

На правах рукописи



Едакина Татьяна Витальевна

**Разработка и исследование поступательно-направляющего механизма
параллельной структуры, обладающего свойством изоморфности**

Специальность 05.02.18

Теория механизмов и машин

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Москва – 2022

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Во многих технических устройствах нашли эффективное применение поступательно-направляющие механизмы параллельной структуры, в которых выходное звено движется по трем координатам, не меняя свою ориентацию. Речь идет о манипуляционных, технологических, медицинских, измерительных, обучающих системах.

Однако указанные механизмы, как правило, имеют недостаток, связанный с тем, что при движении даже по одной координате должны согласованно работать все приводы, причем в каждом положении передаточные отношения различны. Для устранения этого недостатка К. Конгом и К. Госленом была предложена схема изоморфного механизма. Под изоморфностью принимается наличие двух свойств: постоянство передаточных отношений между приводами и выходным звеном и полная кинематическая развязка, когда каждый привод обуславливает движение только по одной декартовой координате.

В Институте машиноведения им. А.А. Благоднарова РАН (ИМАШ РАН) под руководством академика Р.Ф. Ганиева были разработаны схемы механизмов, являющиеся развитием упомянутой схемы изоморфного механизма. Отличительной особенностью вновь созданных схем являлось то, что в них отсутствовали поступательные кинематические пары, что важно с точки зрения отсутствия перекосов и заклиниваний.

В данной работе исследуются свойства синтезированного в ИМАШ РАН механизма, а именно рассматриваются вопросы структурного, кинематического, динамического анализа, динамического взаимодействия между степенями свободы, вопросы исследования рабочей зоны для действующей модели механизма.

Такая тематика, связанная с исследованием и повышением функциональных возможностей весьма перспективного поступательно-направляющего изоморфного механизма параллельной структуры, представляется вполне актуальной.

Целью диссертационной работы является разработка изоморфного поступательно-направляющего механизма параллельной структуры с кинематическими цепями, не содержащими поступательных кинематических пар и имеющего дополнительную кинематическую цепь для передачи вращательных движений.

Для достижения поставленной цели следует решить следующие задачи:

1. Провести структурный синтез и анализ изоморфного поступательно-направляющего механизма параллельной структуры с кинематическими

цепями, не содержащими поступательных кинематических пар, и с дополнительной кинематической цепью, передающей вращательное движение рабочему органу.

2. Провести кинематический анализ, включающий решение задач о положениях и скоростях для изоморфного поступательно-направляющего механизма параллельной структуры.

3. Провести анализ динамического взаимовлияния между приводами, а также динамический анализ для изоморфного поступательно-направляющего механизма параллельной структуры.

4. Разработать действующую модель изоморфного поступательно-направляющего механизма параллельной структуры. Провести анализ его рабочей зоны.

Научная новизна заключается в том, что:

1. Разработан изоморфный поступательно-направляющий механизм параллельной структуры с кинематическими цепями, не содержащими поступательных кинематических пар, и с дополнительной кинематической цепью, передающей вращательное движение рабочему органу.

2. Представлен кинематический анализ, включающий решение задач о положениях и скоростях для изоморфного поступательно-направляющего механизма параллельной структуры.

3. Представлен анализ динамического взаимовлияния между приводами, а также динамический анализ изоморфного поступательно-направляющего механизма параллельной структуры.

4. Изготовлен натурный макет изоморфного поступательно-направляющего механизма параллельной структуры. Проведен анализ рабочей зоны.

Теоретическая значимость

Теоретически обосновано наличие поступательных степеней свободы изоморфного механизма параллельной структуры. Решены задачи кинематического и динамического анализа с учетом динамического взаимовлияния приводов.

Практическая значимость

Практическая значимость заключается в том, что синтезирован применимый в различных областях техники изоморфный поступательно-направляющий механизм параллельной структуры с кинематическими цепями, не содержащими поступательных кинематических пар, имеющий дополнительную кинематическую цепь, передающую вращательное движение рабочему органу, а также описаны методики анализа данного механизма, применимые в других механизмах.

Методы исследования

Исследования проводились с использованием методов теории механизмов и машин, аналитической геометрии, теоретической механики, дифференциального и матричного исчисления, компьютерного моделирования.

На защиту выносятся положения:

1. Новый синтезированный изоморфный поступательно-направляющий механизм параллельной структуры с кинематическими цепями, не содержащими поступательных кинематических пар, имеющий дополнительную кинематическую цепь, передающую вращательное движение рабочему органу.

2. Алгоритмы решения задач о положениях и скоростях синтезированного изоморфного поступательно-направляющего механизма параллельной структуры с кинематическими цепями, не содержащими поступательных кинематических пар.

3. Методика анализа динамического взаимного влияния между приводами синтезированного изоморфного поступательно-направляющего механизма параллельной структуры с кинематическими цепями, не содержащими поступательных кинематических пар.

4. Алгоритм и программа динамического анализа синтезированного изоморфного поступательно-направляющего механизма, основанные на уравнениях Лагранжа II рода.

5. Конструкция натурального макета изоморфного поступательно-направляющего механизма параллельной структуры с кинематическими цепями, не содержащими поступательных кинематических пар, а также вид его рабочей зоны.

Достоверность результатов обусловлена использованием общепринятых допущений, строгостью математических выкладок, применением апробированных методик кинематического и динамического анализа, а также сопоставлением теоретических и практических результатов.

Личный вклад заключается в синтезе шести вариантов структурных схем механизмов, определении числа степеней свободы, проведении кинематического анализа одного из вариантов, решении задачи о положениях, скоростях, задачи динамики, проведении исследования рабочей зоны синтезированного механизма. В экспериментальных исследованиях лично автором разрабатывались элементы конструкции, в частности дополнительной кинематической цепи, обеспечивающей вращение выходного звена вокруг собственной оси.

Апробация работы

Основные результаты доложены на следующих научно-технических конференциях:

1. Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов по современным проблемам машиноведения «МИКМУС-2020», Москва, 2020.

2. Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов по современным проблемам машиноведения «МИКМУС-2021», Москва, 2021.

3. Международный семинар по научным проблемам машиностроения им. И.И. Артоболевского, Москва, январь 2022.

Публикации. По результатам диссертации опубликовано 7 научных работ, в том числе две статьи в журналах из Перечня, рекомендованного ВАК России. Получено два патента, направлена одна заявка на патент.

Структура диссертации. Диссертация включает введение, пять глав, результаты и список литературы из 121 наименования. Общий объем диссертации составляет 113 страницы, содержит 60 рисунков и 7 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, сформулированы цель и задачи диссертации, показаны научная новизна, теоретическая и практическая значимость выполненной работы.

В первой главе проведен обзор поступательно-направляющих механизмов параллельной структуры, а также механизмов параллельной структуры, обладающих свойством изоморфности. Показаны конструктивные особенности данных механизмов, а также приведены сферы их применения.

Общие методы исследований поступательно-направляющих механизмов основаны на классических подходах, изложенных в работах И.И. Артоболевского, А.П. Бессонова, Н.Г. Бруевича, Е.И. Воробьева, Р.Ф. Ганиева, И.Г. Горячевой, В.И. Колесникова, С.Л. Чернышева, В.О. Кононенко, Ф.М. Диментберга, И.И. Вульфсона, В.В. Добровольского, Н.С. Давиташвили, М.З. Коловского, К.В. Фролова, А.Ф. Крайнева, А.Ш. Колискора, П.А. Лебедева, Н.И. Левитского, П.Г. Мудрова, В.А. Глазунова, Э.Е. Пейсаха, Б. Росса, Ю.Л. Саркисяна, Р.Б. Статникова, И.М. Соболя, Р. Болла, Г. Гогу, Д. Эрве, К. Ханта, К. Конга и К. Гослена, К. Сугимото, К. Вольхарта, Д. Бейкера, В.Е. Гауфа, Д. Стюарта и др.

Применение параллельной структуры в механизмах наделяет их рядом преимуществ по сравнению с механизмами последовательной структуры, так как позволяет уменьшить массу подвижных частей механизма, что, в свою

очередь, снижает нагрузку на двигатели. Однотипная архитектура каждой кинематической цепи значительно упрощает изготовление механизмов подобного класса. В связи с широким спектром применения данных механизмов имеет место многообразие схем их исполнения с различным числом степеней свободы. В частности, в отдельный подкласс отнесены механизмы с поступательным движением выходного звена.

Наиболее известным механизмом параллельной структуры, отличающимся свойством изоморфности, является манипулятор, предложенный К. Конгом и К. Госленом, в котором реализовано свойство кинематической развязки и постоянство передаточных отношений между приводами и выходным звеном (рис. 1).

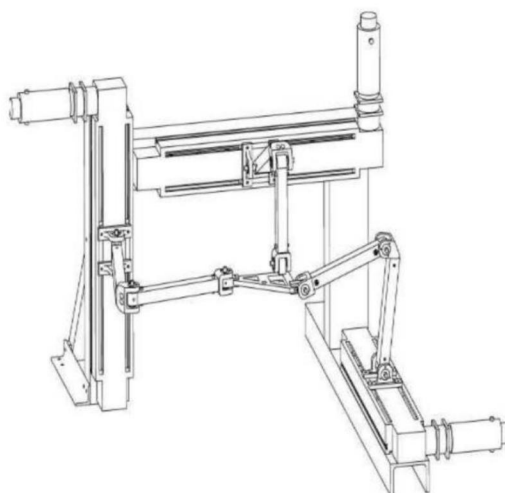


Рис. 1 – Манипулятор Конга и Гослена

В ИМАШ РАН Глазуновым В.А. с соавторами разработаны различные решения в области поступательно-направляющих механизмов параллельной структуры с тремя степенями свободы и кинематической развязкой, позволяющей осуществлять перемещение закрепленного на выходном звене объекта вдоль трех взаимно перпендикулярных осей при постоянных передаточных отношениях между приводами и выходным звеном (рис. 2, 3).

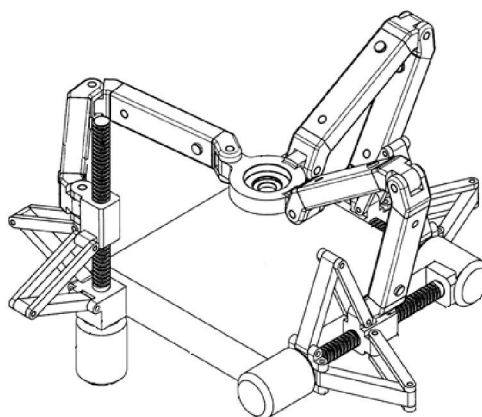


Рис. 2 – Механизм со стабилизирующими кинематическими цепями



Рис. 3 – Механизм, разработанный в ИМАШ РАН

Из данного анализа видно, что механизмы, обладающие свойством изоморфности, достаточно многообразны и перспективны с точки зрения их возможного применения. Отсюда следует необходимость изучения их кинематических и динамических свойств.

Во второй главе рассмотрены структурный синтез и анализ механизма параллельной структуры с тремя степенями свободы, обладающего свойством изоморфности, имеющего линейные двигатели в трех кинематических цепях.

В основе работы использована схема механизма «Izoglide» (рис. 4).

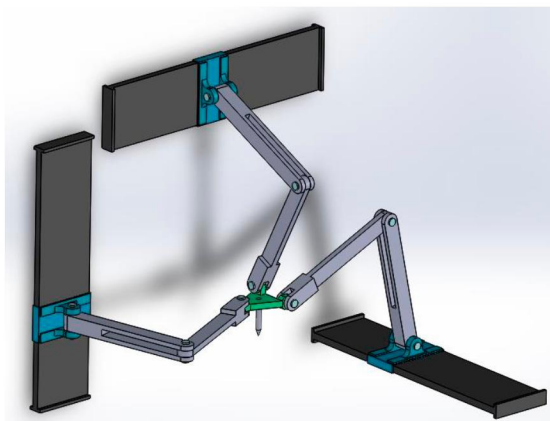


Рис. 4 – Манипулятор «Izoglide»

В данном случае имеется три кинематические цепи и три линейных двигателя, оси которых расположены ортогонально друг другу. Каждая кинематическая цепь имеет три последовательно расположенные вращательные кинематические пары с параллельными осями и два звена, перемещающиеся в плоскостях, перпендикулярных оси движения соответствующего привода.

Считаем, что поступательный привод и вращательная пара, связанная с ним, могут быть рассмотрены как цилиндрическая пара четвертого класса. При рассмотрении связей, налагаемых каждой кинематической цепью,

следует учесть, что имеют место два момента, препятствующие двум вращениям выходного звена.

Матрица плюккеровых координат силовых винтов, связей, налагаемых кинематическими цепями, представлена шестью плюккеровыми координатами, в которой, однако, независимыми являются только три строки, поэтому налагается три связи – три момента, которые препятствуют любым возможным вращениям выходного звена:

$$\begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & r_{11x}^0 & r_{11y}^0 & r_{11z}^0 \\ 0 & 0 & 0 & r_{12x}^0 & r_{12y}^0 & r_{12z}^0 \\ 0 & 0 & 0 & r_{21x}^0 & r_{21y}^0 & r_{21z}^0 \\ 0 & 0 & 0 & r_{22x}^0 & r_{22y}^0 & r_{22z}^0 \\ 0 & 0 & 0 & r_{31x}^0 & r_{31y}^0 & r_{31z}^0 \\ 0 & 0 & 0 & r_{32x}^0 & r_{32y}^0 & r_{32z}^0 \end{pmatrix}.$$

Итак, механизм имеет три степени свободы – три поступательных движения выходного звена.

Цилиндрическую кинематическую пару, сопрягающую начальное звено цепи с основанием, можно представить, как совокупность поступательной и вращательной кинематических пар, а поступательный привод может быть заменен вращательным, снабженным винтовой кинематической парой (рис. 5).

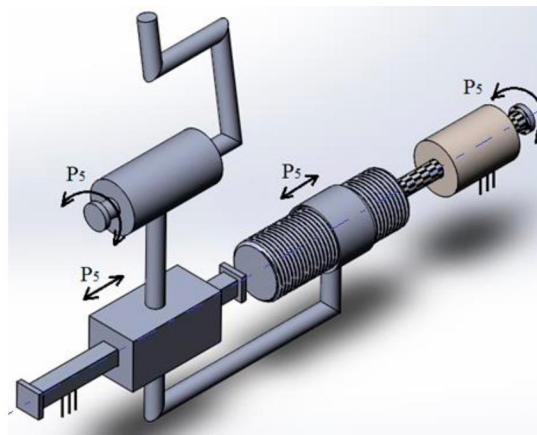


Рис. 5 – Вращательный привод с винтовой кинематической парой

В рассматриваемом механизме в каждой кинематической цепи имеют место три одноподвижные кинематические пары, при этом получаем кинематическую цепь с одной степенью свободы. Действительно, здесь W – число степеней свободы; p_5 – число пар пятого класса, равное 3; n – число звеньев, равное 3:

$$W = 2 \cdot (n - 1) - p_5 = 2 \cdot (3 - 1) - 3 = 1.$$

Далее представим поступательную кинематическую пару в каждой цепи в виде двух плоских структурных групп Ассур, расположенных в

перпендикулярных плоскостях, обуславливающих поступательное перемещение. Их движение соответствует наличию одной поступательной кинематической пары (рис.6).

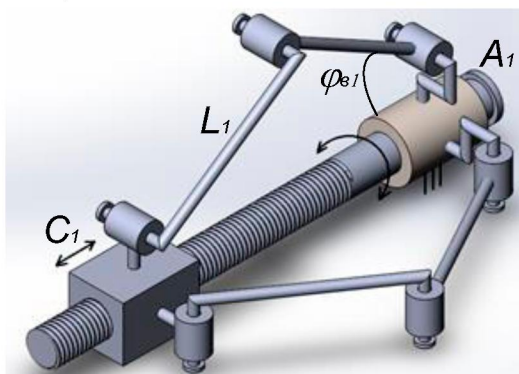


Рис. 6 – Приводной узел с двумя структурными группами Ассура

Далее следует присоединить к каждому приводному узлу кинематические цепи, включающие по три вращательные кинематические пары с параллельными осями (рис. 7).

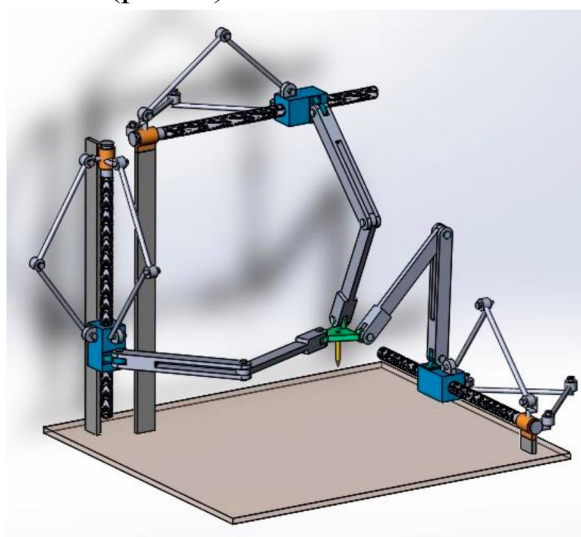


Рис. 7 – Механизм с тремя вращательными приводами, снабженными структурными группами Ассура

В связи с тем, что приводной узел должен рассматриваться отдельно, число степеней свободы согласно общей структурной формуле Сомова-Малышева (для пространственного механизма) останется неизменным и будет равно трем:

$$W = 6 \cdot (n - 1) - 5 \cdot p_5 = 6 \cdot (14 - 1) - 5 \cdot 15 = 3.$$

Все обозначения пояснены выше.

Для того чтобы обеспечить рабочему органу ещё одну степень свободы, соответствующей сферическому движению вокруг своей оси, представлен

дополнительный механизм, содержащий одну ориентирующую кинематическую цепь (рис. 8).

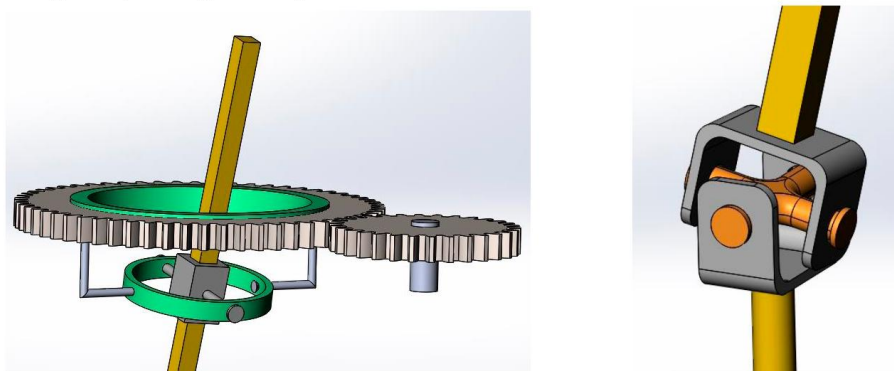


Рис. 8 – Ориентирующая кинематическая цепь, обеспечивающая вращение рабочего органа вокруг собственной оси

Приводной узел включает вращательный двигатель, установленный вертикально, цилиндрическую зубчатую передачу, двухподвижный шарнир Гука и поступательную кинематическую пару, позволяющую приводному стержню перемещаться вдоль собственной оси.

Было разработано шесть вариантов построения трехступенного механизма с дополнительной кинематической цепью в зависимости от назначения механизма. Для дальнейшей работы в результате сравнения выбран один вариант схемы (рис. 9) на основании того, что отверстие в крышке расположено в центре, что позволяет увеличить рабочую зону. Расположение приводов на основании уменьшает вес конструкции, а также нагрузку на крышку и вертикальные стойки.

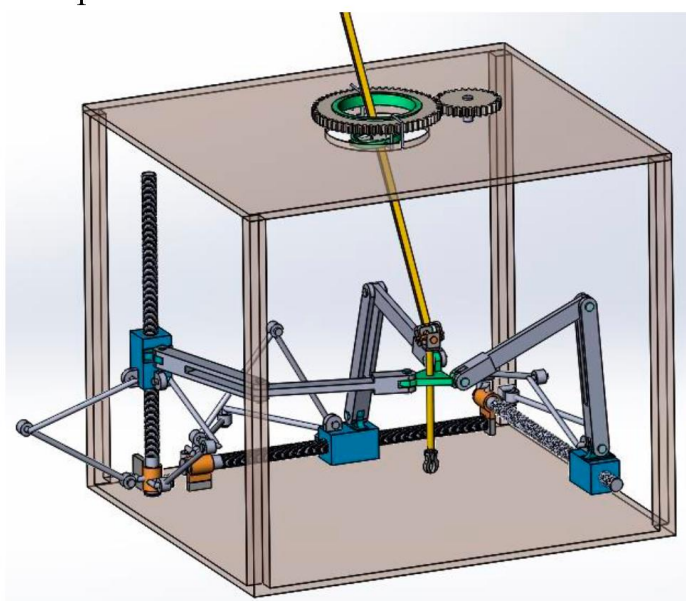


Рис. 9 – Вариант 3 построения механизма

В третьей главе рассмотрено решение обратной задачи о положениях для кинематических цепей механизма.

Для основной кинематической цепи механизма, при перемещении выходного звена поступательно вдоль оси X , решение обратной задачи о положениях позволяет определить угол поворота двигателя в зависимости от координаты положения выходного звена:

$$\varphi = x/p,$$

где x – координата положения ползуна на оси X ; p – шаг винтовой кинематической пары.

При этом решение, найденное для одной кинематической цепи, аналогично для других кинематических цепей.

Также решена задача о положениях звеньев кинематических цепей, т.е. определено, как нужно повернуть звенья механизма, чтобы его выходное оказалось в заданной точке на соответствующей плоскости (рис.10).

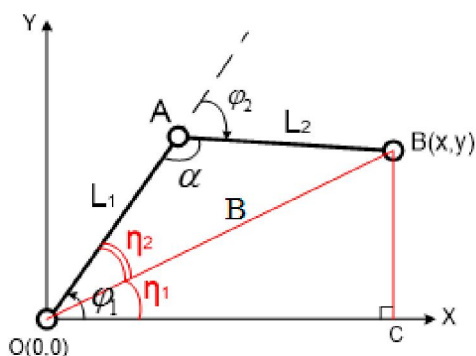


Рис. 10 – Структурная схема кинематической цепи

Решение этой задачи основано на составлении геометрических соотношений, связывающих длины звеньев механизма с координатами центров расположенных на этих звеньях шарниров (рис.10).

$$\varphi_1 = \eta_1 + \eta_2 = \arccos\left(\frac{x}{B}\right) + \arccos\left(\frac{B}{2 \cdot L_1}\right);$$

$$\varphi_2 = 180^\circ - \alpha = 180^\circ - \arccos\left(\frac{L_1^2 + L_2^2 - B^2}{2 \cdot L_1 \cdot L_2}\right) = 180^\circ - \arccos\left(1 - \frac{B^2}{2 \cdot L_1^2}\right),$$

где φ_1 – угол между начальным звеном кинематической цепи и основанием; φ_2 – угол поворота промежуточного звена относительно начального звена; η_1, η_2 – углы, составляющие в сумме угол φ_1 ; x – координата положения выходного звена по оси X ; B – длина OB ; L_1, L_2 – длины начального и промежуточного звеньев основной кинематической цепи соответственно ($L_1=L_2$).

Для решения обратной задачи о положениях ориентирующей цепи используется формула Родрига – формула конечного поворота вектора вокруг некоторой оси. В данном случае определяется зависимость угла поворота выходного звена и угла поворота входного звена (рис. 11):

$$\bar{R}_2 = (1 - \cos \varphi_3) \cdot (\bar{e}' \cdot \bar{R}_1) \bar{e}' + \cos \varphi_3 \cdot \bar{R}_1 + \sin \varphi_3 (\bar{e}' \times \bar{R}_1),$$

где \bar{R}_1 - начальное положение единичного вектора 3; \bar{R}_2 - конечное положение единичного вектора оси 3; \bar{e}' - единичный вектор направления наклонной оси; φ_3 - угол поворота вокруг наклонной оси.

Формулу Родрига нужно записать и для оси 4. Затем, исходя из известного угла между осями 3 и 4, можно найти зависимость между углами φ_3 и φ_4 .

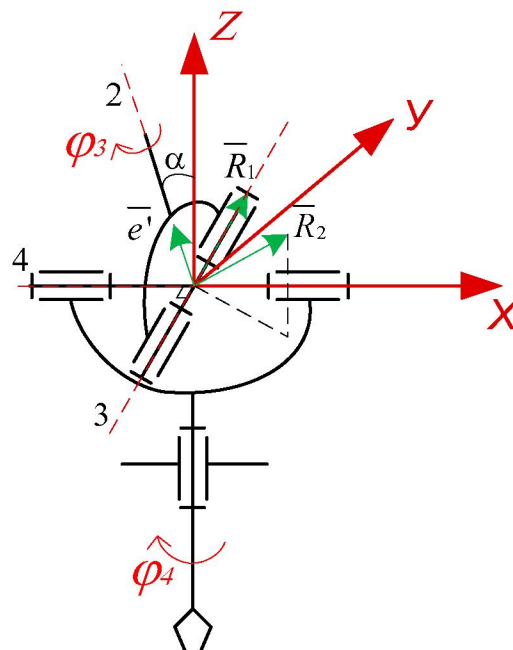


Рис. 11 – Кинематическая схема для определения положения оси промежуточной кинематической пары карданного шарнира

Решение задачи о скоростях механизма заключается в определении скорости изменения угла φ_1 , позволяющего механизму обеспечить требуемую скорость.

- Для приводной цепи (рис. 6):

$$\frac{d\varphi_{e1}}{dx} = -\frac{1}{2 \cdot L_1 \sqrt{1 - \frac{x^2}{4 \cdot L_1^2}}}.$$

где φ_{e1} – угол между начальным звеном приводной кинематической цепи и осью направляющего винта; x – координата положения ползуна на оси X ; L_1 – длина звена приводной кинематической цепи.

- Для основных кинематических цепей механизма (рис. 10):

$$\frac{d\varphi_1}{dx} = \frac{a}{b},$$

где:

$$a = 2 \cdot \left(\frac{(2L + 2x) \cdot (\sqrt{-(x^2 + y^2)} \cdot (x^2 - 4L^2 + y^2) - 2L \cdot y)}{x^2 + 2Lx + y^2} + \frac{2x \cdot (x^2 + y^2) + 2x \cdot (x^2 - 4L^2 + y^2)}{2 \cdot \sqrt{-(x^2 + y^2)} \cdot (x^2 - 4L^2 + y^2) \cdot (x^2 + 2Lx + y^2)} \right);$$

$$b = \frac{(\sqrt{-(x^2 + y^2)} \cdot (x^2 - 4L^2 + y^2) - 2L \cdot y)^2}{x^2 + 2Lx + y^2} + 1;$$

φ_1 – угол между начальным звеном кинематической цепи и основанием;
 x, y – координаты положения выходного звена по осям X, Y ; L – длина звена кинематической цепи ($L_1=L_2$).

Таким образом, кинематический анализ механизма проведен.

В четвертой главе проведен анализ кинетической энергии механизма с тремя степенями свободы, осуществляющего поступательное движение выходного звена и имеющего три кинематические цепи, а также рассмотрен динамический анализ механизма.

Полная кинетическая энергия механизма в общем виде:

$$T = \frac{M}{2} \cdot (\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2) + \frac{J}{2} (\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_3^2) + \frac{m}{2} \cdot (\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2) + \frac{J_e}{2} (\omega_{e1}^2 + \omega_{e2}^2 + \omega_{e3}^2) +$$

$$+ \frac{2}{3} \frac{m_y}{2} (v_{n1}^2 + v_{n2}^2 + v_{n3}^2) + \frac{2}{3} \frac{m_e}{2} (v_{en1}^2 + v_{en2}^2 + v_{en3}^2),$$

где $\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}$ – скорости движения выходного звена вдоль осей X, Y, Z ;
 $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ – угловые скорости начальных звеньев основных кинематических цепей;
 $\omega_{e1}, \omega_{e2}, \omega_{e3}$ – угловые скорости начальных звеньев приводных кинематических цепей;
 v_{n1}, v_{n2}, v_{n3} – скорости центров масс промежуточных звеньев основных кинематических цепей;
 $v_{en1}, v_{en2}, v_{en3}$ – скорости центров масс промежуточных звеньев приводных кинематических цепей;
 M – масса выходного звена;
 m – масса ползуна (гайки);
 m_y – масса звена основной кинематической цепи;
 m_e – масса звена приводной кинематической цепи;
 J – момент инерции начального звена основной кинематической цепи;
 J_e – момент инерции начального звена приводной кинематической цепи.

Кинематически движение цепей механизма развязано. Однако при рассмотрении движения с точки зрения динамики видно, что при движении выходного звена вдоль одной оси (оси X), одновременно происходит движение в двух других цепях, изменяются углы поворота начальных и промежуточных

звеньев каждой кинематической цепи. При этом скорости изменения этих углов поворота зависят от текущего положения выходного звена. Таким образом, кинетическая энергия, соответствующая движению вдоль оси X , зависит от координаты y и z , следовательно, кинематические цепи динамически связаны. На рисунке 12 изображена расчетная видоизмененная схема механизма.

Кинетическая энергия будет складываться из двух основных составляющих: первая связана с кинематической цепью, движущейся вдоль оси X с заданной скоростью (цепь 1), вторая – с влиянием двух оставшихся кинематических цепей на величину кинетической энергии всего механизма (цепи 2, 3).

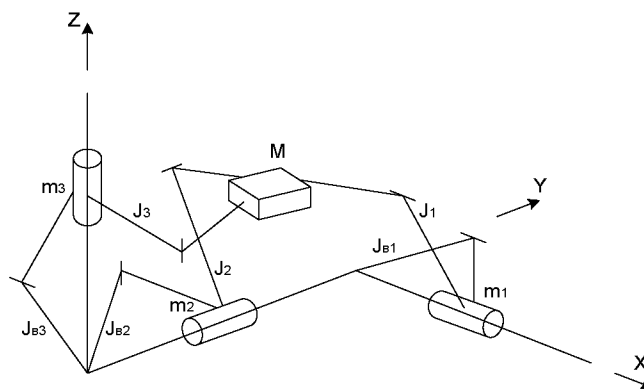


Рис. 12 – Видоизмененная структурная схема механизма

Учитывая вышеизложенное, уравнение кинетической энергии для данного расчетного случая:

$$T = \frac{M + m + \frac{1}{6} \cdot m_e}{2} (\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2) + \frac{J}{2} (\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_3^2) + \frac{J_e}{2} (\omega_{e1}^2 + \omega_{e2}^2 + \omega_{e3}^2) + \frac{2}{3} \frac{m_y}{2} (v_{n1}^2 + v_{n2}^2 + v_{n3}^2) + \frac{2}{3} \frac{m_e}{2} (v_{en1}^2 + v_{en2}^2 + v_{en3}^2).$$

Все обозначения пояснены выше.

Для анализа динамического взаимовлияния рассчитана кинетическая энергия механизма с учетом влияния второй кинематической цепи, а затем определено, какую часть занимает кинетическая энергия второй цепи в полной кинетической энергии механизма. Расчет проведен при разных значениях положений выходного звена.

Кинетическая энергия второй кинематической цепи:

$$T_2 = \frac{J}{2} (\omega_2^2) + \frac{2}{3} \frac{m_y}{2} (v_{n2}^2).$$

Кинетическая энергия механизма с учетом влияния второй и третьей кинематических цепей:

$$T_{2,3} = \frac{J}{2}(\omega_2^2 + \omega_3^2) + \frac{(2/3)m_y}{2}(v_{n2}^2 + v_{n3}^2).$$

В результате расчета определено, что при одном и том же положении по одной оси и при различных положениях по двум другим осям значение кинетической энергии меняется незначительно. Доля кинетической энергии, определяемая соответствующей кинематической цепью, составляет около 80%. Остальные кинематические цепи могут быть учтены путем введения замещающей массы, величина которой определяется, как:

$$m_{cp} = \frac{2 \cdot T_{cp}}{v_{cp}^2}.$$

где T_{cp} – среднее значение кинетической энергии механизма с учетом влияния второй и третьей кинематических цепей при различных положениях выходного звена; $v_{cp} = dx/dt$ – средняя скорость движения выходного звена.

Итак, выражение для определения кинетической энергии следующее.

$$T = \frac{M + m + \frac{1}{6} \cdot m_e}{2} \cdot (\dot{x}^2) + \frac{m_{cp}}{2} \cdot (\dot{x}^2) + \frac{J_e}{2} \left(\frac{d\varphi_{e1}}{dx} \cdot \dot{x} \right)^2 + \frac{\frac{2}{3} m_{en}}{2} (v_{en1}^2).$$

Все обозначения пояснены выше.

Для решения задачи динамики используем уравнение Лагранжа II рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i,$$

где Q_i – сила в приводе. В качестве q_i здесь принимаются координаты выходного звена x, y, z .

Для рассматриваемого случая уравнение Лагранжа II рода запишется в следующем виде:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} \cdot \left(-\frac{m_e \cdot (9 \cdot L_2^2 - 2 \cdot x^2)}{6 \cdot (x^2 - 4 \cdot L_2^2)} + \frac{(6M + 6m + m_e)}{6} + m_{cp} - \frac{J_e}{x^2 - 4 \cdot L_2^2} \right) - \frac{v^2 \cdot x \cdot (m_e \cdot L_2^2 + 6J_e)}{6 \cdot (x^2 - 4L_2^2)^2} = Q.$$

Все обозначения пояснены выше.

Для решения задачи динамики запишем выражения для двигателя постоянного тока, используемого в механизме.

$$U = I_a \cdot R_a + L_a \cdot \frac{di}{dt} + C_e \cdot \omega,$$

где U – напряжение питания; I_a – ток якоря двигателя; R_a – сопротивление якоря двигателя; L_a – индуктивность обмотки якоря двигателя; di/dt – изменение тока в обмотке якоря; C_e – коэффициент пропорциональности

напряжения угловой скорости; ω – угловая скорость двигателя.

Откуда:

- производная тока по времени:

$$\frac{di}{dt} = \frac{K_{us} \cdot (20 \cdot \pi \cdot \cos(1 \cdot \pi \cdot t) - x \cdot i_{red}) - (I \cdot R_a) - C_e \cdot \nu \cdot i_{red}}{L_a};$$

где K_{us} – коэффициент усиления; ν – скорость двигателя; i_{red} – передаточное отношение редуктора: $i_{red} = \omega \frac{dx}{dt}$.

- производная скорости по времени:

$$\frac{d\nu}{dt} = \frac{I \cdot K_m \cdot i_{red} + \frac{\nu^2 \cdot x \cdot (m_e \cdot L^2 + 6 \cdot J_e)}{6 \cdot (x^2 - 4L^2)^2}}{\left(-\frac{m_e \cdot (9 \cdot L^2 - 2 \cdot x^2)}{6 \cdot (x^2 - 4 \cdot L^2)} + \frac{(6M + 6m + m_e)}{6} + m_{cp} - \frac{J_e}{x^2 - 4 \cdot L^2}\right)};$$

где K_m – коэффициент пропорциональности момента двигателя силе тока в якоре; $M = I \cdot K_m$ – крутящий момент двигателя;

- производная координаты по времени:

$$dx/dt = \nu.$$

Расчет проводим для случая, когда двигатель перемещает ползун по винту на расстояние 4 сантиметра по синусоидальному закону за период равный двум секундам. Начальные условия для расчета:

$$I_0 = 0, \nu_0 = 0, x_0 = 0.$$

Получены графики закона движения выходного звена при упомянутом требуемом законе (рис. 13, 14).

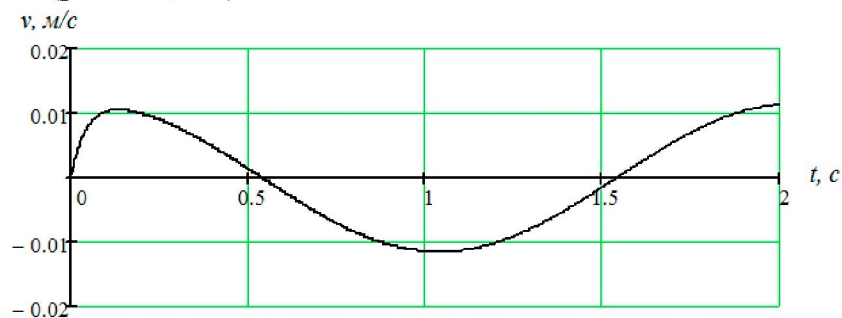


Рис. 13 – График зависимости $\nu = \nu(t)$

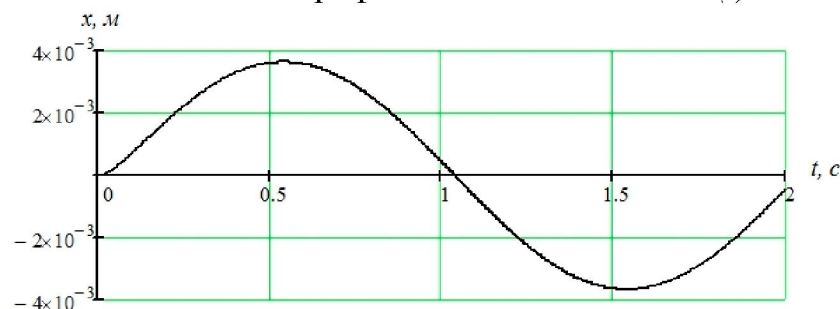


Рис. 14 – Закон изменения координаты $x = x(t)$

При оценке динамической точности сравниваем амплитуды требуемого и получаемого движений. Ошибка составляла приблизительно 5%. Таким образом, система управления двигателем с обратной связью по положению обеспечивает динамическую точность движения выходного звена.

В пятой главе выполнен расчет рабочей зоны для поступательно-направляющего механизма с тремя степенями свободы с учетом ограничений, определяемых структурой кинематических цепей:

- приводная кинематическая цепь задает ограничения на минимальное и максимальное перемещение ползуна:

$$GR_{\min} = 2 \cdot L_1 \cdot \cos(\varphi_{\max}); \quad GR_{\max} = 2 \cdot L_1 \cdot \cos(\varphi_{\min}).$$

- основная кинематическая цепь ограничивает перемещения выходного звена при учете длин начальных и промежуточных звеньев указанной цепи.

Аналогично расчет выполнен для остальных кинематических цепей.

Построение рабочей зоны проведено в два этапа: вначале построена рабочая зона, которую формируют ограничения основных кинематических цепей (рис. 15). На втором этапе выполнено добавление ограничений, налагаемых приводными кинематическими цепями (рис. 16).

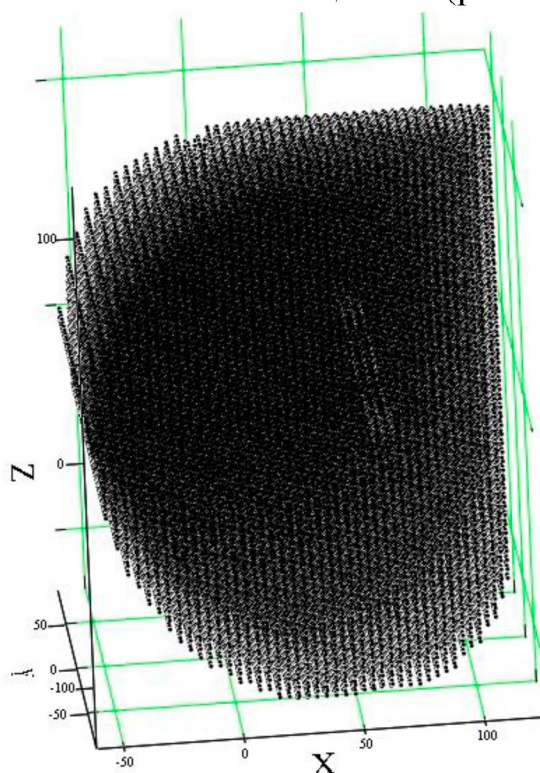


Рис. 15 – Рабочая зона, представленная в виде трехмерной фигуры

В механизме реализовано два варианта выходного звена: простое выходное звено – платформа, на которое можно смонтировать различное оборудование (рис. 18), и выходное звено, обеспечивающее дополнительную степень свободы – вращение вокруг вертикальной оси (рис. 19). Добавление дополнительной степени свободы реализуется с помощью дополнительной кинематической цепи, состоящей из привода, смонтированного на стойке для противовеса, двух звеньев, связанных с поступательной кинематической парой, и двух шарниров Гука, передающих вращение двигателя на выходное звено.



Рис. 18 – Выходное звено – платформа

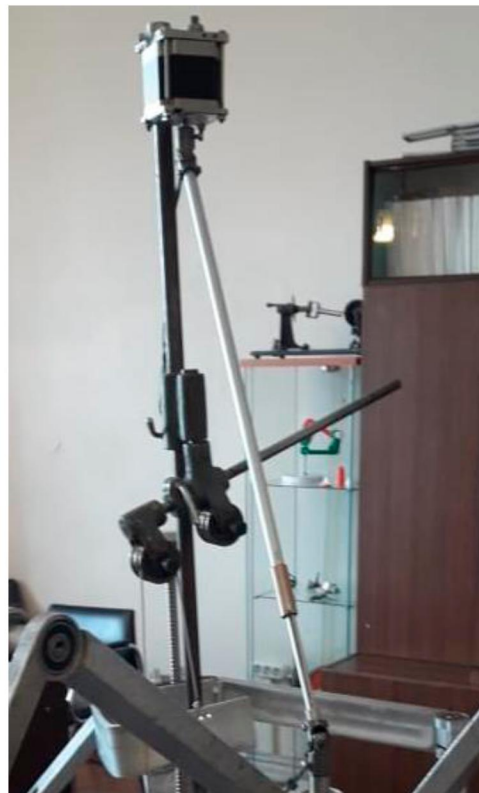


Рис. 19 – Выходное звено, обеспечивающее дополнительную степень свободы

Разработанная действующая модель изоморфного поступательно-направляющего механизма параллельной структуры подтвердила наличие требуемого числа степеней свободы и необходимых параметров рабочей зоны.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

В работе получены следующие результаты:

1. Проведен структурный синтез и анализ изоморфного поступательно-направляющего механизма параллельной структуры с кинематическими цепями, не содержащими поступательных кинематических пар и с дополнительной кинематической цепью, передающей вращательное движение рабочему органу.

2. Проведен кинематический анализ, включающий решение задач о положениях и скоростях для изоморфного поступательно-направляющего механизма параллельной структуры.

3. Проведен анализ динамического взаимовлияния между приводами для изоморфного поступательно-направляющего механизма параллельной структуры.

4. Проведен динамический анализ изоморфного поступательно-направляющего механизма параллельной структуры.

5. Разработана и изготовлена действующая модель изоморфного поступательно-направляющего механизма параллельной структуры. Проведен анализ рабочей зоны.

По результатам работы можно сделать следующие выводы:

1. Изоморфный поступательно-направляющий механизм параллельной структуры может быть получен за счет применения кинематических цепей, содержащих винтовые передачи и приводные диады, включающие по три вращательные кинематические пары с параллельными осями.

2. Кинематический анализ синтезированного изоморфного поступательно-направляющего механизма параллельной структуры показал, что свойство изоморфности сохраняется при использовании приводных диад.

3. Анализ динамического влияния между приводами рассматриваемого механизма целесообразно провести на основе рассмотрения кинетической энергии. При движении по одной координате доля кинетической энергии, определяемая соответствующей кинематической цепью, составляет около 80%. Остальные кинематические цепи могут быть учтены путем введения замещающих масс.

4. Динамический анализ рассматриваемого механизма может быть проведен на основе отдельного рассмотрения всех кинематических цепей. При этом может быть обеспечена требуемая динамическая точность.

5. Разработанная действующая модель механизма подтвердила наличие требуемого числа степеней свободы и необходимых параметров рабочей зоны.

Результаты данной работы соответствуют паспорту специальности 05.02.18 – Теория механизмов и машин в части, касающейся теоретических закономерностей проектирования механизмов, а также методов кинематического и динамического анализа и синтеза.

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

В научных изданиях, включенных в Перечень ВАК:

1. Едакина Т.В., Едакин А.И., Самойлова В.В., Рамжаев В.С. Структурный и кинематический анализ изоморфного механизма параллельной структуры для поступательных перемещений выходного звена. // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2021. № 10. С. 35-40.

2. Едакин А.И., Едакина Т.В., Самойлова В.В., Рамжаев В.С. Структурный синтез и анализ механизмов с выходным звеном, совершающим одно поступательное и два вращательных движения. // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2021. № 11. С. 43-49.

В других изданиях:

3. Сусакова Т.В. (Едакина Т.В.), Самойлова В.В., Едакин А.И., Рамжаев В.С. Структурный синтез и анализ механизмов параллельной структуры с поступательным движением выходного звена. // Вестник научно-технического развития. 2020. № 6 (154). С. 13-17.

4. Сусакова Т.В. (Едакина Т.В.), Едакин А.И. Структурный анализ и разработка вариантов схем механизма параллельной структуры с поступательным движением выходного звена. // XXXII Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов по проблемам машиноведения. Сборник трудов конференции. 2021. С. 528-533.

5. Ласточкин А.Б., Едакина Т.В., Рамжаев В.С. Расчет рабочей зоны поступательно-направляющего механизма с ортогонально расположенными цепями. // XXXIII Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов по проблемам машиноведения. Сборник трудов конференции. 2021. С. 409-413.

Патенты:

6. Патент РФ № 207615 на полезную модель. Пространственный трехосевой механизм с поступательным и вращательным движением выходного звена. // Глазунов В.А., Едакина Т.В., Едакин А.И., Самойлова В.В., Рамжаев В.С. Оп. 03.11.2021. Бюл. № 31.

7. Патент РФ № 203527 на полезную модель. Пространственный механизм с постоянством точки ввода рабочего органа. // Глазунов В.А., Сусакова Т.В. (Едакина Т.В.), Едакин А.И., Самойлова В.В., Рамжаев В.С. Оп. 08.04.2021. Бюл. № 10.