi_3 = 0 - 0,3 \cdot 0,171 \cdot \sin 85^\circ = -0,102 \text{ м};$$

$$V_{\phi E y} = V_{\phi C y} + l_{3\partial} \cdot \omega_{\phi 3} \cdot \cos \phi_3 = 0 + 0,3 \cdot 0,171 \cdot \cos 85^\circ = 0,007 \text{ м}.$$

$$\begin{aligned} a_{\phi E x} &= a_{\phi C x} - l_{3\partial} \cdot \varepsilon_{\phi 3} \cdot \sin \phi_3 - l_{3\partial} \cdot \omega_{\phi 3}^2 \cdot \cos \phi_3 = \\ &= 0 + 0,3 \cdot 0,226 \cdot \sin 85^\circ - 0,3 \cdot 0,171^2 \cdot \cos 85^\circ = -0,136 \text{ м}; \end{aligned}$$

$$a_{\phi E y} = a_{\phi C y} + l_{3\partial} \cdot \varepsilon_{\phi 3} \cdot \cos \phi_3 - l_{3\partial} \cdot \omega_{\phi 3}^2 \cdot \sin \phi_3 =$$

$$= 0 - 0,3 \cdot 0,226 \cdot \cos 85^\circ - 0,3 \cdot 0,171^2 \cdot \sin 85^\circ = -0,007 \text{ м.}$$

2.4 Исследование кинематики обобщённого структурного модуля второго класса пятого вида

Обобщённый структурный модуль второго класса пятого вида показана на рис. 12, расчётная схема – на рис. 17.

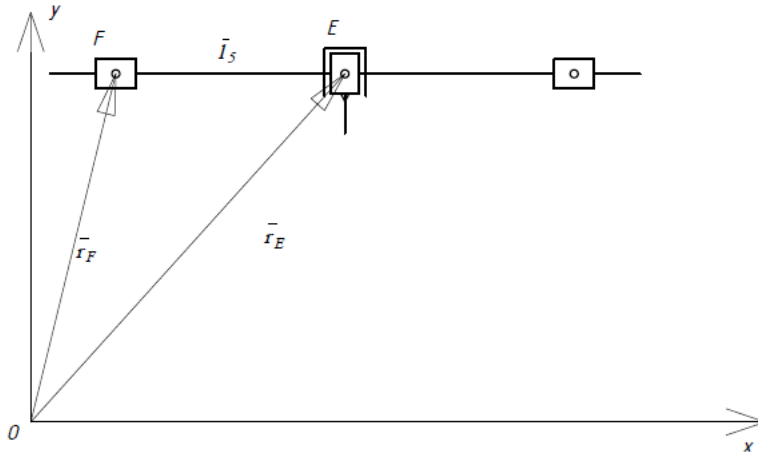


Рисунок 17. Расчётная схема структурного модуля II_5

Уравнение замкнутости для точки E , согласно уравнению (2):

$$\bar{r}_F + \bar{l}_5 - \bar{r}_E = 0; \quad (16)$$

$$\begin{cases} x_F = x_E + l_5 \cdot \cos \beta_5 = 0,34 + 0,1 \cdot \cos 90^\circ = 0,34; \\ y_F = y_E + l_5 \cdot \sin \beta_5 = 0,399 + 0,1 \cdot \sin 90^\circ = 0,41; \end{cases} \quad (17)$$

Аналоги скоростей:

$$V_{\phi E4} = \frac{V_{\phi Ey}}{\sin \beta_5} = \frac{0,007}{\sin 90^\circ} = 0,007; \quad (18)$$

$$V_{\phi Fx} = V_{\phi Ex} - V_{\phi E4} \cdot \cos \beta_5 = -0,102 - 0,007 \cdot \cos 90^\circ = 0,007 \quad (19)$$

Аналоги ускорений:

$$a_{\phi E4} = \frac{a_{\phi Ey}}{\sin \beta_5} = \frac{0,009}{\sin 90^\circ} = 0,009; \quad (20)$$

$$a_{\phi Fx} = a_{\phi Ex} - a_{\phi E4} \cdot \cos \beta_5 = -0,005 - 0,009 \cdot \cos 90^\circ = -0,007. \quad (21)$$

Сравнение результатов ручного расчета и в системе VSE приведено в таблице 1:

Таблица № 1

Координаты точек, звеньев и кинематические характеристики

Наименование	Обозначение	Единицы измерения	Метод исследования		% ошибки
			аналитический	Система VSE	
Точка B	x_B	м	0.05	0.05	0
	y_B		0.086	0.086	0
	$V_{\varphi Bx}$	м	-0.086	-0.086	0
	$V_{\varphi By}$		0.05	0.05	0
	$a_{\varphi Bx}$ $a_{\varphi By}$	м	-0.05 0.086	-0.05 0.086	0 0
Точка D	x_D	м	0.323	0.328	0,015
	y_D		0.198	0.199	0,005
	$V_{\varphi Dx}$	м	-0,068	-0,068	0
	$V_{\varphi Dy}$		0.004	0.004	0
	$a_{\varphi Dx}$ $a_{\varphi Dy}$	м	-0.09 -0.005	-0.091 -0.005	0,01 0
Точка S ₂	X_{S_2x}	м	0.162	0.161	0,006
	Y_{S_2y}		0.129	0.131	0,015
	$V_{\varphi S_2x}$	м	-0.075	-0.079	-0,05
	$V_{\varphi S_2y}$		0.031	0.031	0
	$a_{\varphi S_2x}$ $a_{\varphi S_2y}$	м	-0,065 -0,053	-0,066 -0,054	0,015 0,01
Точка S ₃	X_{S_3x}	м	0,317	0,317	0
	Y_{S_3y}		0,049	0,049	0
	$V_{\varphi S_3x}$	м	-0,042	-0,042	0
	$V_{\varphi S_3y}$		0,003	0,003	0
	$a_{\varphi S_3x}$ $a_{\varphi S_3y}$	м	-0,056 -0,002	-0,057 -0,003	0,017 0,33
Точка E	X_E	м	0.346	0.342	0,011
	Y_E		0.399	0.398	0,002
	$V_{\varphi Ex}$	м	-0.102	-0.102	0
	$V_{\varphi Ey}$		0.007	0.007	0
	$a_{\varphi Ex}$ $a_{\varphi Ey}$	м	-0.136 -0.007	-0.137 -0.007	-0.05 0
Точка F	X_F	м	0.34	0.342	-0.05
	Y_F		0.41	0.41	0
	$V_{\varphi Fx}$	м	0.007	0.007	0
	$V_{\varphi Fy}$		0	0	0
	$a_{\varphi Fx}$ $a_{\varphi Fy}$	м	-0.007 0	-0.007 0	0 0

Звено 2	$\varepsilon_{\varphi 2}$	-	0.302	0.302	0
	φ_2		22°	22°	0
	$\omega_{\varphi 2}$	-	-0.159	-0.159	0
Звено 3	$\varepsilon_{\varphi 3}$	-	0.226	0.226	0
	$\omega_{\varphi 3}$	-	0.171	0.171	0
	φ_3		85°	$85^\circ 57''$	0.006

3. Моделирование схемы механизма и исследование кинематики 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.

Ввод параметров в систему VSE приведен на рис.18а) - для звена AB , на рис.18б)-для звена BD , на рис.18с)-для группы II_1 , на рис.18д)-для группы II_5

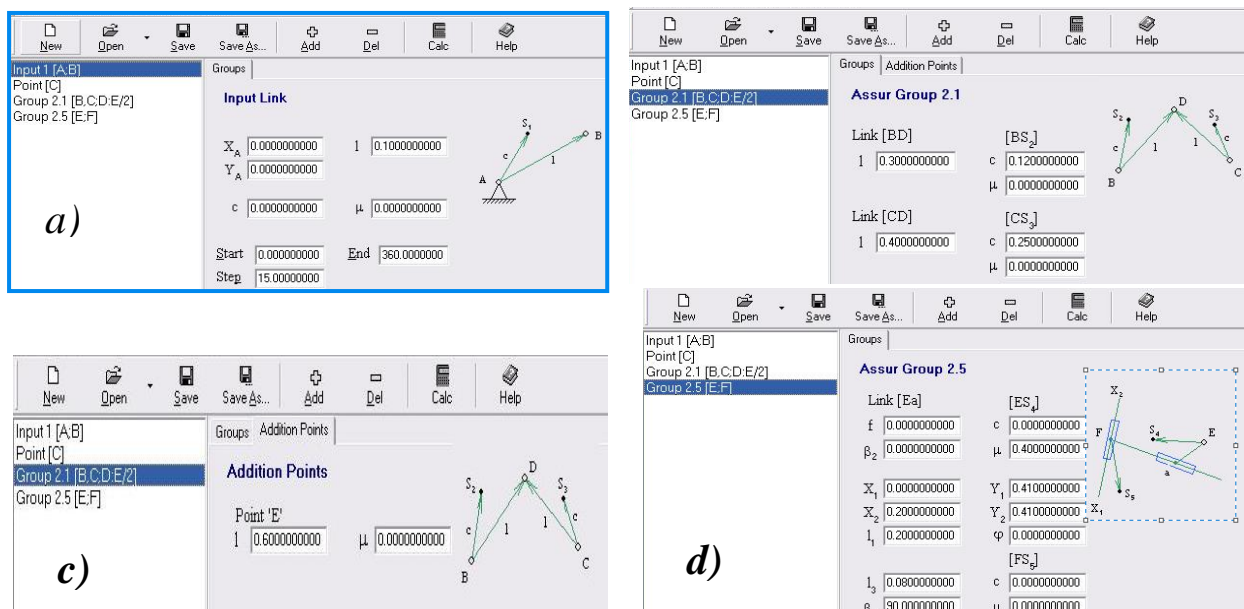


Рисунок 18. Экраны ввода входных параметров: а) для входного звена; б) для группы II_1 ; с) для дополнительной точки E ; д) для группы II_5 ;

Результаты исследования для всех звеньев и основных точек выводятся на экран дисплея в виде таблиц и графиков (рис. 19 - 20), и годографов (рис.21).

Экран вывода исследования кинематики в системе VSE:

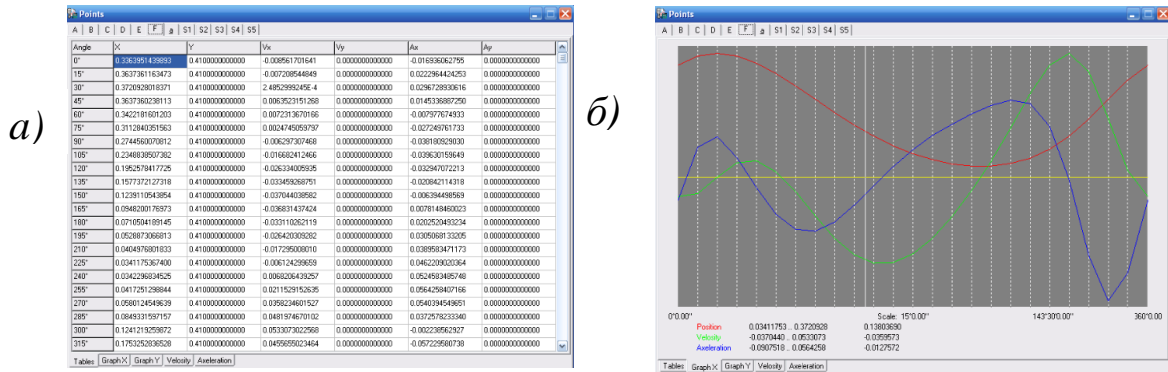


Рисунок 19. Экран вывода параметров точки F: а) таблица результатов; б) график;

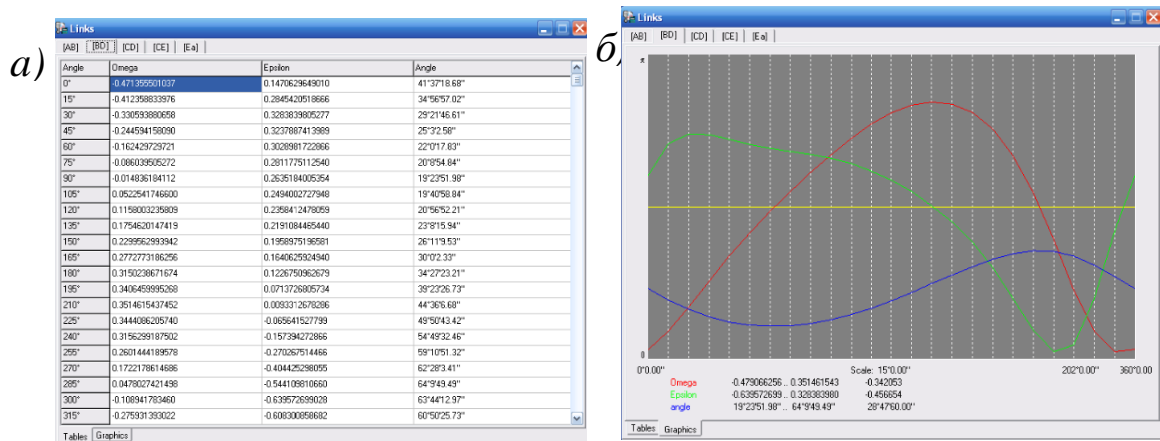
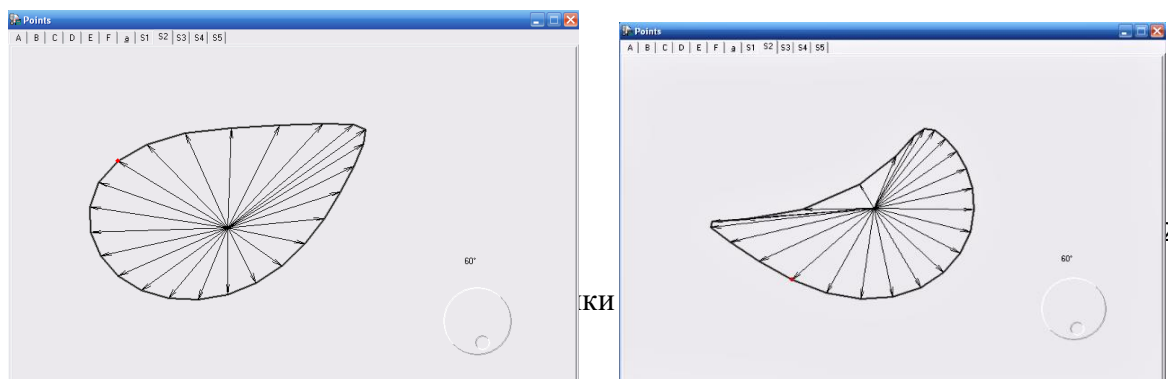


Рисунок 20. Экран вывода параметров звена BD: а) таблица результатов; б) график;



Система KinMech имеет важную функцию: динамическую визуализацию схемы спроектированного механизма (рис.22).

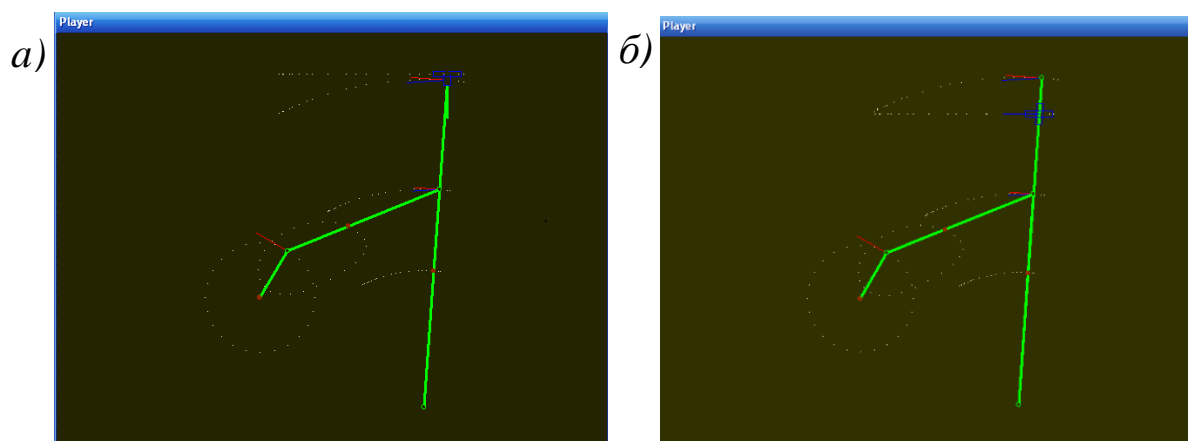


Рисунок 22. Визуализация схемы механизма: а) строгальный станок с группой пятого вида; б) строгальный станок с группой четвертого вида;

на экране также отображаются векторы аналогов скоростей и ускорений основных точек. Результаты расчетов затем передаются в другой модуль для исследования динамики механизма.

4. Исследование динамики механизма в системе DINAMIC

В большинстве систем автоматизированного проектирования содержатся только процедуры синтеза схем механизма и кинематики для конкретных типов. Динамические характеристики: истинные закон движения звеньев и точек с учетом действующих сил, неуравновешенные силы и моменты инерции, силовой расчет важны при расчете на прочность и конструировании элементов механизма.

Часть задач решалась приближенного графическими методами. Система DINAMIC позволяет решать эти задачи аналитическим методом.

4.1 Определение внешних сил.

Одна из задач динамического анализа механизмов определение внешних неизвестных сил, действующих на звенья механизма, а также усилий (реакций), возникающих в кинематических парах при движении механизма. Эта задача носит название силового анализа механизма.

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. Определению подлежат только реакции в кинематических парах. К внешним силам, действующим в механизмах, относятся силы тяжести, силы полезных и вредных сопротивлений, движущие силы.

Сила тяжести:

$$\bar{G}_i = m_i \bar{g}, \quad (22)$$

где m_i – масса i -го звена, кг,

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

Массы звеньев приняты ориентировочно по эмпирическим зависимостям в кг:

$$m_1 = 6; m_2 = 20; m_3 = 40;$$

Сила тяжести по формуле (22):

$$G_1 = -m_2 \cdot g = -6 \cdot 9,8 \approx -60 \text{ Н}$$

$$G_2 = G_3 = -m_2 \cdot g = -6 \cdot 9,8 \approx -60 \text{ Н};$$

$$G_5 = -m_5 \cdot g = -40 \cdot 9,8 \approx -400 \text{ Н}.$$

Звено 4 – кулисный камень имеет малые размеры, поэтому его массой и силой тяжести можно пренебречь.

Точка приложения силы тяжести — центр масс звена. Сила полезного сопротивления задана в виде графика (рис. 24), точка приложения F .

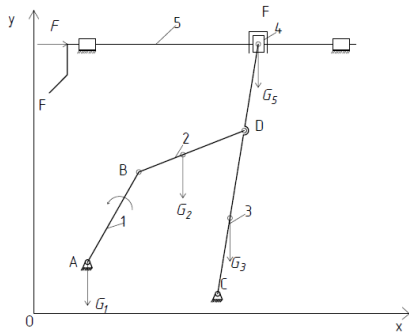


Рисунок 23. Приложение внешних сила

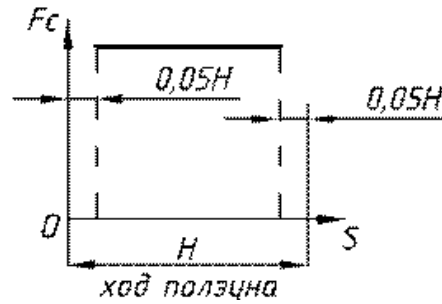


Рисунок 24. График силы полезного сопротивления

4.2 Определение параметров динамической модели

При исследовании динамики механизмов принимается динамическая модель, вид которой зависит от многих факторов. [4]. На начальном этапе выбирается простейшая динамическая модель в виде распределённой массы $I_{пр}$, вращающейся вокруг неподвижной точки т. А (рис. 25).

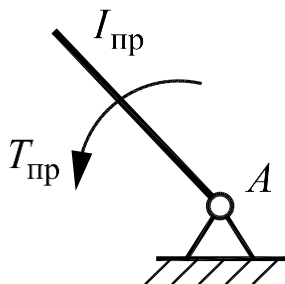


Рисунок 25. Динамическая модель

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.

Для рычажного механизма приведенный момент инерции $I_{пр}$ в общем случае можно определить по уравнению:

$$I_{прj} = \sum_{i=1}^n m_i \cdot (V_{s_i\phi_j})^2 + \sum_{i=1}^n I_{s_i} \cdot (\omega_{i\phi_j})^2, \quad (23)$$

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.

Для механизма поперечно-строгального станка (рис. 23) приведенный момент инерции $I_{\text{пр}}$ для заданного значения угла поворота кривошипа 1 будет равен:

$$I_{\text{пр}j} = m_2 \cdot (V_{s_x}^2 + V_{s_y}^2) + m_3 \cdot (V_{s_{2x}}^2 + V_{s_{2y}}^2) + m_5 \cdot (V_{s_{3x}}^2 + V_{s_{3y}}^2) + I_{s_1} \cdot (\omega_1)^2 + I_{s_2} \cdot (\omega_2)^2 + I_{s_3} \cdot (\omega_3)^2 = 6 \cdot (0,0098)^2 + 20 \cdot (0,0058)^2 + 20 \cdot (0,0017)^2 + 0,005 \cdot (1)^2 + 0,15 \cdot (0,162)^2 + 0,53 \cdot (0,171)^2 = 0,139 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

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

$$T_{\text{пр}j} = \sum_{i=1}^n \bar{F}_{M_{ij}} \cdot \bar{V}_{M_i\phi_j} + \sum_{i=1}^n T_{i_j} \cdot \omega_{i\phi_j}, \quad (24)$$

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.

Для механизма поперечно-строгального станка (рис. 13) приведенный момент сил $T_{\text{пр}}$ равен:

$$T_{\text{пр}j} = \bar{G}_1 \cdot \bar{V}_{s_1\phi_j} + \bar{G}_2 \cdot \bar{V}_{s_2\phi_j} + \bar{G}_3 \cdot \bar{V}_{s_3\phi_j},$$

Тогда для механизма, представленного на рис. 23, с учетом знаков уравнение примет вид:

$$T_{\text{пр}j} = G_2 \cdot V_{s_2\phi_{jy}} + G_3 \cdot V_{s_3\phi_{jy}} - G_5 \cdot V_{s_5\phi_{jy}} \cdot \cos 90 = 60 \cdot (-0,036) + 200 \cdot (-0,048) = -14,56 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Расчет выполнен для заданного угла поворота $\varphi_1 = 60^\circ$, а для полного оборота в системе DINAMIC. Результаты определения динамической модели выводятся на экран дисплея в виде таблиц и графиков. На (рис.26 -29) показаны экраны ввода масс и моментов инерции звеньев:

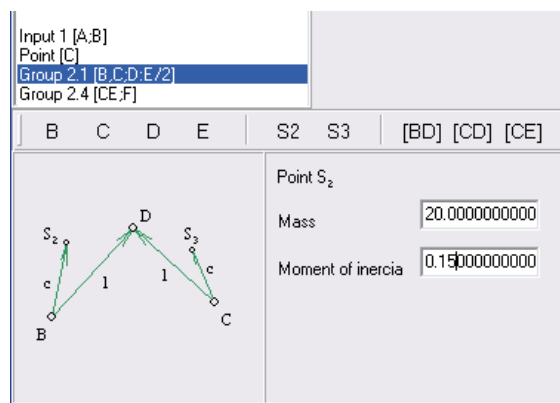
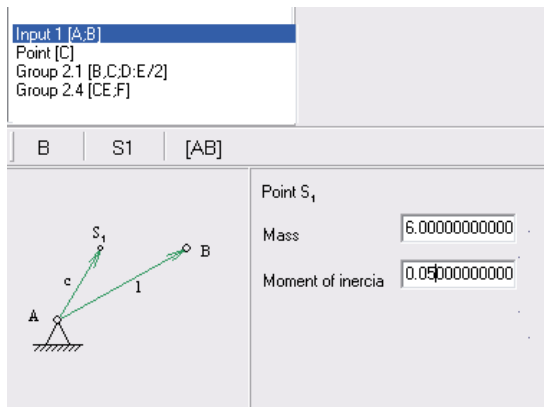


Рисунок 27. Экран ввода массы и момента инерции звена 2

На рис. 30 представлено моделирование технологического воздействия на рабочее звено.

Рисунок 26. Экран ввода массы и момента инерции шатуна AB

Рисунок 28. Экран ввода массы и момента инерции звена 3

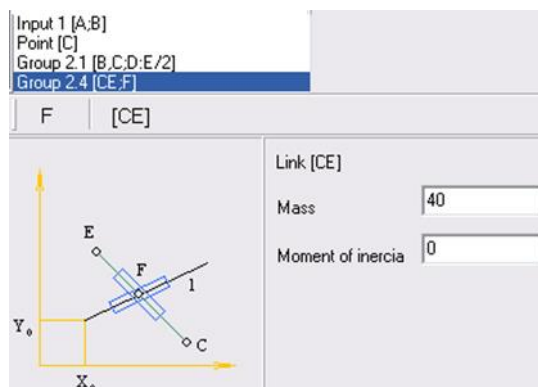
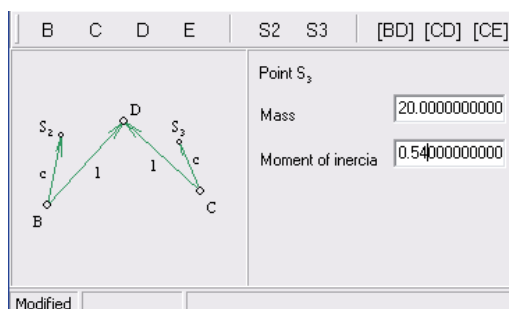
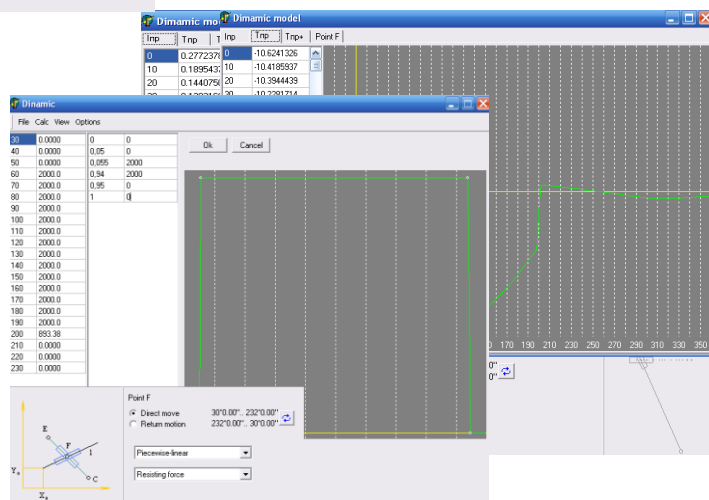


Рисунок 29. Экран ввода массы и момента инерции ползуна

Рисунок 30. Экран моделирования технологического воздействия

Таблицы и графики приведённого

момента инерции и сил показаны на рис. 31.



Для принятой динамической модели уравнение (25) при принятых допущениях записывается:

$$I_{\text{пр}} \cdot \frac{d\omega_1}{dt} + \frac{1}{2} \cdot \frac{dI_{\text{пр}}}{d\varphi_1} \cdot \omega_1^2 = T_{\text{пр}} \quad (26)$$

По уравнению (26) определяется истинный закон движения входного звена с учетом действующих сил. Величины $T_{\text{пр}}$ и $\frac{dI_{\text{пр}}}{I(\varphi)}$ подставляются в уравнение (26) со своими знаками. Если вся нагрузка, приложенная к рабочему звену механизма, зависит только от положения кривошипа, то и суммарный приведенный момент T_{Σ} будет функцией только координаты φ_1 . В этом случае уравнение (26) решается. Для решения уравнения движения в системе DINAMIC необходимо ввести номинальную скорость входного звена.

Результаты расчёта выводятся в виде таблиц графиков на рис. 32 показаны графики определения истинного закона скорости входного звена, на рис.34а) – график изменения скорости входного звена, на рис.34б) –

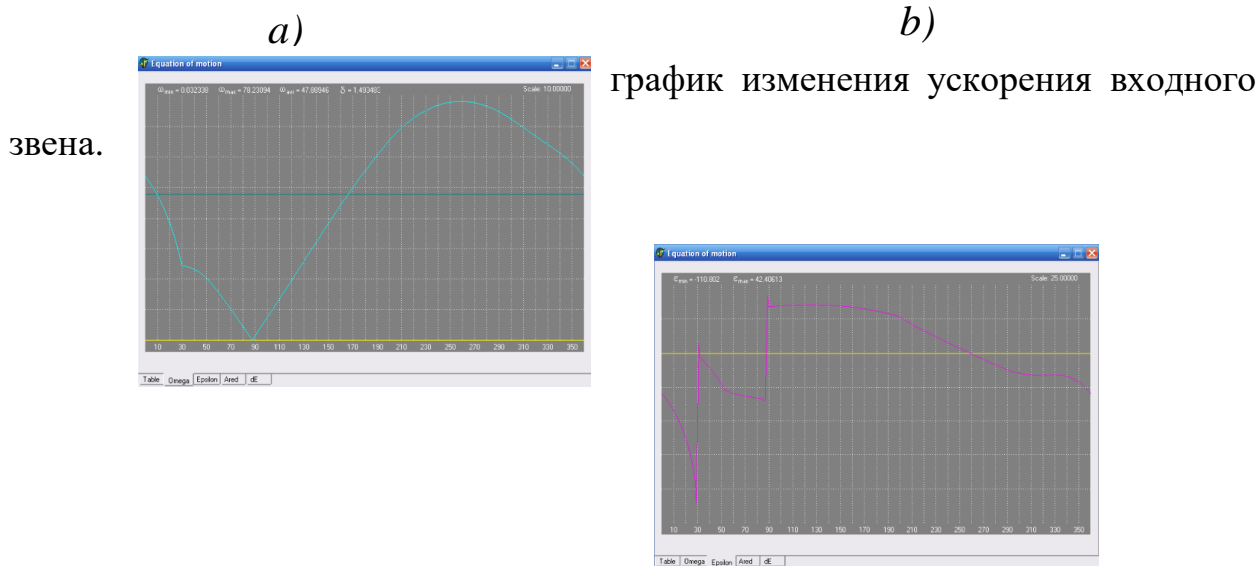


Рисунок 32. Графики: а) скорости без маховика
б) ускорение без маховика

Результаты расчёта показали, что коэффициент неравномерности хода составляет 1,49 (рис. 32) тогда как для такого типа механизмов рекомендуется значение $\delta = 0,02$. Колебания скорости главного вала

вызывают дополнительные динамические нагрузки, вследствие чего снижается долговечность и надежность машин, ухудшается качество продукции, влияют на здоровье обслуживающего персонала. Возникает необходимость регулировать колебания скорости (уменьшить значение ускорения). Угловое ускорение входного звена определяется по уравнению:

$$\varepsilon_1 = \frac{T(\varphi) - \frac{1}{2} \frac{dI \cdot \omega_1^2}{d\varphi}}{I(\varphi)} \quad (27)$$

В соответствии с уравнением (27) регулирование колебаний скорости можно сделать за счёт уменьшения числителя, что сложно реализовать, либо увеличением приведённого момента инерции. В большинстве случаев применяется этот способ.

$$\varepsilon_1 = \frac{T(\varphi_1) - \frac{1}{2} \frac{dI \cdot \omega_1^2}{d\varphi_1}}{I(\varphi_1) + I_M} \quad (28)$$

Для этого на главном валу механизма нужно закрепить добавочную массу, называемую маховиком, выполненную в виде диска или спицевого



колеса с развитым ободом.

В системе DINAMIC определяется момент инерции маховика, необходимый для регулирования скорости входного звена в заданных

пределах. На рис.35 представлен график скорости входного звена с учетом установленного маховика.

4.5 Определение неуравновешенных сил и моментов инерции.

Неуравновешенные силы и моменты инерции непрерывно изменяются и влияют на опоры, вызывая вибрацию, что сопровождается ослаблением креплений, перегрузкой отдельных деталей, увеличением их износа, ухудшением здоровья обслуживающего персонала.

Неуравновешенные силы и моменты инерции определяются в системе DINAMIC по уравнениям:

$$F_{uxj} = a_{sxj} \cdot \sum_{i=1}^n m_i; \quad F_{uyj} = a_{syj} \cdot \sum_{i=1}^n m_i; \quad (29)$$

$$T_{прj} = \sum_{i=1}^n \bar{F}_{Mij} \cdot \bar{V}_{Mi\varphi_j} + \sum_{i=1}^n T_{ij} \cdot \omega_{i\varphi_j}; \quad (30)$$

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.

Результаты исследования выводятся в виде таблиц, графиков и годографов.

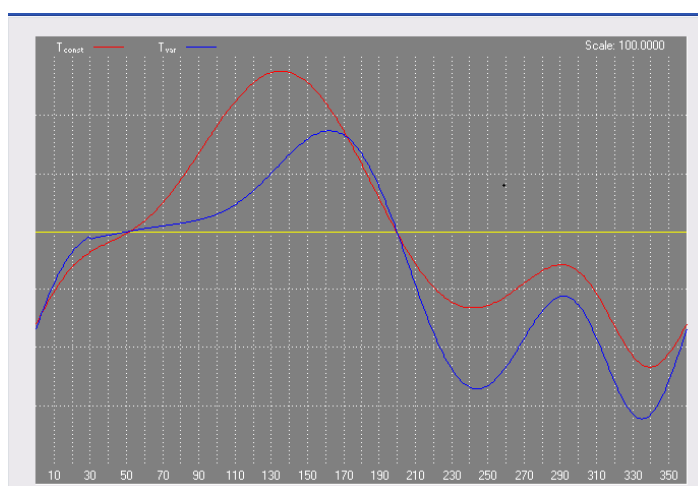
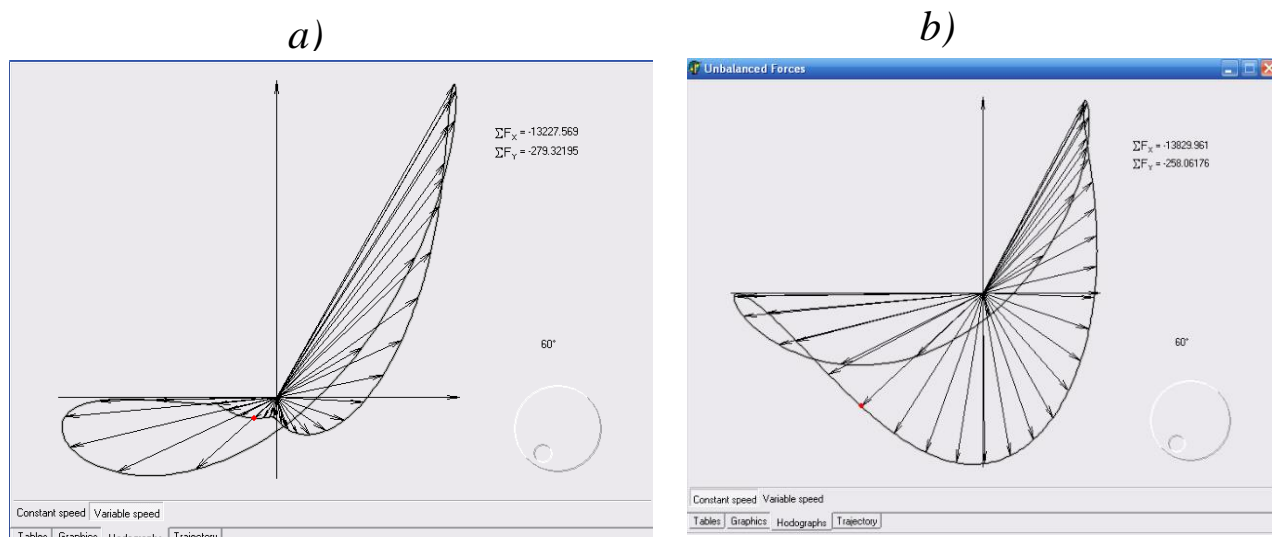


Рисунок 34. График неуравновешенного момента инерции

На рис. 34 показаны графики неуравновешенного момента инерции при постоянной скорости входного звена (красный цвет) и при переменной

(синий цвет). На рис. 35 приведены годографы неуравновешенных сил



инерции при постоянной и переменной скорости входного звена.

Рисунок 35. Годографы неуравновешенных сил инерции:
а) при постоянной скорости входного звена; б) при переменной

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

5. Силовой расчёт механизма станка

Одна из задач динамического анализа механизмов имеет своей целью определение усилий (реакций), возникающих в кинематических парах при движении механизма. Эта задача носит название силового анализа механизма.

Практическое значение силового расчета механизма велико. Значения сил, действующих на звенья и соединениях звеньев, необходимы для расчета на прочность деталей механизмов, для определения потерь на трение, для расчета износостойкости трущихся деталей в кинематических парах. [4]

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.

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 [4].

Алгоритмы кинестатического расчёта аналитическим методом лежат в основе процедуры силового расчёта, входящего в состав системы DINAMIC. Выполняется два режима расчёта: при постоянной скорости входного звена и при переменной. Силовой расчёт выполняется по структурным группам, начиная с наиболее удалённой от входного звена.

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:

$$\bar{F}_{uix} = -m_i \bar{a}_{S_ix}; \bar{F}_{uiy} = -m_i \bar{a}_{S_iy} \quad (31)$$

$$M_{ui} = -J_{S_i} \varepsilon_i, \quad (32)$$

где m_i – масса i -го звена;

\bar{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 (31, 32) 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 .

Следует отметить, что сила \bar{F}_{ui} и пара сил \bar{M}_{ui} , являются условными (фиктивными). В расчетных уравнениях они выполняют роль математических величин, посредством которых учитывается влияние ускоренного движения звеньев, что позволяет систему подвижную (кинетическую) привести к статической и для расчета использовать известные уравнения статики. [6]

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

$$a_{S_{ix}} = a_{\varphi S_{ix}} \omega_1^2 + V_{\varphi S_{ix}} \varepsilon_1 \quad (33)$$

$$a_{S_{iy}} = a_{\varphi S_{iy}} \omega_1^2 + V_{\varphi S_{iy}} \varepsilon_1 \quad (34)$$

$$\varepsilon_i = \varepsilon_{\varphi i} \omega_1^2 + \omega_{\varphi i} \varepsilon_1. \quad (35)$$

Аналоги скоростей и ускорений определяются на этапе структурирования, визуализации схем механизмов и кинематического исследования.

Определение линейных ускорений центров масс, m/c^2 :

$$a_{s_{2x}} = a_{\varphi s_{2x}} \cdot \omega_1^2 = 0,0225 \cdot 52,3^2 = -177,8;$$

$$a_{s_{2y}} = a_{\varphi s_{2y}} \cdot \omega_1^2 = -0,039 \cdot 52,3^2 = -144,9;$$

$$a_{s_{3x}} = a_{\varphi s_{3x}} \cdot \omega_1^2 = 0,0204 \cdot 52,3^2 = -153,2;$$

$$a_{s_{3y}} = a_{s_{4y}} \cdot \omega_1^2 = -0,0293 \cdot 52,3^2 = -5,47;$$

Определение сил инерции, H :

$$F_{u2x} = -a_{s_{1x}} \cdot m_1 = 177,8 \cdot 6 = 1066,8;$$

$$F_{u2y} = -a_{s_{1y}} \cdot m_1 = 144,9 \cdot 6 = 869,4;$$

$$F_{u3x} = -a_{s_{2x}} \cdot m_2 = 153,2 \cdot 20 = 3064 ;$$

$$F_{u3y} = -a_{s_{2y}} \cdot m_2 = 5,47 \cdot 20 = 109,4;$$

Определение угловых ускорений звеньев, rad/c^2 :

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_{\varphi_2} \cdot \omega_1^2 = 0,0301 \cdot 52,3^2 = 823,3;$$

$$\varepsilon_3 = \varepsilon_{\varphi_3} \cdot \omega_1^2 = 0,226 \cdot 52,3^2 = 618,2;$$

Определение моментов инерции, Hm :

$$M_{u2} = -\varepsilon_2 \cdot J_{S_2} = -823.3 \cdot 0.15 = -123.5 ;$$

$$M_{u3} = -\varepsilon_3 \cdot J_{S_3} = -618.2 \cdot 0 = 0.$$

5.2 Силовой расчёт второго класса пятого вида

Группа Ассур второго класса пятого вида встречается редко. Расчётная схема представлена на

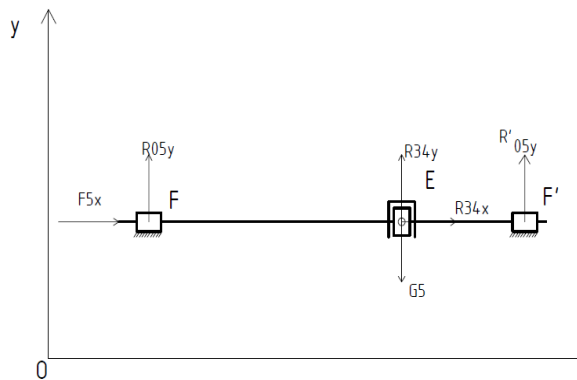


рис. 36.

Расчетные уравнения в общем

виде:

$$\begin{cases} \sum F_{ix} + \sum R_{ix} = 0 \\ \sum F_{iy} + \sum R_{iy} = 0 \\ \sum M_F^{(4)} = 0 \\ \sum M_F^{(5)} = 0 \end{cases} \quad (36)$$

Кулисный камень в данном механизме является малым по величине и по весу, поэтому исключаем из системы (36) уравнение

$$\sum M_F^{(4)} = 0/$$

Неизвестными являются реакции: R_{05x} ; R_{34y} ; R_{34x} ;

Для нахождения реакции запишем три уравнения равновесия:

$$\sum F_x = F_{5x} + R_{34x} = 0$$

$$\sum F_y = R_{05y} + R_{34y} - G_5 = 0$$

$$\sum M_F = R_{34y} \cdot l_5 - G_5 \cdot l_5 + R_{05y} \cdot x_2 = 0$$

$$R_{34x} = -F_{5x} = -3000 \text{ Н};$$

$$R_{05y} = \frac{(l_5 - x_2) G_5}{l_5} = 100 \text{ Н};$$

$$R_{34y} = G_5 - R_{05y} = -600 \text{ Н} .$$

Рисунок 36. Расчётная схема структурной группы II5

5.3 Силовой расчёт второго класса первого вида

Номера звеньев и обозначение кинематических пар для расчётной группы механизма поперечно-строгального станка, изображенного на рис.13, соответствует обобщённому структурному модулю II_1 (рис.37).

В точке E приложена сила R_{43} , равная по величине и противоположная по

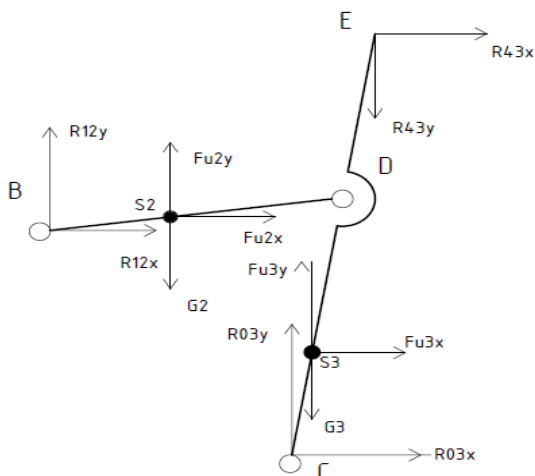


Рисунок 37. Расчётная схема структурной группы второго класса первого вида

направлению силе R_{34} , определенной ранее.

$$R_{43x} = R_{34x} = -3000 \text{ H}; \quad R_{43y} = -R_{34y} = -600 \text{ H}.$$

$$\text{Примем } X_1 = R_{12x}; \quad X_2 = R_{12y}; \quad X_3 = R_{03x}; \quad X_4 = R_{03y}.$$

Координаты точек приложения сил определены на этапе исследования кинематики:

$$x_{S_2} = 0,162 \text{ м}; \quad y_{S_2} = 0,129 \text{ м};$$

$$x_{S_3} = 0,317 \text{ м}; \quad y_{S_3} = 0,049 \text{ м};$$

$$x_C = 0,3 \text{ м}; \quad y_C = -0,2 \text{ м};$$

$$x_E = 0,346 \text{ м}; \quad y_E = 0,349 \text{ м};$$

Задача решается матричным методом [4].

Первый этап – находим элементы определителя:

$$a_{11} = 1; \quad a_{12} = 0; \quad a_{13} = 1; \quad a_{14} = 0;$$

$$b_1 = -\sum F_{ix} = -(F_{u2x} + F_{u3x} - R_{43x}) = \\ = -(1066,8 + 3064 - 3000) = 1130,8 \text{ H};$$

$$a_{21} = 0; \quad a_{22} = 1; \quad a_{23} = 0; \quad a_{24} = 1;$$

$$b_2 = -\sum F_{iy} = -(G_{2y} + G_{3y} + F_{u2y} + F_{u3y} - R_{43y}) = \\ = -(-60 - 200 + 869,4 + 109,4 + 600) = -1318,8 \text{ H};$$

$$a_{31} = y_D - y_B = 0,189 - 0,086 = 0,103 \text{ м};$$

$$a_{32} = -(x_D - x_B) = -(0,32 - 0,05) = -0,27 \text{ м};$$

$$a_{33} = 0; \quad a_{34} = 0;$$

$$b_3 = -[\sum M_i^{(2)} + \sum F_{ix}^{(2)} \cdot (y_D - y_i) - \sum F_{iy}^{(2)} \cdot (x_D - x_i)] = \\ = -[M_{u2} + F_{u2x} \cdot (y_D - y_{S_2}) - (F_{u2y} + G_{2y}) \cdot (x_D - x_{S_2})] = \\ = -[-123,5 + (1066,8) \cdot (0,198 - 0,129) - (869,4 - 60) \times \\ \times (0,32 - 0,162)] = 177,7 \text{ H} \cdot \text{м};$$

$$a_{41} = 0; \quad a_{42} = 0; \quad a_{43} = y_D - y_C = 0,198 + 0,2 = 0,398 \text{ м};$$

$$a_{44} = -(x_D - x_C) = -(0,32 - 0,3) = -0,02 \text{ м};$$

$$b_4 = -[\sum M_i^{(3)} + \sum F_{ix}^{(3)} \cdot (y_D - y_i) - \sum F_{iy}^{(3)} \cdot (x_D - x_i)] = \\ = -[M_{u3} + F_{u3x} \cdot (y_D - y_{S_3}) - (F_{u3y} + G_{3y}) \cdot (x_D - x_{S_3}) - R_{43x} \times \\ \times (y_D - y_E) + R_{43y} \cdot (x_D - x_E)] = -[-327,6 + (3064) \cdot (0,198 - 0,049) - (109,4 + 200) \cdot \\ \cdot (0,32 - 0,317) - (-3000) \times (0,198 - 0,349) - 600 \cdot (0,32 - 0,346)] = 309,4 \text{ H} \cdot \text{м}.$$

Второй этап – находим определители:

$$\Delta = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \\ 0,103 & -0,27 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0,398 & -0,02 \end{vmatrix} = -0,105 \text{ м};$$

$$\Delta_1 = \begin{vmatrix} b_1 & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ b_2 & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ b_3 & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ b_4 & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1130,8 & 0 & 1 & 0 \\ -1318,8 & 1 & 0 & 1 \\ 177,7 & -0,27 & 0 & 0 \\ 309,4 & 0 & 0,398 & -0,02 \end{vmatrix} = -41,54 \text{ H} \cdot \text{м};$$

$$\Delta_2 = \begin{vmatrix} a_{11} & b_1 & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & b_2 & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & b_3 & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & b_4 & a_{43} & a_{44} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1 & 1130,8 & 1 & 0 \\ 0 & -1318,8 & 0 & 1 \\ 0,103 & 177,7 & 0 & 0 \\ 0 & 309,4 & 0,398 & -0,02 \end{vmatrix} = 53,52 \text{ H} \cdot \text{м};$$

$$\Delta_3 = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & b_1 & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & b_2 & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & b_3 & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & b_4 & a_{44} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 1130,8 & 0 \\ 0 & 1 & -1318,8 & 1 \\ 0,103 & -0,27 & 177,7 & 0 \\ 0 & 0 & 309,4 & -0,02 \end{vmatrix} = -77,6 \text{ H} \cdot \text{м};$$

$$\Delta_4 = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & b_1 \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & b_2 \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & b_3 \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & b_4 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 1 & 1130,8 \\ 0 & 1 & 0 & 1318,8 \\ 0,103 & -0,27 & 0 & 177,7 \\ 0 & 0 & 0,398 & 309,4 \end{vmatrix} = 85,48 \text{ H} \cdot \text{м}.$$

Третий этап – определяем реакции в соединениях D и E по уравнениям:

$$R_{12x} = \frac{\Delta_1}{\Delta} = \frac{-41,54}{-0,105} = 395,6 \text{ H};$$

$$R_{12y} = \frac{\Delta_2}{\Delta} = \frac{53,52}{-0,105} = -509,7 \text{ H};$$

$$R_{03x} = \frac{\Delta_3}{\Delta} = \frac{-77,6}{-0,105} = 739,04 \text{ H};$$

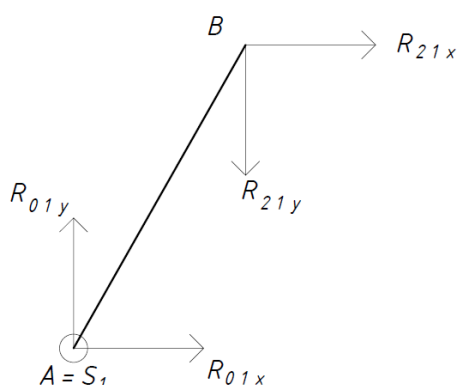
$$R_{03y} = \frac{\Delta_4}{\Delta} = \frac{85,48}{-0,105} = -814,1 \text{ H}.$$

Реакцию в шарнирном соединении D определим из условия равновесия звена 2:

$$R_{32x} = -(\sum R_{ix} + \sum F_{ix}) = -(R_{12x} + F_{u2y} + G_{2x}) = \\ = -(395,6 + 894,4 + 0) = -1290 \text{ Н};$$

$$R_{32y} = -(\sum R_{iy} + \sum F_{iy}) = -(R_{12y} + F_{u2x} + G_{2y}) = \\ = -(-509,7 + 1066,6 - 60) = 496,9 \text{ Н}.$$

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 A определим по уравнениям:

$$T_{yp} = -[R_{21x} \cdot y_B - R_{21y} \cdot x_B] = \\ = -[(395,6) \cdot 0,086 + 509,7 \cdot (0,05)] = 59,5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$R_{01x} = -(-R_{21x}) = -(395,6) = -395,6 \text{ Н};$$

$$R_{01y} = -(-R_{21y}) = -(-509,7) = 509,7 \text{ Н}.$$

Мгновенную мощность на входном валу можно определить по уравнению:

$$P = T_{yp} \cdot \omega_1 = 59,5 \cdot 52,3 = 3111,85 \text{ Вт},$$

где $\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_{AB}}{30} = \frac{3,14 \cdot 500}{30} = 52,3 \text{ с}^{-1}$ – средняя угловая скорость входного

звена.

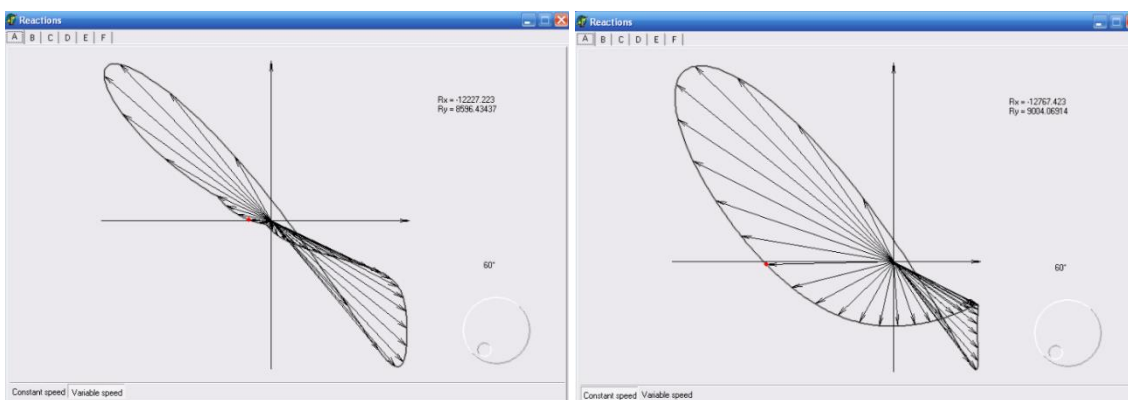
Рисунок 38. Расчётная схема входного звена в системе DINAMIC.

Цикловая мощность определена в

5.5. Силовой расчёт механизма станка 7М36 в системе DINAMIC

Силовой анализ выполняется матричным методом в системе DINAMIC, исходные данные были введены на этапе определения параметров динамической модели (на рис.18).

Силовой расчет выполняется для постоянной скорости и переменной. Результаты исследований представляются в виде таблиц, графиков и



графов (рис.39-40)

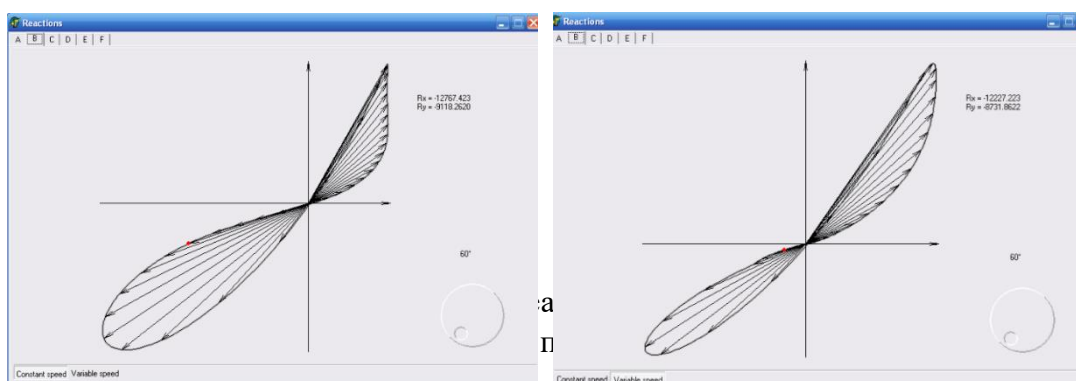


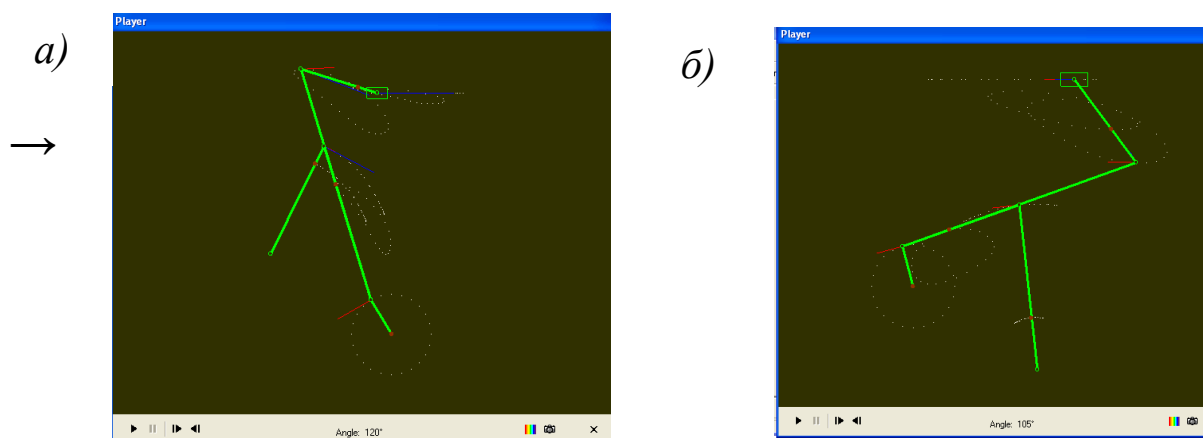
Рисунок 40 – Годограф реакций в точке В:
а) с постоянной скоростью; б) с переменной скоростью

Реакция в точке А (рис. 40) и реакция в точке В (рис. 43) диаметрально противоположные, что указывает на правильность решения и соответствует третьему закону Ньютона.

6. Анализ влияния структуры и конструкции звеньев на динамические характеристики механизмов на примере группы поперечно-строгальных станков

Для анализа выбрано 3 типа строгальных станков различной структуры примерно одинаковых габаритов и веса, с одинаковой частотой вращения входного звена – кривошипа AB . Исследованы механизмы: со структурным модулем второго класса 5 вида (рис. 22) и второго вида (рис. 41).

Структурная формула строения механизмов: $I_1(0,1) \rightarrow II_1(2,3)$



$II_2(4,5)$

Рисунок 40 – Визуализация схем механизмов: а) тип № 2; б) тип № 3

Исследование динамики выполнялось в системе DINAMIC для каждого типа станка по 3 варианта. Изменялась конструкция звеньев: положение центра масс c_i и значение моментов инерции J_i (таблица № 2). Эти параметры влияют на неравномерность хода машины δ , силы и моменты инерции и реакции в соединениях.

Основные параметры, по которым выполнялось сравнение различных модификаций станков: мощность двигателя, коэффициент неравномерности хода машины δ , максимальные реакции: в соединении кривошипа со стойкой R_{01} , ползуна со стойкой R_{05} ; суммарные неуравновешенные силы $F_{ин}$ и момент инерции $M_{ин}$ (табл № 3). Параметр c_1 для кривошипа для всех станков равен 0, так как он совпадает с т. A , для ползуна c_5 равен 0. Анализ

результатов исследования приведён в таблице № 4. Выбраны оптимальные варианты в каждом типе механизмов

Таблица № 2

Исходные параметры типов механизмов

Параметры механизмов									
Механизмы	l_1 м	c_1 м	l_2 м	c_2 м	l_3 м	c_3 м	l_4 м	c_4 м	H м
Тип № 1	0,1	0	0,3	0,12	0,4	0,125	0	0	0,34
Тип № 2	0,1	0	0,3	0,12	0,4	0,125	0,2	0,1	0,27
Тип № 3	0,1	0	0,3	0,12	0,4	0,125	0,25	0,1	0,4
Параметры механизмов									
Механизмы	m_1 кг	m_2 кг	m_3 кг	m_4 кг	m_5 кг	J_{s1} кгм ²	J_{s2} кгм ²	J_{s3} кгм ²	J_{s4} кгм ²
Тип № 1	6	20	20	0	40	0,05	0,2	0,3	0
Тип № 2	6	20	20	20	40	0,05	0,2	0,3	0,15
Тип № 3	6	20	20	20	40	0,05	0,2	0,3	0,15

Таблица № 3

Параметры сравнения

Параметры								
Механизм 1	P квт	δ	R_{01x} Н	R_{01y} Н	R_{05} Н	$F_{инх}$ Н	$F_{ину}$ Н	$M_{ин}$ НМ
Вариант 1	31,8	1,46	15441	11692	11642	14808	749,5	312
Вариант 2	31,9	1,27	15371	13150	13174	15900	730	312
Вариант 3	31,75	1,27	57276	4250	3668	91553	325	619
Механизм 2	P квт	δ	R_{01x} Н	R_{01y} Н	R_{05} Н	$F_{инх}$ Н	$F_{ину}$ Н	$M_{ин}$ НМ
Вариант 1	22,5	1,8	1791	5008	32625	10861	779	7007
Вариант 2	19,6	1,8	285	6506	11360	11315	780	6827
Вариант 3	19,5	1,9	730	8266	39247	10840	475	4971
Механизм 3	P квт	δ	R_{01x} Н	R_{01y} Н	R_{05} Н	$F_{инх}$ Н	$F_{ину}$ Н	$M_{ин}$ НМ
Вариант 1	36,4	1,55	23809	31495	4037	23444	707	4821
Вариант 2	36,4	1,87	65449	85952	29216	51054	2545	8666
Вариант 3	36,5	1,9	56928	89310	32041	56436	3243	6570

Результаты исследования

Параметры								
	P <i>квт</i>	δ	R_{01x} <i>H</i>	R_{01y} <i>H</i>	R_{05} <i>H</i>	$F_{инх}$ <i>H</i>	$F_{ину}$ <i>H</i>	$M_{ин}$ <i>НМ</i>
Тип № 1	31,9	1,27	15371	13150	13174	15900	730	312
Тип № 2	19,6	1,8	285	6506	11360	11315	780	6827
Тип № 3	36,4	1,55	23809	31495	4037	23444	707	4821

По результатам исследования можно сделать вывод. Наиболее рациональны механизмы с точки зрения:

- энергоёмкости – механизм 2 типа;
- коэффициента неравномерности хода δ – механизм 1 типа;
- неуравновешенных сил инерции – механизм 1 типа;
- реакций в соединениях – механизм 1 типа.

Следует отметить, что выборка для сравнения сравнительно мала и следует работу продолжить, рассмотрев и другие варианты схем строгальных станков.

Заключение

В работе выполнена разработка методики автоматизации проектирования на примере строгальных станков. Представлен обзор основных видов технологического оборудования на примере строгальных и долбежных станков. Проведен: структурный анализ и моделирование схемы механизма поперечно-строгального станка в системе VSE, исследование кинематики механизма выбранного станка, исследование динамики механизма в системе DINAMIC, силовой расчет механизма, тестирование модуля динамики. При исследовании кинематики механизма были рассмотрены движение звеньев без учета сил, действующие на них, то есть движения звеньев с точки зрения геометрии и структуры механизма.

Расчет выполнен не только при постоянной скорости входного звена, но и при переменной (реальной) после решения уравнения движения.

Тестирование заключалось в проверке функций системы, в контрольном расчете для заданного угла поворота и сравнении с результатами в системе DINAMIC. Установлена хорошая сходимость результатов контрольного расчёта и в системе DINAMIC. При исследовании динамики строгальных станков были обнаружены ошибки в процедуре силового расчёта механизмов, в структуре которых имеется модуль второго класса третьего вида. Для устранения необходимо участие программиста-разработчика.

Использованные системы и методики исследования можно рекомендовать к применению в конструкторских бюро предприятий, выпускающих станочное оборудование.

Литература

Учебники и учебные пособия

1. Зиновьев В.А. Курс теории механизмов и машин [Текст]: учеб. пособие для втузов. / 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. Кинестатика. [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 втузов / 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.
8. Долбежные и строгальные станки. Библиотека станков - Режим доступа: <http://stanki-katalog.ru/>



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 Бочкарникова Артёма Анатольевича

Направление подготовки 15.03.03 «Прикладная механика» группа Б3409

Руководитель ВКР д.т.н., профессор В.В. Кузлякина.

на тему Влияние структуры механизмов и конструкции звеньев на динамические характеристики механизмов технологического назначения

Дата защиты ВКР «04» июля 2018 г.

Бочкарников А.А. 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 исследуемого станка в автоматизированной системе VSE. В работе выполнено исследование динамики станка в системе DINAMIC: определены все силы, действующие на звенья машины, выбрана динамическая модель для решения уравнения движения, определён истинный закон движения входного звена, неуравновешенные силы и моменты инерции. Проведен расчёт контрольного варианта и сравнение с результатами расчётов в системе DINAMIC, выполнен анализ влияния структуры и конструкции звеньев на динамические характеристики механизмов

Выпускная работа Бочкарников А.А. заслуживает оценки хорошо, а Бочкарников А.А. достоин присвоения степени бакалавра по направлению 15.03.03 «Прикладная механика». Заимствование составляет 10 %.

Руководитель ВКР д.т.н., профессор
(уч. степень, уч. звание)

«04» июля 2018 г.



В.В. Кузлякина
(и.о. фамилия)